



**POLITECHNIKA
GDAŃSKA**

Wydział Inżynierii
Mechanicznej i
Okrętownictwa



Imię i nazwisko autora rozprawy: Dominik Kreft
Dyscyplina naukowa: Inżynieria mechaniczna

ROZPRAWA DOKTORSKA

Tytuł rozprawy w języku polskim: Dobór głównych parametrów instalacji grzewczych spalinowych siłowni okrętowych z wykorzystaniem metod i modeli probabilistycznych

Tytuł rozprawy w języku angielskim: Selection of the heating installations' main parameters for marine diesel power plants with the use of probabilistic methods and models

Promotor
<i>podpis</i>
dr hab. inż. Damian Bocheński prof. PG

Gdańsk, rok 2023



**GDAŃSK UNIVERSITY
OF TECHNOLOGY**

Faculty of Mechanical Engineering
and Ship Technology



The author of the PhD dissertation: Dominik Kreft
Scientific discipline: Mechanical engineering

DOCTORAL DISSERTATION

Title of PhD dissertation: Selection of the heating installations' main parameters for marine diesel power plants with the use of probabilistic methods and models

Title of PhD dissertation (in Polish): Dobór głównych parametrów instalacji grzewczych spalinowych siłowni okrętowych z wykorzystaniem metod i modeli probabilistycznych

Supervisor

signature

dr hab. inż. Damian Bocheński prof. PG

Gdańsk, year 2023





**POLITECHNIKA
GDAŃSKA**

Wydział Inżynierii
Mechanicznej i
Okrętownictwa



OŚWIADCZENIE

Autor rozprawy doktorskiej: Dominik Kreft

Ja, niżej podpisany, wyrażam zgodę na bezpłatne korzystanie z mojej rozprawy doktorskiej zatytułowanej:

Dobór głównych parametrów instalacji grzewczych spalinowych siłowni okrętowych z wykorzystaniem metod i modeli probabilistycznych.¹

Gdańsk, dnia

.....
podpis doktoranta

Świadomy odpowiedzialności karnej z tytułu naruszenia przepisów ustawy z dnia 4 lutego 1994 r. o prawie autorskim i prawach pokrewnych (Dz. U. z 2006 r., nr 90, poz. 631) i konsekwencji dyscyplinarnych określonych w ustawie Prawo o szkolnictwie wyższym (Dz. U. z 2012 r., poz. 572 z późn. zm.),² a także odpowiedzialności cywilno-prawnej oświadczam, że przedkładana rozprawa doktorska została napisana przeze mnie samodzielnie.

Oświadczam, że treść rozprawy opracowana została na podstawie wyników badań prowadzonych pod kierunkiem i w ścisłej współpracy z promotorem Damianem Bocheńskim.

Niniejsza rozprawa doktorska nie była wcześniej podstawą żadnej innej urzędowej procedury związanej z nadaniem stopnia doktora.

Wszystkie informacje umieszczone w ww. rozprawie uzyskane ze źródeł pisanych i elektronicznych, zostały udokumentowane w wykazie literatury odpowiednimi odnośnikami zgodnie z art. 34 ustawy o prawie autorskim i prawach pokrewnych.

Potwierdzam zgodność niniejszej wersji pracy doktorskiej z załączoną wersją elektroniczną.

Gdańsk, dnia

.....
podpis doktoranta

Ja, niżej podpisany, wyrażam zgodę na umieszczenie ww. rozprawy doktorskiej w wersji elektronicznej w otwartym, cyfrowym repozytorium instytucjonalnym Politechniki Gdańskiej, Pomorskiej Bibliotece Cyfrowej oraz poddawania jej procesom weryfikacji i ochrony przed przywłaszczeniem jej autorstwa.

Gdańsk, dnia

.....
podpis doktoranta

¹ Zarządzenie Rektora Politechniki Gdańskiej nr 34/2009 z 9 listopada 2009 r., załącznik nr 8 do instrukcji archiwalnej PG.

² Ustawa z dnia 27 lipca 2005 r. Prawo o szkolnictwie wyższym: Rozdział 7 Odpowiedzialność dyscyplinarna doktorantów, Art. 226.





**GDAŃSK UNIVERSITY
OF TECHNOLOGY**

Faculty of Mechanical Engineering
and Ship Technology



STATEMENT

The author of the PhD dissertation: Dominik Kreft

I, the undersigned, agree that my PhD dissertation entitled:
Selection of the heating installations' main parameters for marine diesel power plants with the use
of probabilistic methods and models.¹

Gdańsk,.....

.....
signature of the PhD student

Aware of criminal liability for violations of the Act of 4th February 1994 on Copyright and Related Rights (Journal of Laws 2006, No. 90, item 631) and disciplinary actions set out in the Law on Higher Education (Journal of Laws 2012, item 572 with later amendments),² as well as civil liability, I declare, that the submitted PhD dissertation is my own work.

I declare, that the submitted PhD dissertation is my own work performed under and in cooperation with the supervision of Damian Bocheński.

This submitted PhD dissertation has never before been the basis of an official procedure associated with the awarding of a PhD degree.

All the information contained in the above thesis which is derived from written and electronic sources is documented in a list of relevant literature in accordance with art. 34 of the Copyright and Related Rights Act.

I confirm that this PhD dissertation is identical to the attached electronic version.

Gdańsk,.....

.....
signature of the PhD student

I, the undersigned, agree to include an electronic version of the above PhD dissertation in the open, institutional, digital repository of Gdańsk University of Technology, Pomeranian Digital Library, and for it to be submitted to the processes of verification and protection against misappropriation of authorship.

Gdańsk,.....

.....
signature of the PhD student

¹ Decree of Rector of Gdansk University of Technology No. 34/2009 of 9th November 2009, TUG archive instruction addendum No. 8.

² Act of 27th July 2005, Law on Higher Education: Chapter 7, Criminal responsibility of PhD students, Article 226.





**POLITECHNIKA
GDAŃSKA**

Wydział Inżynierii
Mechanicznej i
Okrętownictwa



OPIS ROZPRAWY DOKTORSKIEJ

Autor rozprawy doktorskiej: Dominik Kreft

Tytuł rozprawy doktorskiej w języku polskim: Dobór głównych parametrów instalacji grzewczych spalinyowych siłowni okrętowych z wykorzystaniem metod i modeli probabilistycznych

Tytuł rozprawy w języku angielskim: Selection of the heating installations' main parameters for marine diesel power plants with the use of probabilistic methods and models

Język rozprawy doktorskiej: Polski

Promotor rozprawy doktorskiej: Damian Bocheński

Data obrony:

Słowa kluczowe rozprawy doktorskiej w języku polski: wytwarzanie ciepła, zapotrzebowanie na ciepło, kocioł utylizacyjny, instalacja pary grzewczej, instalacja oleju grzewczego, probabilistyka, teoria kolejek, statystyka, siłownie okrętowe, projektowanie statków

Słowa kluczowe rozprawy doktorskiej w języku angielskim: heat generation, heat demand, economizer, steam system, heating oil system, probability, queuing theory, statistics, marine power plants, ship design

Streszczenie rozprawy w języku polskim: Praca doktorska przedstawia nowatorską metodę projektowania okrętowych instalacji grzewczych. Metoda ta powstała dzięki analizie statystycznej danych zebranych z kilkunastu statków dotyczących między innymi wytwarzania pary w kotłach utylizacyjnych i zapotrzebowania na ciepło przez odbiorniki pary. Zaproponowany w pracy proces projektowy wykorzystuje równania korelacji wynikające z analizy statystycznej. Wytwarzanie ciepła oraz zapotrzebowanie na ciepło opisywano teoretyczną krzywą gęstości prawdopodobieństwa dla każdego ze statków. To pozwoliło przeprowadzić analizę korelacji i regresji parametrów rozkładów teoretycznych. Spoiwem procesu jest wykorzystanie teorii masowej obsługi oraz twierdzenia o splotach rozkładów Gaussa. W efekcie projektant siłowni okrętowych może w przystępny i klarowny sposób dobrać parametry urządzeń w okrętowym systemie grzewczym. Przewagą zaproponowanej metody nad obecnymi metodami deterministycznymi jest możliwość dobrania urządzeń o korzystniejszych parametrach (niższy koszt inwestycyjny i eksploatacyjny), spełniających oczekiwania zgodne z założonym poziomem prawdopodobieństwa.

Streszczenie rozprawy w języku angielskim: The Ph.D. thesis presents an innovative design method for marine heating systems. This method was created based on the statistical analysis of data collected from a dozen ships, concerning, among others, steam generation in economizers and steam heat demand by marine plant receivers. The design process proposed in the thesis is based on correlation equations resulting from statistical analysis. Heat production and heat demand were described by theoretical probability density functions for each ship. This allowed for the aforementioned correlation and regression of the parameters of the theoretical distribution parameters. The binder of the process is the use of queuing theory and the convolution of two Gaussian distributions. As a result, a designer of a ship's power plants can select the parameters of devices in a ship's heating system in an accessible and clear way. The advantage of the proposed method over the current deterministic methods, is the possibility of selecting devices with optimal parameters (lower investment and use costs), meeting the expectations in line with the assumed probability level.





**GDAŃSK UNIVERSITY
OF TECHNOLOGY**

Faculty of Mechanical Engineering
and Ship Technology



DESCRIPTION OF DOCTORAL DISSERTATION

The Author of the Ph.D. dissertation: Dominik Kreft

Title of Ph.D. dissertation: Selection of the heating installations' main parameters for marine diesel power plants with the use of probabilistic methods and models

Title of Ph.D. dissertation in Polish: Dobór głównych parametrów instalacji grzewczych spalinowych siłowni okrętowych z wykorzystaniem metod i modeli probabilistycznych

Language of Ph.D. dissertation: Polish

Supervision: Damian Bocheński

Date of doctoral defense:

Keywords of Ph.D. dissertation in Polish: : wytwarzanie ciepła, zapotrzebowanie na ciepło, kocioł utylizacyjny, instalacja pary grzewczej, instalacja oleju grzewczego, probabilistyka, teoria kolejek, statystyka, siłownie okrętowe, projektowanie statków

Keywords of Ph.D. dissertation in English: economizer, steam system, heating oil system, probability, queuing theory, statistics, marine power plants, ship design

Summary of Ph.D. dissertation in Polish: Praca doktorska przedstawia nowatorską metodę projektowania okrętowych instalacji grzewczych. Metoda ta powstała dzięki analizie statystycznej danych zebranych z kilkunastu statków dotyczących między innymi wytwarzania pary w kotłach utylizacyjnych i zapotrzebowania na ciepło przez odbiorniki pary. Zaproponowany w pracy proces projektowy wykorzystuje równania korelacji wynikające z analizy statystycznej. Wytwarzanie ciepła oraz zapotrzebowanie na ciepło opisywano teoretyczną krzywą gęstości prawdopodobieństwa dla każdego ze statków. To pozwoliło przeprowadzić analizę korelacji i regresji parametrów rozkładów teoretycznych. Spoiwem procesu jest wykorzystanie teorii masowej obsługi oraz twierdzenia o splotach rozkładów Gaussa. W efekcie projektant siłowni okrętowych może w przystępny i klarowny sposób dobrać parametry urządzeń w okrętowym systemie grzewczym. Przewagą zaproponowanej metody nad obecnymi metodami deterministycznymi jest możliwość dobrania urządzeń o korzystniejszych parametrach (niższy koszt inwestycyjny i eksploatacyjny), spełniających oczekiwania zgodne z założonym poziomem prawdopodobieństwa.

Summary of Ph.D. dissertation in English: The Ph.D. thesis presents an innovative design method for marine heating systems. This method was created based on the statistical analysis of data collected from a dozen ships, concerning, among others, steam generation in economizers and steam heat demand by marine plant receivers. The design process proposed in the thesis is based on correlation equations resulting from statistical analysis. Heat production and heat demand were described by theoretical probability density functions for each ship. This allowed for the aforementioned correlation and regression of the parameters of the theoretical distribution parameters. The binder of the process is the use of queuing theory and the convolution of two Gaussian distributions. As a result, a designer of a ship's power plants can select the parameters of devices in a ship's heating system in an accessible and clear way. The advantage of the proposed method over the current deterministic methods, is the possibility of selecting devices with optimal parameters (lower investment and use costs), meeting the expectations in line with the assumed probability level.



Spis treści

1.	WPROWADZENIE.....	13
1.1.	Wstęp.....	13
1.2.	Charakterystyka techniczna okrętowych instalacji grzewczych	13
1.3.	Przegląd metod projektowych okrętowych instalacji grzewczych	16
1.4.	Cel i koncepcja pracy.....	18
1.5.	Hipoteza naukowa	18
1.6.	Zakres i układ pracy.....	19
2.	MOŻLIWOŚCI WYKORZYSTANIA METOD PROBABILISTYCZNYCH W TEORII PROJEKTOWANIA PAROWYCH INSTALACJI GRZEWCZYCH.....	20
2.1.	Uwagi wstępne.....	20
2.2.	Metody masowej obsługi	20
2.3.	Metoda oparta na splotach rozkładów Gaussa	25
2.4.	Podsumowanie	26
3.	PROGRAM BADAŃ EKSPLOATACYJNYCH OKRĘTOWYCH INSTALACJI GRZEWCZYCH	27
3.1.	Uwagi wstępne.....	27
3.2.	Plan eksperymentu biernego	27
3.3.	Zakres i sposób prowadzenia badań eksploatacyjnych	30
3.4.	Metody pomiarowe i aparatura stosowana w pomiarach eksploatacyjnych.....	33
3.5.	Niepewności pomiarowe	35
3.6.	Charakterystyka wykorzystanych materiałów	37
3.7.	Podsumowanie	38
4.	CHARAKTERYSTYKI STRUMIENIA CIEPŁA WYTWARZANEGO W KOTLE UTYLIZACYJNYM ORAZ CZASU POJAWIAJĄCYCH SIĘ ZGŁOSZEŃ PODCZAS STANU EKSPLOATACYJNEGO PŁYWANIE W MORZU	39
4.1.	Uwagi wstępne.....	39
4.1.1.	Częstość próbkowania	39
4.1.2.	Minimalna liczność próby	40
4.2.	Określanie charakterystyk strumienia ciepła wytwarzanego w kotle utylizacyjnym	41
4.3.	Badanie statystyczne charakterystyk wytwarzania ciepła w kotłach utylizacyjnych oraz czasu pojawiących się zgłoszeń porcji ciepła	48
4.4.	Badanie wpływu parametrów charakterystycznych statku oraz zmiennych niezależnych na moc cieplną kotła utylizacyjnego	57
4.5.	Podsumowanie	62



5. CHARAKTERYSTYKI ZAPOTRZEBOWANIA NA CIEPŁO ORAZ CZASU OBSŁUGI ZGŁOSZEŃ PORCJI CIEPŁA PODCZAS STANU EKSPLOATACYJNEGO PŁYWANIE W MORZU	63
5.1. Uwagi wstępne.....	63
5.1.1. Częstość próbkowania	63
5.1.2. Minimalna liczność próby	63
5.2. Określanie charakterystyk strumienia ciepła zapotrzebowanego przed odbiorniki na podstawie pomiarów dokonanych w ramach eksperymentu biernego	64
5.3. Badanie statystyczne charakterystyk rozkładu zapotrzebowania na ciepło oraz czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła	65
5.4. Badanie wpływu parametrów charakterystycznych statku oraz zmiennych niezależnych na zapotrzebowanie ciepła przez odbiorniki na statku	70
5.5. Podsumowanie	75
6. MOŻLIWOŚCI STOSOWANIA METODY	76
6.1. Uwagi wstępne.....	76
6.2. Prognozowanie wartości temperatury wody zaburtowej oraz powietrza zewnętrznego	76
6.3. Możliwość zastosowania programów symulacyjnych teorii kolejek.....	77
6.3.1. Analiza porównawcza systemów kolejkowych	79
6.4. Porównanie systemu kolejkowego i metody opartej na splotach rozkładów Gaussa	82
6.5. Dobór parametrów urządzeń w instalacji grzewczej.....	83
6.5.1. Kocioł utylizacyjny	85
6.5.2. Kocioł opalany	86
6.5.3. Skraplacz nadmiarowy	86
6.5.4. Chłodnica skroplin	87
6.5.5. Pompy zasilające i obiegowe	87
6.5.6. Średnice rurociągów.....	88
6.6. Porównanie parametrów instalacji grzewczych określonych przy wykorzystaniu proponowanych metod z parametrami rzeczywistych instalacji grzewczych na wybranych statkach.....	88
6.6.1. System masowej obsługi	90
6.6.2. Sploty Gaussa	92
6.6.3. Wyniki analizy porównawczej	93
6.7. Podsumowanie	95
7. PRAKTYCZNY ALGORYTM PROCESU PROJEKTOWANIA INSTALACJI GRZEWCZEJ	96
7.1. Schemat postępowania podczas procesu projektowego.....	96
7.2. Przykład obliczeniowy.....	98
7.3. Podsumowanie	104
8. PODSUMOWANIE I WNIOSKI KOŃCOWE.....	105
LITERATURA	107



ZAŁĄCZNIKI	113
A. Charakterystyka techniczna statków	113
B. Histogramy mocy eksploatacyjnej silników głównych.....	114
C. Określenie mocy silnika głównego w zależności od parametrów wielkościowych statku	117
D. Wpływ parametrów zewnętrznych na zużycie paliwa przez kocioł pomocniczy opalany	118
E. Opis działania i kod programu PythonMMO	120
F. Dobór urządzeń instalacji grzewczej	124
G. Bilanse ciepła badanych statków	126
H. Wpływ temperatury spalin wylotowych t_{sp2} na parametry rozkładów wytwarzania ciepła i czasu pojawiających się zgłoszeń	128

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ I SKRÓTÓW

a – średni czas pomiędzy kolejnymi zgłoszeniami
 a, b_1, b_2 – współczynniki równań regresji
 A – pole powierzchni
 b – średni czas trwania obsługi
 B – szerokość statku
 c_p – ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu
 d – średnica
 D – wyporność statku
 i – entalpia
 k – liczba przedziałów klasowych histogramu / liczba miejsc w kolejce
 $K-S$ – test statystyczny Kołmogorowa–Smirnowa
 L – długość statku
 L_q – średnia liczba zgłoszeń w kolejce
 L_s – liczba zgłoszeń w systemie
 \dot{m} – strumień masy
 M – moment obrotowy
 M_x – mediana
 n – prędkość obrotowa / licznosc próby / liczba miejsc w systemie (kolejka + aparaty obsługi)
 N – moc
 p – wartość krytyczna testu statystycznego
 p_n – prawdopodobieństwo, że w systemie znajduje się n zgłoszeń
 P_n – nośność statku
 \dot{Q} – strumień ciepła
 R – współczynnik korelacji
 R^2 – współczynnik determinacji
 s – liczba aparatów obsługi / długość trasy statku
 t – temperatura / czas
 T – zanurzenie statku
 v – prędkość przepływu / prędkość pływania statku
 \dot{V} – strumień objętości
 W_q – średni czas oczekiwania w kolejce
 W_s – średni czas oczekiwania w systemie
 α – poziom istotności / współczynnik obciążenia
 β – współczynnik jednoczesności
 ε – błąd maksymalny
 η – sprawność
 λ – intensywność zgłoszeń / współczynnik nadmiaru powietrza
 μ^{norm} – wartość oczekiwana rozkładu normalnego
 μ^{ln} – parametr kształtu rozkładu logarytmiczno-normalnego
 μ – intensywność obsługi
 v – współczynnik zmienności
 ρ – współczynnik zajętości systemu / gęstość
 σ^{norm} – odchylenie standardowe rozkładu normalnego
 σ^{ln} – parametr skali rozkładu logarytmiczno-normalnego
 τ – krotność odchylenia standardowego
 χ^2 – test zgodności chi–kwadrat



INDEKSY

Odnoszące się do parametrów i charakterystyk okrętowych instalacji grzewczych

SG – silnik główny
KU – kocioł utylizacyjny
KO – kocioł opalany
OC – odbiorniki ciepła
SN – skraplacz nadmiarowy
CH – chłodnica skroplin
PZ – pompy zasilające
PO – pompy obiegowe
ZP – zespół prądotwórczy
CO – chłodnica oleju
NO – nadmiarowa chłodnica oleju

Odnoszące się do rodzajów czynnika

par – para sucha nasycona
sp – spaliny
w – woda
pal – paliwo
pow – powietrze atmosferyczne
og – olej grzewczy
skr – skropliny

Charakteryzujące wartości

eks – chwilowa/eksploatacyjna
geo – geometryczna
ln – rozkład logarytmiczno-normalny
min – minimalna
max – maksymalna
nom – nominalna
norm – rozkład normalny
obl – obliczeniowa
śr – średnia
wew – wewnętrzna
– – względna
• – strumień

WYKAZ SYMBOLI GRAFICZNYCH

	zawór kulowy
	zawór grzybkowy
	zawór motylkowy
	zawór zwrotny
	zawór zwrotny odcinający
	trójdrogowy zawór termostatyczny
	zawór redukcyjny
	wymiennik ciepła
	pompa
	kryza
	odgazowywacz
	odwadniacz pływakowy
	waposkop
	odwadniacz termodynamiczny
	zawór zwrotny płytkowy
	manometr

DEFINICJE NIEKTÓRYCH POJĘĆ UŻYTYCH W PRACY

Częstość absolutna – Ilość zdarzeń w czasie.

Częstość względna – Stosunek ilości zdarzeń sprzyjających do wszystkich zdarzeń.

Model deterministyczny – Model matematyczny w którym stan zależy jedynie od parametrów wejściowych. Opis modelu nie zawiera elementów losowych.

Proces Markowa – Ciąg zdarzeń, w którym prawdopodobieństwo każdego zdarzenia zależy jedynie od wyniku poprzedniego.

Proces stochastyczny – Funkcja w czasie, przyjmująca wartości będące zmiennymi losowymi.

Skrzynia cieplna – Urządzenie okrętowe pełniące funkcję atmosferycznego i wysokotemperaturowego zbiornika skroplin.

Strumień rekurencyjny – Strumień zgłoszeń w którym czas pomiędzy następującymi po sobie zgłoszeniami przyjmują ten sam rozkład.

Teoria masowej obsługi (kolejek) – Dziedzina nauki oparta na rachunku prawdopodobieństwa i statystyce matematycznej. Wykorzystana do analizy i modelowania rzeczywistych systemów transportowych, informatycznych i telekomunikacyjnych.

Współczynnik zmienności – Miara zróżnicowania rozkładu cechy, która zapisywana jest jako stosunek odchylenia standardowego do wartości średniej arytmetycznej tej próby.

Wstępne etapy projektowania – Zazwyczaj projekt ofertowy oraz kontraktowy



1. WPROWADZENIE

1.1. Wstęp

Siłownia okrętowa to zespół maszyn i urządzeń statku, którego podstawowym zadaniem jest pokrycie zapotrzebowania na energię mechaniczną (służącą do napędu statku), elektryczną i ciepło (rozumiane jako energia wewnętrzna czynnika grzewczego). Obecnie na zdecydowanej większości statków transportowych są stosowane spalinowe siłownie okrętowe (ze spalinowymi silnikami tłokowymi).

Na statkach z siłowniami spalinowymi zapotrzebowanie na ciepło związane jest z podgrzewaniem paliwa ciekłego (w podgrzewaczach i zbiornikach), oleju (w podgrzewaczach i zbiornikach), wody (w podgrzewaczach) oraz powietrza (w nagrzewnicach central klimatyzacyjnych). Na siarkowcach czy zbiornikowcach konieczne jest również podgrzewanie przewożonego ładunku.

Odbiornikami ciepła (OC) są urządzenia, które służą do podgrzewania wymienionych czynników roboczych, czyli podgrzewacze i węzownice w zbiornikach. Odbiorniki te możemy podzielić, przyjmując jako kryterium podziału wpływ warunków zewnętrznych na wartość zapotrzebowania ciepła. I tak mamy odbiorniki, w których wielkość zapotrzebowania ciepła zależy od warunków zewnętrznych (węzownice w zbiornikach paliwa, węzownice w zbiornikach ładunkowych, nagrzewnice central klimatyzacyjnych), oraz odbiorniki, w których wielkość zapotrzebowania ciepła nie zależy od warunków zewnętrznych (podgrzewacze paliwa, oleju, wody).

Okrętowa instalacja pokrywająca zapotrzebowanie ciepła jest nazywana instalacją grzewczą. W siłowniach spalinowych instalacje grzewcze najczęściej występują w dwóch rozwiązaniach konstrukcyjnych:

- instalacje pary grzewczej,
- instalacje oleju grzewczego.

Sporadycznie na niewielkich statkach charakteryzujących się małym zapotrzebowaniem ciepła występują instalacje wody grzewczej lub instalacje grzewcze elektryczne [1].

1.2. Charakterystyka techniczna okrętowych instalacji grzewczych

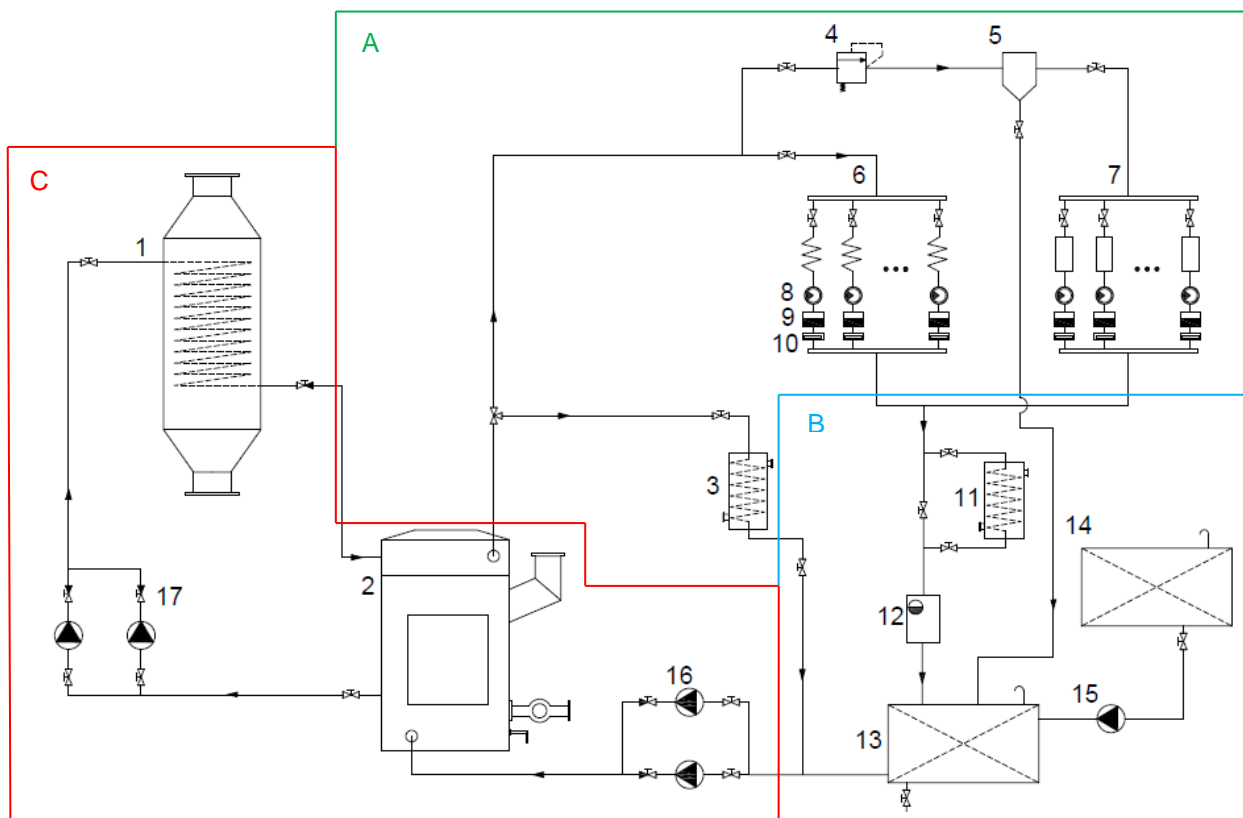
Ponad 80% eksploatowanych statków transportowych wyposażonych jest w instalację parową. Teoretycznie czynnikiem grzewczym jest para sucha nasycona, lecz w rzeczywistej eksploatacji jest to zazwyczaj para mokra o wysokim stopniu suchości lub para sucha o niewielkim parametrze przegrzania. Ciśnienia pary grzewczej zawierają się w przedziale 0,4–1,8 MPa, a odpowiadające im temperatury nasycenia 144–208°C [1]–[4].

W celu identyfikacji wybranych systemów jako obiektów badań naukowych, na rys. 1 przedstawiono schemat ideowy instalacji parowej. Generalnie instalacja parowa składa się z trzech głównych części:

- instalacja pary dolotowej (A),
- instalacja skroplin (B),
- instalacja wody zasilającej obiegowej (C).

W typowym rozwiązaniu instalacji parowej, występującym na większości statków transportowych, w kotle utylizacyjnym (KU) jest wytwarzana para grzewcza podczas podstawowego stanu eksploatacyjnego statku nazywanego pływaniem w morzu. Z kolei kocioł opalany służy do wytwarzania pary podczas stanów eksploatacyjnych postój w porcie, manewry i rozruch siłowni. W przypadku zwiększonego zapotrzebowania na ciepło przez odbiorniki ciepła oba kotły mogą pracować równolegle. Kotły zasilane są wodą podawaną przez pompę zasilającą, której wydajność powinna być nie mniejsza niż 1,15 wydajności maksymalnej kotła. Obieg wody przez kocioł utylizacyjny zapewnia pompa obiegowa, pracująca z taką wydajnością, aby krotność obiegu wody wynosiła $n = 8 - 10$ [5]. Część pary jest kierowana do kolektora o ciśnieniu zredukowanym przez zawór redukcyjny. W rurociągach parowych montowane są odwodnienia oraz odpowietrzenia. Za każdym z odbiorników ciepła znajdują się waposkopy, odwadniacze oraz zawory zwrotne. Waposkopy pozwalają na weryfikację czystości czynnika roboczego. Specjalna konstrukcja odwadniaczy termodynamicznych zapewnia jedynie przepływ czynnika w stanie ciekłym, a zawory zwrotne

nie pozwalają wpłynąć kondensatowi do odbiorników ciepła, jeśli wystąpiłoby ciśnienie zwrotne. Za odbiornikami znajduje się chłodnica skroplin, która schładza skropliny do temperatury 70–90°C, aby uniknąć wtórnego odparowania i tym samym strat czynnika w skrzyni cieplnej. Zamiast chłodnicy skroplin stosuje się niekiedy chłodzenie skroplin w skrzyni cieplnej za pomocą węzownic. Para przepływająca przez wszystkie odbiorniki ciepła, które podgrzewają czynniki ropopochodne, jest kierowana do zbiornika obserwacyjnego skroplin, gdzie weryfikuje się czystość skroplin. W razie zauważenia substancji ropopochodnych w kondensacie usuwa się nieszczelność, a skropliny kieruje się do zbiornika ściekowego. Skrzynia cieplna ma za zadanie kompensować zmiany objętości właściwej, odgazowywać oraz filtrować wodę. W razie ubytku wody w instalacji uzupełnia się ją, pompując wodę z zbiornika wody kotłowej za pomocą pompy uzupełniającej. W skrzyni cieplnej monitoruje się oraz uzupełnia dodatki do wody odpowiedzialne za jej twardość i alkaliczność. W przypadku wystąpienia nadmiaru produkcji pary przez kocioł utylizacyjny musi istnieć możliwość regulacji wydajności kotła. Najczęściej, nadwyżka strumienia pary trafia do skraplacza nadmiarowego (SN) 3 [1], [2], [4], [6].



Rys. 1. Schemat ideowy parowej instalacji grzewczej

1 – kocioł utylizacyjny; 2 – kocioł opalany; 3 – skraplacz nadmiarowy; 4 – zawór redukcyjny; 5 – odwadniacz;
 6 – odbiorniki pary wysokiego ciśnienia; 7 – odbiorniki pary niskiego ciśnienia; 8 – waposkop; 9 – odwadniacz termodynamiczny; 10 – zawór zwrotny płytkowy; 11 – chłodnica skroplin; 12 – zbiornik obserwacyjny skroplin;
 13 – skrzynia cieplna; 14 – zbiornik zapasowy wody kotłowej; 15 – pompa uzupełniająca skrzynię cieplną;
 16 – pompy zasilające; 17 – pompy obiegowe kotła utylizacyjnego;

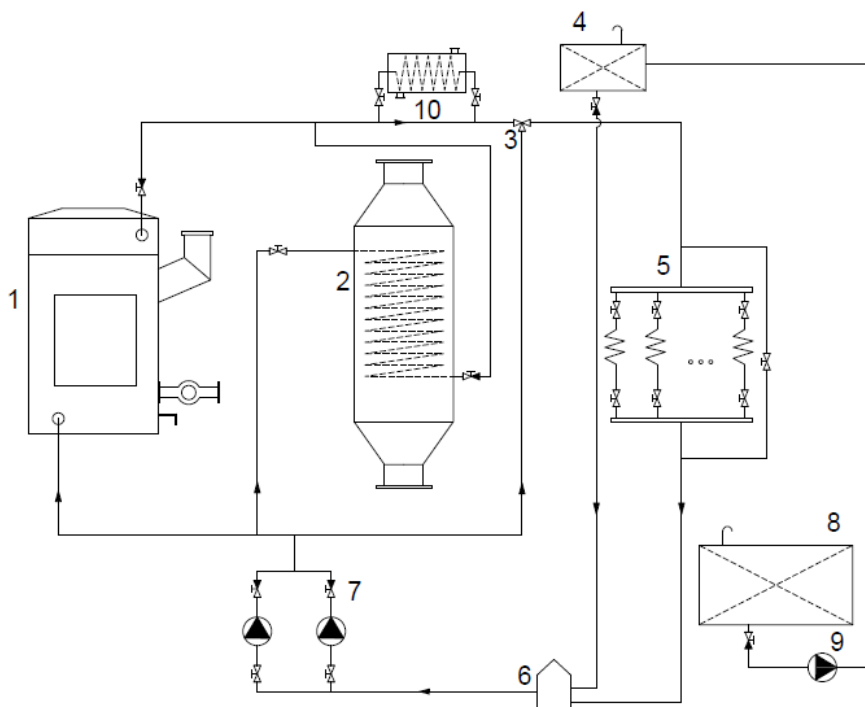
A – instalacja pary dołotowej; B – instalacja skroplin; C – instalacja wody zasilającej i obiegowej

W zależności od rodzaju współpracy między kotłem utylizacyjnym a opalany można wyróżnić 3 rozwiązania techniczne. Podstawowym jest połączenie kotła utylizacyjnego z przestrzenią parowo-wodną kotła opalanego. Główną zaletą tego rozwiązania jest prosta konstrukcja oraz utrzymywanie kotła utylizacyjnego w stanie „gorącym” podczas stanu eksploatacyjnego postój w porcie, co zapobiega korozji węzownic od strony spalin. Główną wadą zaś - niemożność wykonywania napraw kotła opalanego podczas stanu eksploatacyjnego pływania w morzu oraz długi czas nagrzewania się kotła opalanego spowodowany

bardzo dużą objętością przestrzeni parowo-wodnej. Drugim rozwiązaniem jest instalacja osobnego zbiornika separacyjnego dla kotła utylizacyjnego, dzięki czemu obie instalacje są autonomiczne, ale dodatkowy walczak wraz z armaturą zwiększa koszty inwestycyjne i złożoność układu. Trzecią opcją jest zastosowanie kotła kombinowanego, który może być ogrzewany za pomocą spalin wylotowych, jak i za pomocą paliwa ciekłego. Jest to możliwość najkorzystniejsza, biorąc pod uwagę złożoność instalacji. Jednakże taki kocioł ma dużo większe gabaryty i masę, a instalowany jest najczęściej w szybie maszynowym, gdzie często nie ma na niego wystarczająco dużo miejsca [1], [7].

W instalacji grzewczej olejowej czynnikiem grzewczym jest olej, który może być mineralny lub syntetyczny. Charakteryzuje się niską lepkością, długim okresem stosowności i odpornością na wysokie temperatury. Instalacje oleju grzewczego należą do instalacji niskociśnieniowych, a ciśnienia wynoszą 0,25–0,5 MPa. Charakteryzują się przy tym wysokimi temperaturami w zakresie 300–360°C [8].

Instalacja oleju grzewczego może być jednoobiegowa (rys. 2) lub dwuobiegowa. Olej jest podgrzewany w nagrzewnicy: opalanej, utylizacyjnej lub w obu jednocześnie. Elementem zapewniającym stałą temperaturę jest zawór termostatyczny. Miesza on gorący olej przepływający przez nagrzewnicę z olejem, który przepływa przez bypass. W przypadku dużego nadatku ciepła olej grzewczy jest schładzany w chłodnicy oleju. Cyrkulację oleju w instalacji wymuszają pompy obiegowe. Podgrzany olej oddaje ciepło w odbiornikach ciepła. Następnie jest kierowany do odgazowywacza, którego zadaniem jest odprowadzenie wydzielających się par i gazów do zbiornika wyrównawczego. Ubytek oleju jest uzupełniany przez grawitacyjny napływ ze zbiornika wyrównawczego do odgazowywacza. Z kolei do zbiornika wyrównawczego olej jest pompowany ze zbiornika zapasowego za pomocą pompy uzupełniającej. Na zbiornikowcach, gdy temperatura oleju jest zbyt wysoka do ogrzewania ładunku, stosuje się instalację dwuobiegową lub wytwornicę pary ogrzewaną olejem. Osobnej wytwornicy pary używa się również wtedy, gdy para wodna jest potrzebna jest do celów technologicznych [1], [2].



Rys. 2. Schemat ideowy instalacji oleju grzewczego

- 1 – nagrzewnica opalana; 2 – nagrzewnica utylizacyjna; 3 – zawór termostatyczny na bypassie;
 4 – zbiornik wyrównawczy; 5 – odbiorniki ciepła; 6 – odgazowywacz; 7 – pompy obiegowe; 8 – zbiornik zapasowy;
 9 – pompa uzupełniająca; 10 – chłodnica oleju

Zalety i wady każdej instalacji wynikają z różnic we właściwościach zastosowanych czynników grzewczych. Porównanie takie przedstawiono w artykułach [1], [8], [9] oraz z pozycjach książkowych [8],

[10]. Nie można jednoznacznie rozstrzygnąć, która z instalacji jest rozwiązaniem bardziej korzystnym. Dobór odpowiedniej powinien być każdorazowo analizowany przy uwzględnieniu warunków eksploatacji i specyfikacji projektowanego statku.

1.3. Przegląd metod projektowych okrętowych instalacji grzewczych

Proces projektowania instalacji grzewczych, tak jak innych instalacji okrętowych, ma charakter iteracyjny. Ideą tego procesu jest dojście do najlepszego rozwiązania technicznego za pomocą weryfikacji i wielokrotnego korygowania wyznaczonych parametrów i charakterystyk. Proces ten można przedstawić za pomocą spirali projektowej Evansa [11]. Niestety powoduje on, że czas projektowania bardzo się wydłuża, ze względu na wielokrotne korekty założeń początkowych [12]. Ogólny tok postępowania przy projektowaniu instalacji grzewczej odbywa się podobnie jak projektowanie innych instalacji okrętowych. Na początku tworzony jest projekt ofertowy. Następnie w projekcie kontraktowym wykonywane jest zestawienie różnych wariantów instalacji grzewczych i zostaje podjęta kluczowa decyzja o wyborze rozwiązania technicznego. Oba te etapy są nazywane projektem wstępnym. Dysponując niewielkim zasobem danych, wstępnie określa się zapotrzebowanie ciepła przez odbiorniki na projektowanym statku. Na tej podstawie dobiera się wielkość, liczbę i rodzaj kotłów. W projekcie klasyfikacyjnym, po określeniu parametrów i doborze wszystkich odbiorników ciepła (podgrzewaczy, węzownic w zbiornikach), sporządza się bilans cieplny i ewentualnie koryguje wielkość kotłów. Określone parametry kotłów pozwalają na dobór pomp zasilających i obiegowych. Następnie dobiera się chłodnicę skroplin oraz skraplacz nadmiarowy, a także elementy armatury (np. odwadniacze, zawory, waposkopy). Na potrzeby tej pracy w tabeli 1 zostały przedstawione etapy projektowania z wyszczególnionymi zadaniami projektowymi dla okrętowej instalacji grzewczej [13]–[16].

Tabela 1. Etapy projektowania okrętowej instalacji grzewczej

projekt ofertowy

- ogólne dane statku

projekt kontraktowy

- wstępne określenie zapotrzebowania na ciepło
- wybór koncepcji instalacji oraz dobór liczby, wielkości i rodzajów kotłów

projekt klasyfikacyjny

- dobór odbiorników ciepła oraz wielkości zbiorników
- sporządzenie bilansu cieplnego
- sprawdzenie poprawności doboru kotła opalanego
- dobór chłodnicy skroplin i skraplacza nadmiarowego
- dobór pomp, armatury, średnic rurociągów

projekt roboczy

- dokumentacja wykonawcza instalacji grzewczej

Przy doborze elementów instalacji grzewczej, bierze się pod uwagę minimalizację zużycia ciepła oraz wykorzystanie do jego wytwarzania najtańszego paliwa spełniającego normy jakości przy jednoczesnym maksymalnym wykorzystaniu ciepła odpadowego spalin wylotowych z silnika głównego (SG). Wybrane rozwiązanie analizuje się pod względem kosztów inwestycyjnych, kosztów obsługi i napraw oraz integralności całego systemu siłowni okrętowej [11], [15].

Aby wstępnie określić zapotrzebowanie statku na ciepło, wykorzystuje się metody wskaźnikowe i zależności regresyjne, które umożliwiają jedynie oszacowanie całkowitego maksymalnego zapotrzebowania na ciepło bądź nominalnych wydajności kotłów.

Elementem najpopularniejszych metod projektowych są wzory empiryczne, które powstały na podstawie list statków podobnych. Zależności te stosuje się w pewnych przedziałach wartości zmiennych niezależnych, określonych przez twórców tych wzorów. Ponieważ wzory tworzone w różnych okresach, należy mieć na uwadze zmiany konstrukcyjne statków, a co za tym idzie – możliwe różnice w zapotrzebowaniu ciepła. Zapotrzebowanie ciepła przez odbiorniki jest określane dla stanu eksploatacyjnego

statku, w którym zapotrzebowanie to jest najwyższe. Najczęściej stosowane zależności są ukazane w pracy [17]. Opracowane zostały dla różnych rodzajów statków i uzależniają zapotrzebowanie ciepła przez odbiorniki od mocy silnika głównego. Inny wzór przedstawiono w opracowaniu [4], służy on do określenia przybliżonego średniego zapotrzebowania na ciepło w warunkach zimowych dla małych i średnich statków transportowych. Zapotrzebowanie ciepła przez odbiorniki jest podane w zależności od mocy silnika głównego. W pracy [7] znajduje się analogiczna zależność dla zbiornikowców w postaci wielomianu 3. stopnia. Inne zależności, pochodzące z pracy [7], zostały opracowane dla siłowni kontenerowców z podziałem na warunki letnie oraz zimowe. Zmiennymi niezależnymi są: moc silnika głównego, liczba załogi, zasięg pływania, lepkość kinematyczna paliwa i iloczyn wymiarów głównych statku (długości, szerokości i zanurzenia) [15]. Poza zależnościami empirycznymi, przy wstępnym określaniu zapotrzebowania na ciepło można się także posłużyć także wskaźnikami zapotrzebowania na ciepło podanymi m.in. w pracy [7].

Na etapie projektu klasyfikacyjnego, gdy dobrane zostały wszystkie odbiorniki ciepła, sporządzana się bilans cieplny. Bilans ten jest przygotowywany dla wybranych stanów eksploatacyjnych statku. To niezbędny etap projektowania instalacji grzewczej, ponieważ pozwala na weryfikację poprawności wstępnych założeń projektu instalacji, przede wszystkim doboru kotłów. Aby poprawnie przeprowadzić analizę bilansową niezbędna jest znajomość charakterystyk pracy wszystkich odbiorników ciepła. Dla typowego statku transportowego rozróżnia się 4 podstawowe stany eksploatacyjne [18]:

- pływanie w morzu,
- manewry,
- postój w porcie,
- rozruch siłowni.

Pływanie w morzu jest podstawowym stanem eksploatacji statku transportowego obejmującym okres poruszania się statku pomiędzy portami z pominięciem tzw. manewrów [19]. Przy tworzeniu bilansu cieplnego uwzględnia się dwa skrajne warunki zewnętrzne w jakich znajdzie się projektowany statek. Przepisy towarzystwa klasyfikacyjnego American Bureau of Shipping pozwalają, aby temperatury zewnętrzne zostały dobrane przez projektanta, ale równocześnie proponują, aby wyliczyć średnią dzienną temperaturę a następnie przyjąć temperaturę obniżoną o dwukrotność odchylenia standardowego [20]. A. Balcerski w swojej książce [18] proponuje założyć następujące wartości temperatury wody zaburtowej i powietrza zewnętrznego dla warunków:

- zimowych ($t_w = -1^\circ\text{C}$; $t_{pow} = -25^\circ\text{C}$),
- letnich ($t_w = 33^\circ\text{C}$; $t_{pow} = 35^\circ\text{C}$).

Podczas postoju w porcie, rozruchu siłowni oraz manewrów wykorzystuje się kocioł opalany paliwem ciekłym, natomiast podczas pływania w morzu zapotrzebowanie na ciepło zazwyczaj w całości pokrywa kocioł utylizacyjny. Jedynie w przypadkach podwyższonego zapotrzebowania na ciepło, m.in. na statkach pasażerskich, trawlerach przetwórczych, zbiornikowcach, promach, może wystąpić sytuacja, w której kocioł utylizacyjny musi być wspomagany kotłem opalany. Zapotrzebowanie na strumień pary/oleju nie może przekraczać nominalnych wydajności dobranych kotłów [4].

Masowe natężenie przepływu czynnika grzewczego przez wszystkie odbiorniki ciepła \dot{m}_{OC} definiuje się za pomocą równania (1), które uwzględnia maksymalne zapotrzebowanie na ciepło każdego odbiornika, jego obciążenie oraz stopień jednoczesności [18]:

$$\dot{m}_{OC} = \sum_{i=1}^n \alpha_i \beta_i \dot{m}_{OCi} \quad (1)$$

gdzie:

\dot{m}_{OCi} – zużycie pary przez dany odbiornik ciepła [kg/h]

α_i – współczynnik obciążenia dla danego urządzenia i stanu eksploatacji [–]

β_i – współczynnik jednoczesności [–]

Oba współczynniki α_i oraz β_i są określane za pomocą eksploatacyjnych pomiarów na statkach podobnych. Współczynnik obciążenia jest stosunkiem rzeczywistego zużycia ciepła przez odbiornik w danym stanie eksploatacyjnym statku do zużycia maksymalnego, a współczynnik jednoczesności określa stopień jednoczesności występowania zapotrzebowania ciepła przez odbiornik lub grupę odbiorników ciepła

[18]. Często zamiennie jest stosowany współczynnik wykorzystania mocy zainstalowanej odbiornika ciepła, który jest iloczynem współczynników α_i oraz β_i .

Obliczone wartości w bilansie ciepła są maksymalnymi wartościami eksploatacyjnego zapotrzebowania ciepła przez odbiorniki w danych stanach eksploatacji i przyjętych warunkach zewnętrznych.

Podstawowe mankamenty metody bilansowej – poza dużą pracochłonnością – polegają na tym, że można ją zastosować dopiero na tych etapach projektowania, na których są znane charakterystyki wszystkich odbiorników pomocniczych oraz na tym, że konieczna jest znajomość wartości współczynników wykorzystania mocy zainstalowanej znacznej liczby odbiorników ciepła.

Wszystkie wymienione metody projektowe są metodami, które bazują na modelach deterministycznych, w których jako warunki projektowe są przyjmowane najbardziej niekorzystne warunki eksploatacyjne. Podejście takie może powodować zawyżenie wartości niektórych parametrów urządzeń i tym samym zwiększenie kosztów inwestycyjnych oraz eksploatacyjnych całej siłowni okrętowej. Brak jest metod, które określają eksploatacyjne zapotrzebowanie na ciepło i uwzględniają losowy (stochastyczny) charakter wytwarzania oraz zużywania ciepła [16].

Armatorzy często potrzebują metod, które pozwolą na określenie efektów eksploatacyjnych (np. prognozowanie rzeczywistego zużycia paliwa) lub efektów wprowadzonych zmian konstrukcyjnych na eksploatowanym statku. Najlepszym przykładem dotyczącym instalacji grzewczych jest ograniczenie limitu zawartości siarki w paliwie dla statków eksploatowanych w obszarach kontroli emisji [21]. Z tego powodu wielu armatorów statków, na których wykorzystywano paliwo ciężkie, musiało zmienić paliwo na odsiarczane (z reguły na paliwo lekkie). W takim przypadku znacząco zmniejszyła się zapotrzebowanie ciepła przez odbiorniki. Tym samym kocioł utylizacyjny wytwarzał zbyt dużo pary, która nie miała gdzie być skroplona (lub podgrzewał olej do zbyt wysokiej temperatury bez możliwości schłodzenia w chłodnicy), gdyż skraplacz nadmiarowy lub chłodnica oleju zostały dobrane dla warunków spalania paliwa ciężkiego o wysokiej zawartości siarki.

1.4. Cel i koncepcja pracy

Przedstawiona analiza obecnie stosowanych metod projektowania instalacji grzewczych oraz potrzeby armatorów związanych z określaniem rzeczywistych efektów eksploatacji statków wskazują na konieczność modernizacji procesu projektowania okrętowych instalacji grzewczych. Zdaniem autora istotny postęp w metodach projektowania tych instalacji jest uwarunkowany wykorzystywaniem modeli probabilistycznych zawierających zmienną losową lub jej funkcję losową. Modele probabilistyczne będą lepiej opisywać złożone i zmienne realia eksploatacji statków, w które silnie ingeruje czynnik przypadkowy, niż modele deterministyczne. Modele probabilistyczne są już szeroko stosowane w energetyce lądowej [22]–[25], znajdują również coraz większe zastosowanie w okrętownictwie [16], [26]–[30].

Warunki pracy instalacji grzewczej określane są przez rzeczywistą wydajność kotłów pomocniczych: utylizacyjnego i opalanego oraz rzeczywiste zapotrzebowanie ciepła przez odbiorniki. Ze względu na pomijany w procesie projektowania losowy charakter obu tych czynników, istnieje potrzeba opracowania metody doboru głównych parametrów układu grzewczego przy wykorzystaniu modeli probabilistycznych. Opracowana metoda powinna uwzględniać różne typy statków i odnosić się do podstawowego, najdłuższej trwającego stanu eksploatacyjnego statku transportowego, jakim jest pływanie w morzu [19], [31]. Dodatkowo ważne jest, aby przy opracowaniu tych metod wykorzystywać dane empiryczne uzyskane w wyniku pomiarów eksploatacyjnych na statkach.

1.5. Hipoteza naukowa

Przeprowadzona analiza metod projektowych okrętowych instalacji grzewczych pozwoliła na sformułowanie hipotezy naukowej:

Zastąpienie deterministycznych metod w procesie projektowania okrętowych instalacji grzewczych metodami probabilistycznymi pozwoli na uwzględnienie zmienności wytwarzania ciepła w kotłach utylizacyjnych i zmienności zapotrzebowania ciepła w czasie eksploatacji statku, dlatego projektowanie okrętowej instalacji grzewczej za pomocą metod i modeli stochastycznych może skutkować minimalizacją przewymiarowania dobieranych urządzeń wchodzących w skład instalacji.

1.6. Zakres i układ pracy

Zakres pracy obejmuje:

- przegląd rozwiązań technicznych okrętowych instalacji grzewczych oraz metod ich projektowania (rozdział 1);
- zamodelowanie okrętowej instalacji grzewczej jako układu masowej obsługi oraz układu w którym wydajności kotłów i zapotrzebowanie ciepła przez odbiorniki mają funkcje prawdopodobieństwa opisane funkcją Gaussa (rozdział 2);
- zaplanowanie i przeprowadzenie eksperymentu badawczego pozwalającego na opracowanie nowej metody projektowania okrętowych instalacji grzewczych (rozdział 3);
- badanie i analizę statystyczną charakterystyk wytwarzania ciepła na statku oraz czasu pojawiających się zgłoszeń tzw. porcji ciepła (rozdział 4);
- badanie i analizę statystyczną charakterystyk zapotrzebowania ciepła przez odbiorniki na statku oraz czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła (rozdział 5);
- opracowanie metodyki obliczania parametrów urządzeń okrętowej instalacji grzewczej oraz analizę porównawczą zaproponowanych metod obliczeniowych (rozdział 6);
- schemat postępowania przy zastosowaniu zaproponowanej metody projektowania instalacji grzewczej oraz przykład obliczeniowy (rozdział 7);
- podsumowanie i wnioski (rozdział 8);
- 8 załączników zawierających dane empiryczne statków, które zostały poddane eksperymentowi badawczemu, histogramy obciążeń mocą silników głównych badanych statków, metodę określania mocy nominalnej silników głównych, analizę wpływu parametrów zewnętrznych na zużycie paliwa przez kocioł opalany, kod programu do symulacji pracy instalacji grzewczej parowej jako układu masowej obsługi, podstawowe informacje nt. doboru urządzeń instalacji grzewczych, pełne bilanse ciepła dla 2 statków oraz wpływ temperatury spalin wylotowych na parametry rozkładów wytwarzania ciepła i czasu pojawiających się zgłoszeń.

2. MOŻLIWOŚCI WYKORZYSTANIA METOD PROBABILISTYCZNYCH W TEORII PROJEKTOWANIA PAROWYCH INSTALACJI GRZEWCZYCH

2.1. Uwagi wstępne

Metody probabilistyczne mogą być przydatne przy projektowaniu instalacji grzewczych, ponieważ uwzględniają losowość ich warunków eksploatacji. W pracy zdecydowano się na badania eksploatacyjne za pomocą dwóch różnych metod, które z powodzeniem były stosowane przez innych autorów w dziedzinie teorii projektowania siłowni okrętowych [16], [26], [29]. Pierwsza metoda to zastosowanie metod masowej obsługi (teorii kolejek) i scharakteryzowanie danych pomiarowych przy wykorzystaniu czasu pojawiających się zgłoszeń i czasu ich obsługi. Zgłoszenie może być przyjęte jako porcja ciepła lub porcja masy czynnika roboczego. Druga metoda wykorzystuje teorię splotów Gaussa, w której dane pomiarowe będą scharakteryzowane jako strumień ciepła wytwarzanego w kotle utylizacyjnym oraz strumień ciepła wykorzystanego do celów grzewczych. W następnych podrozdziałach metody te zostały dokładnie opisane, ich porównanie zaś znajduje się w podrozdziale 6.4.

2.2. Metody masowej obsługi

Zdecydowana większość prac, dotyczących zagadnień masowej obsługi, zwanej często teorią kolejek, dotyczy problemów czysto matematycznych lub związanych z transportem, logistyką i sieciami komputerowymi [32]–[37]. Teoria kolejek jest narzędziem nieczęsto wykorzystywanym w dziedzinie teorii projektowania siłowni okrętowych. Przykładem zastosowania w okrętownictwie może być projektowanie układów przetwórstwa rybnego [38] lub projektowanie układu wytwarzania i gospodarki wodą słodką na trawlerach rybackich [29].

Zastosowanie metod masowej obsługi jest uwarunkowane możliwością przedstawienia okrętowej instalacji grzewczej za pomocą układu masowej obsługi. Aby zastosować te metody, należy przyporządkować elementom układu kolejkowego poszczególne elementy instalacji grzewczej. W opinii autora uzasadnione logicznie jest założenie, że:

- strumieniowi zgłoszeń odpowiada strumień masy lub ciepła, pary suchej nasyconej wytwarzanej w kotle pomocniczym lub oleju grzewczego podgrzewanego w nagrzewnicy oleju. Strumień ten jest podzielony na teoretyczne porcje masy/ciepła. Każda porcja ciepła lub masy czynnika grzewczego ma swój określony czas, w którym została wytworzona w zależności od chwilowej wydajności kotła. Kocioł jest nazywany źródłem zgłoszeń;
- aparatom obsługi odpowiadają wszystkie odbiorniki ciepła w tym skraplacz nadmiarowy w przypadku instalacji parowej i nadmiarowa chłodnica oleju w przypadku instalacji olejowej. Czas obsługi zgłoszeń porcji masy/ciepła w aparatach obsługi jest czasem w którym określona masowo/cieplnie porcja pary/oleju zostanie schłodzona i odda ciepło czynnikowi ogrzewanemu;
- pojemność rurociągów parowych pomiędzy kotłem a skraplaczem nadmiarowym oraz pomiędzy kotłem a odbiornikami ciepła, będzie określona jako kolejka.

Aby przedstawić układ grzewczy za pomocą modelu masowej obsługi, konieczna jest znajomość: charakterystyki strumienia zgłoszeń oraz czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła, liczby kanałów, pojemności kolejek oraz ich regulaminu. Metody masowej obsługi pozwalają określić:

- średnią liczbę zgłoszeń w aparatach obsługi i oczekujących w kolejce,
- średni czas oczekiwania zgłoszenia na obsługę,
- średni czas przebywania zgłoszenia w systemie,
- prawdopodobieństwo wystąpienia określonego zdarzenia (np. 3 klientów znajduje się w kolejce).

W teorii masowej obsługi korzystne jest, gdy strumień zgłoszeń oraz czas obsługi zgłoszeń porcji ciepła mają charakter najprostsz. Można taki system zdefiniować jako charakteryzujący się stacjonarnością, zwykłością i brakiem następstw. Takie systemy są dobrze poznane i opisane w literaturze [39]–[42] oraz są

stosunkowo łatwe do obliczeń. Stacjonarność oznacza, że liczba zgłoszeń w jednostce czasu przyjmuje rozkład Poissona. Brak następstw zaś, że strumień zgłoszeń w chwili $t + 1$ jest niezależny od strumienia zgłoszeń w chwili t , a więc nie jest łańcuchem Markowa [39]. Zwykłość z kolei to niemożliwość pojawienia się dwóch i więcej zgłoszeń w jednej chwili. Strumień nie będący stacjonarnym powinien być rekurencyjny. Nazwa strumienia zgłoszeń pochodzi od nazwy rozkładu teoretycznego prawdopodobieństwa, opisującego kolejne zmienne losowe. Gdy rozkład nie jest ściśle określony, taki strumień nazywa się strumieniem ogólnym. Systemy masowej obsługi przedstawione w tej pracy charakteryzują się zwykłością i brakiem następstw.

W celu zastosowania teorii masowej obsługi konieczne jest posiadanie wiedzy na temat odstępów czasowych pomiędzy następnymi pojawiającymi się zgłoszeniami oraz czasu obsługi kolejnych zgłoszeń porcji ciepła. Samo zgłoszenie nie ma czasu trwania (np. osoba czekająca na poczcie lub samochód w kolejce do myjni). W przypadku niniejszej pracy autor proponuje, aby jako zgłoszenie została przyjęta porcja pary lub oleju grzewczego wyrażona w jednostce mocy (strumienia ciepła). Ponieważ przepływ pary w instalacji grzewczej jest nieprzerwany, to zamiast odstępów pomiędzy zgłoszeniami określona wielkość ciepła pary/oleju i czas jej przepływu będzie traktowana jako zgłoszenie oraz czas pomiędzy obecnym a następnym zgłoszeniem. Po zakończeniu pierwszego zgłoszenia natychmiast pojawia się następne. Takie podejście umożliwi zastosowanie metod masowej obsługi do procesów związanych z ciągłym przepływem o różnej wydajności.

W teorii masowej obsługi pojęcie zgłoszenia odnosi się do pojawienia się kolejnego zdarzenia w chwili czasu. W rozkładzie Poissona odstępów czasu pomiędzy następującymi po sobie zgłoszeniami mają rozkład wykładniczy, a średni czas a , który upływa między nimi, można określić wzorem [41]:

$$a = \frac{1}{\lambda} \quad (2)$$

Dla każdego strumienia wejściowego, średnia wartość liczby zgłoszeń w czasie λ jest nazywana intensywnością strumienia. Średni czas trwania obsługi b , jest odwrotnością intensywności obsługi zgłoszeń, czyli średniej liczby zgłoszeń obsługiwanych w jednostce czasu [41]:

$$b = \frac{1}{\mu} \quad (3)$$

Stosunek intensywności strumienia zgłoszeń i intensywności obsługi μ jest nazywany współczynnikiem zajętości systemu, współczynnikiem wykorzystania systemu lub stałą Erlanga i oznaczany grecką literą ρ [41]:

$$\rho = \frac{\lambda}{\mu} = \frac{b}{a} \quad (4)$$

Prawdopodobieństwo, że wszystkie aparaty obsługi są wolne, wynosi odpowiednio $(1 - \rho)$. W systemach kolejkowych z nieograniczoną kolejką, współczynnik wykorzystania systemu musi wynosić mniej niż 1. W przeciwnym wypadku kolejka zgłoszeń wciąż rośnie do nieskończoności, a taki system jest niestabilny. Ogólne wzory służące do wyznaczania średniej liczby zgłoszeń oczekujących w kolejce L_q (5) oraz średniej liczby zgłoszeń w systemie L_s (6) (kolejka + aparaty obsługi) przedstawiono poniżej [40]:

$$L_q = \sum_n^{\infty} (n - s) p_n \quad (5)$$

$$L_s = \sum_{n=0}^{\infty} n \cdot p_n \quad (6)$$



gdzie:

n – liczba miejsc w systemie

s – liczba aparatów obsługi

p_n – prawdopodobieństwo, że w systemie znajduje się n zgłoszeń

Ogólne wzory służące do wyznaczania średniego czasu przebywania w kolejce W_q (7) oraz średniego czasu przebywania w systemie W_s (8) są wyrażone zależnościami [41]:

$$W_q = \frac{L_q}{\lambda} \quad (7)$$

$$W_s = \frac{L_s}{\lambda} \quad (8)$$

W następnych podpunktach przedstawiono trzy różne warianty umożliwiające stworzenie modelu matematycznego instalacji parowej z wykorzystaniem teorii kolejek. Wszystkie trzy warianty mogłyby opisywać eksploatację okrętowej instalacji grzewczej. W podrozdziale 6.3.1 porównano ze sobą trzy modele i wybrano – zdaniem autora – ten najbardziej oddający rzeczywistość.

Do budowania modeli masowej obsługi w wariantach 1 i 2 powinny posłużyć dwa zależne od siebie systemy oznaczane w notacji Kendalla $G/G/1/k$ [39]–[41], ponieważ cały model składa się z dwóch systemów kolejkowych o rozkładach dowolnych, gdzie sygnał wejściowy drugiego systemu wynika z sygnału odrzuconych zgłoszeń pierwszego systemu. W literaturze występują głównie algebraiczne zależności dotyczące systemów opartych na rozkładach czasu pojawiających się zgłoszeń Poissona i wykładniczych rozkładach czasu obsługi np. typu $M/M/1/k$, rozkładach Erlanga typu $E_k/E_k/1/k$ lub rozkładach dowolnych, ale bez uwzględnienia ograniczonej kolejki typu $G/G/1$ [39]–[45]. Nieliczne publikacje, poruszają temat systemów o rozkładach dowolnych z ograniczoną kolejką [32]–[34]. Wynika to z faktu, że wciąż nie jest znany ogólny, analityczny model takiego systemu. Jest on tylko opracowany dla szczególnych przypadków np. gdy czas pojawiających się zgłoszeń i/lub czas obsługi zgłoszeń porcji ciepła są opisane rozkładem wykładniczym [33]. Przykładowe równanie służące do obliczenia średniej liczby zgłoszeń w systemie $G/G/1$ przedstawiono poniżej [45]:

$$L_q \approx \frac{\rho^2(1 + C_s^2)(C_a^2 + \rho^2 C_s^2)}{2(1 - \rho)(1 + \rho^2 C_s^2)} \quad (9)$$

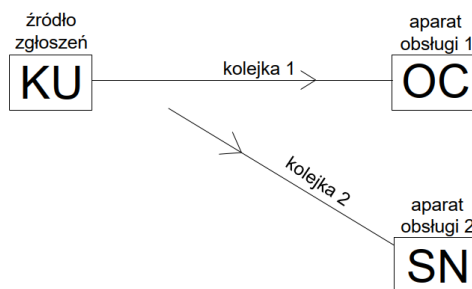
gdzie:

C_s^2 – współczynnik zmienności czasu obsługi

C_a^2 – współczynnik zmienności czasu pojawiających się zgłoszeń

Wariant 1

Pierwszą możliwością, która może odzwierciedlać okrętową instalację grzewczą jest system kolejkowy przedstawiony na rys. 3.

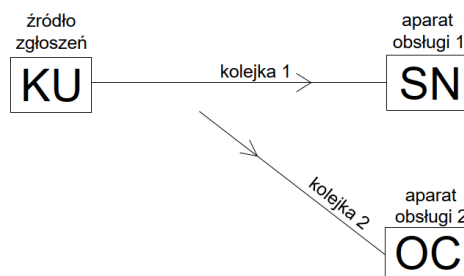


Rys. 3. Schemat blokowy działania systemu kolejkowego – wariant 1

Powyższy system działa na zasadzie dwóch oddzielnych systemów typu $G/G/1/k$ (dowolny rozkład czasu pojawiających się zgłoszeń / dowolny rozkład czasu obsługi / 1 aparat obsługi / kolejka z pojemnością k zgłoszeń) [39]. Porcje pary z kotła utylizacyjnego trafiają do kolejki, która jest odzwierciedleniem pojemności rurociągów parowych przed odbiornikami ciepła. Gdy kolejka jest pełna, nadmiarowe porcje pary zostają odrzucone. Odrzucony strumień zgłoszeń jest sygnałem wejściowym do drugiego systemu kolejkowego z aparatem obsługi 2 – skraplaczem nadmiarowym. Warunkiem brzegowym systemu jest brak możliwości doprowadzenia kolejki 2 do stanu, w którym któreś zgłoszenie byłoby odrzucone. Prawdopodobieństwo wystąpienia takiej sytuacji jest bardzo niskie, ponieważ w przypadku całkowitego zabronienia odrzucenia zgłoszenia przy wielu iteracjach, skraplacz nadmiarowy przyjmuje nierealnie duże przepustowości.

Wariant 2

Drugą możliwością, która może odzwierciedlać okrętową instalację grzewczą jest system kolejkowy przedstawiony na rys. 4.

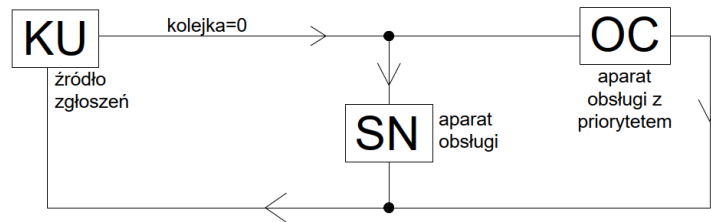


Rys. 4. Schemat blokowy działania systemu kolejkowego – wariant 2

Powyższy system jest bardzo zbliżony do wariantu 1. Również działa na zasadzie dwóch oddzielnych systemów typu $G/G/1/k$. Różnicą w systemach jest to, że w tym wariantcie porcje pary trafiają najpierw do skraplacza nadmiarowego, a dopiero te odrzucone z kolejki dostają się do odbiorników przez kolejkę 2. Warunkiem brzegowym w tym wypadku jest, aby odpowiednio mały skraplacz nadmiarowy zapewniał sytuację, że z bardzo wysokim prawdopodobieństwem w kolejce 2 będzie znajdowało się $<1; k>$ porcji pary.

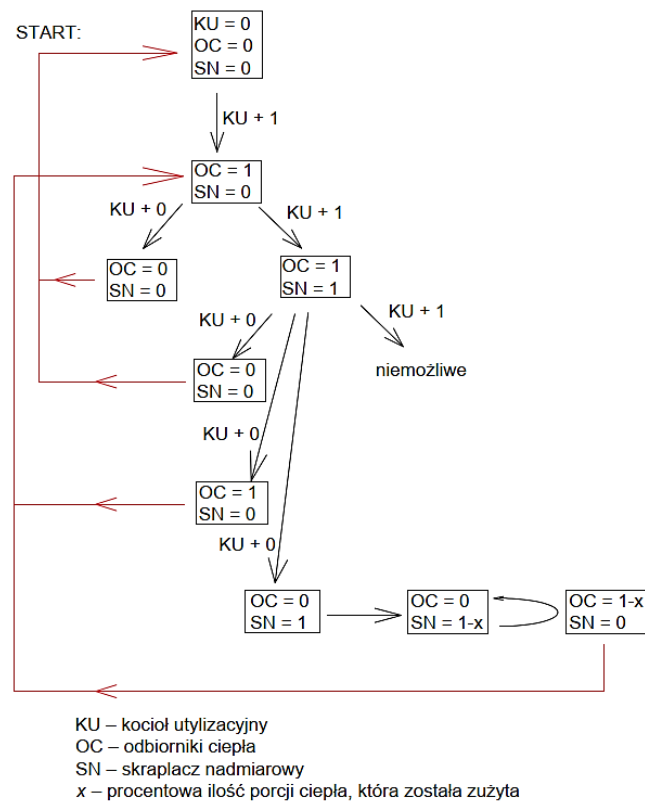
Wariant 3

Trzecią możliwością, która może odzwierciedlać okrętową instalację grzewczą jest system kolejkowy przedstawiony na rys. 5.



Rys. 5. Schemat blokowy działania systemu kolejkowego – wariant 3

System ten można opisać teoretycznie jako system z dwoma aparatami obsługi z priorytetem, jednakże priorytet w systemach masowej obsługi przypisuje się danemu zgłoszeniu (np. klient VIP), a w tym wypadku to aparat obsługi ma priorytet [41]. Schemat logiczny działania systemu przedstawiono na rys. 6. Symulacja rozpoczyna się wtedy, gdy system jest pusty. Następnie pojawia się pierwsze zgłoszenie (porcja pary) i trafia do odbiornika ciepła. Gdy odbiornik skończy pracę przed pojawieniem się drugiego zgłoszenia, system wraca do stanu początkowego, jeżeli nie, drugie zgłoszenie trafia do skraplacza nadmiarowego. W kolejnej fazie może dojść do 4 różnych sytuacji. Sytuacja pojawienia się 3 zgłoszenia przed ukończeniem obsługi przez skraplacz nadmiarowy i odbiorniki ciepła jest warunkiem brzegowym i jest zakazana. Zanim pojawi się 3 zgłoszenie, w kotle utylizacyjnym, odbiornik i skraplacz nadmiarowy mogą skończyć pracę równocześnie, więc wraca się do punktu startowego. Skraplacz nadmiarowy może skończyć pracę przed odbiornikami ciepła więc wraca się do punktu „OC = 1 SN = 0” Ostatnia możliwość jest taka, że odbiornik ciepła szybciej obsłuży zgłoszenie niż skraplacz nadmiarowy. W takim wypadku pozostała część porcji pary, która jeszcze nie została skroplona, ze skraplacza nadmiarowego trafia do odbiorników i tam oddaje ciepło, kończąc swoją obsługę.



Rys. 6. Schemat logiczny działania systemu kolejkowego w wariacie 3

Aby przetestować użyteczność powyższego wariantu, napisano program PythonMMO działający według schematu z rys. 6. Program PythonMMO został napisany w języku Python. Kod programu z wyjaśnieniem i opisem działania znajduje się w załączniku E na końcu tej pracy. Danymi wejściowymi do tej symulacji – poza średnim czasem pojawiających się zgłoszeń i jego odchyleniem standardowym oraz średnim czasem obsługi i jego odchyleniem standardowym – są zakładana moc cieplna skraplacza nadmiarowego oraz wartości minimalne i maksymalne czasu pojawiających się zgłoszeń oraz czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła. Wartości te ograniczają krzywą gęstości prawdopodobieństwa do przedziału danych pomiarowych.

Program PythonMMO nie symuluje działania systemu grzewczego w sposób idealny. Widoczny jest fakt, że przez losowość może wystąpić sytuacja, że w jednej sekundzie silnik główny pracuje z najniższą możliwą względną mocą eksploatacyjną, aby w następnej sekundzie ta sama moc wynosiła 100%. Jest to niemożliwe na rzeczywistym statku. Przez dodanie warunku, aby kolejny losowany czas pojawiania się zgłoszeń oraz czas obsługi zgłoszeń porcji ciepła różniły się od poprzedniego na przykład o 1%, model zyskałby na realności. Niestety spowodowałoby to w przypadku rozkładu normalnego o zmiennych losowych dodatnich oscylowanie przy jego wartości średniej, a w przypadku rozkładu normalnego z częścią zmiennych losowych ujemnych (czas nie może być ujemny, więc zmienne te są odrzucane na podstawie współczynnika zmienności obliczonego w podrozdziałach 4.2 i 5.3) najpierw dążenie, a potem oscylowanie przy nowo ustalonej wartości średniej dodatniej części rozkładu. Należy zauważyć, że jedynie analizując długi przedział czasu, możliwe byłoby uporządkowanie czasu pojawiających się zgłoszeń i czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła rosnąco lub malejąco tak, aby symulacja mogła być zgodna z czasem potrzebnym do zmiany chwilowej mocy eksploatacyjnej rzeczywistego silnika.

2.3. Metoda oparta na splotach rozkładów Gaussa

Podstawowym założeniem metody jest fakt, że rozkład prawdopodobieństwa wydajności kotła pomocniczego oraz rozkład prawdopodobieństwa zapotrzebowania na ciepło przez odbiorniki można opisać krzywą Gaussa, zgodnie z granicznym twierdzeniem Lapunova [16], [28], [31]. Potwierdzają to wyniki badań, wskazujące na możliwość aproksymacji rozkładów obciążeń mocą silników głównych, zespołów prądotwórczych i kotłów za pomocą rozkładu normalnego [26], [46].

Zastosowanie rozkładu normalnego w metodach projektowych otwiera możliwość wykorzystania jego właściwości matematycznych, z których najistotniejszą jest ta, że suma i różnica dwóch zmiennych o rozkładach normalnych ma rozkład normalny – zgodnie z prawem o dodawaniu niezależnych zmiennych losowych o rozkładach normalnych [30], [47]. Sumę dwóch zmiennych losowych o różnych wartościach średniej i wariancji dla $X_1 N(\mu_1; \sigma_1^2)$ oraz dla $X_2 N(\mu_2; \sigma_2^2)$ można zapisać jako:

$$Y = X_1 + X_2 \quad (10)$$

W takim wypadku wartość średnia i wariancja dla sumy Y wynosi [47]:

$$N(\mu_1 + \mu_2; \sigma_1^2 + \sigma_2^2) \quad (11)$$

Odchylenie standardowe zaś przyjmuje postać [47]:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \quad (12)$$

W przypadku instalacji parowej powyższe twierdzenie można wykorzystać do obliczania eksploatacyjnej przepustowości skraplacza nadmiarowego (13), która jest różnicą eksploatacyjnej wydajności kotła utylizacyjnego i eksploatacyjnego zapotrzebowania na parę grzewczą. Analogiczną postać równanie (13) przyjmie nie tylko dla strumieni masowych ale też dla strumieni ciepła.

$$\dot{m}_{SN} = \dot{m}_{KU} - \dot{m}_{OC} \quad (13)$$



gdzie:

\dot{m}_{SN} – przepustowość skraplacza nadmiarowego [kg/s]

\dot{m}_{KU} – eksploatacyjna wydajność kotła utylizacyjnego [kg/s]

\dot{m}_{OC} – eksploatacyjna wartość zapotrzebowania odbiorników na parę grzewczą [kg/s]

Odchylenie standardowe będzie w takim wypadku pierwiastkiem różnicy wariancji strumienia masy pary wytwarzanej w kotle utylizacyjnym oraz odbieranego przez urządzenia:

$$\sigma_{SN} = \sqrt{\sigma_{KU}^2 - \sigma_{OC}^2} \quad (14)$$

2.4. Podsumowanie

W rozdziale zaproponowano zastosowanie 3 różnych wariantów modeli masowej obsługi do zamodelowania okrętowej instalacji grzewczej. W podrozdziale 2.3 zaproponowano alternatywną metodę do modeli kolejkowych – opartą na splotach rozkładów Gaussa. Jest to metoda, którą zdecydowano się wdrożyć do pracy równoległe z systemem masowej obsługi. Obie te metody mogą posłużyć do obliczania przepustowości skraplacza nadmiarowego i gwarantują, że z przyjętym prawdopodobieństwem będzie on w stanie skropić cały strumień nadwyżki pary produkowanej w kotle utylizacyjnym lub w przypadku nadmiarowej chłodnicy oleju – schłodzić strumień oleju grzewczego. Porównania zaproponowanych wariantów metod masowej obsługi oraz metody splotów Gaussa i metody masowej obsługi znajdują się odpowiednio w podrozdziałach 6.3.1 i 6.4. Istnieje niewielka szansa, że przepustowość skraplacza nadmiarowego lub nadmiarowej chłodnicy oleju w skrajnych warunkach okaże się niewystarczająca, taka sytuacja została opisana w podrozdziale 6.5.3.

W następnych rozdziałach z powodu równoległego korzystania z dwóch metod obliczeniowych obok siebie będą występować histogramy i wartości strumienia wytwarzanego ciepła lub strumienia pojawiających się zgłoszeń oraz strumienia zapotrzebowanego ciepła przez odbiorniki lub czasu obsługi zgłoszeń.

3. PROGRAM BADAŃ EKSPLOATACYJNYCH OKRĘTOWYCH INSTALACJI GRZEWCZYCH

3.1. Uwagi wstępne

W celu określenia istotności wpływu wybranych zmiennych niezależnych na dane zmienne zależne (obiekt badań), prowadzi się badania eksperymentalne z zastosowaniem planów statystycznych, które pozwalają zmniejszyć pracochłonność pomiarów oraz uprościć opracowywanie wyników.

W każdym eksperymencie można wyróżnić trzy etapy [48]:

1. planowanie eksperymentu,
2. przeprowadzenie eksperymentu,
3. opracowanie wyników eksperymentu.

Ze względu na koszt przeprowadzenia badań dąży się do ograniczenia liczby pomiarów. Zastosowanie planu badań eksperymentalnych umożliwia przy określonej dokładności zmniejszenie liczby wykonanych pomiarów [48].

Nie ma możliwości, aby dane eksploatacyjne statków uzyskać w trakcie badań laboratoryjnych. Dlatego jedyną metodą było zaplanowanie i przeprowadzenie badań na eksploatowanych statkach. Zbiory danych, wykorzystane w tej pracy, są próbą reprezentatywną populacji ze względu na długi przedział czasowy uzyskiwania pomiarów. Wszystkie dane zostały uzyskane za pomocą eksperymentu biernego, ponieważ nie było możliwości jakiegokolwiek ingerencji w układy statku oraz w warunki zewnętrzne i zakłócenia [16].

3.2. Plan eksperymentu biernego

Głównymi obiektami badań eksploatacyjnych były silniki napędu głównego, kotły pomocnicze utylizacyjne oraz odbiorniki ciepła wchodzące w skład instalacji grzewczej. Dodatkowy obiekt badań stanowiły kotły pomocnicze opalane, na które wpływ parametrów zewnętrznych został przeanalizowany w załączniku D. Badania dotyczyły eksploatacyjnych parametrów charakteryzujących powyższe obiekty badań oraz przedziałów czasu ich pracy z uwzględnieniem przedziału czasu trwania odpowiedniego stanu eksploatacyjnego statku. Wyniki badań eksploatacyjnych posłużyły do prognozowania parametrów charakteryzujących elementy układu grzewczego. W celu zaplanowania eksperymentu biernego należało określić zbiór wielkości charakteryzujący obiekt badań. Wielkości te można podzielić na:

- wielkości wejściowe (badane) – zmienne deterministyczne, które mają największy wpływ na parametry rozkładów prawdopodobieństwa wytwarzania ciepła i zapotrzebowania na ciepło, a tym samym czasu pojawiających się zgłoszeń i czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła;
- wielkości stałe – nie zmieniają swoich wartości, a ich wpływ nie stanowi przedmiotu zainteresowania w badaniach;
- zakłócenia – przypadkowy wpływ na proces i brak możliwości ingerencji;
- wielkości wyjściowe (wynikowe) – wartości będące obiektem zainteresowania badacza, decydują o efektywności badanego procesu [48].

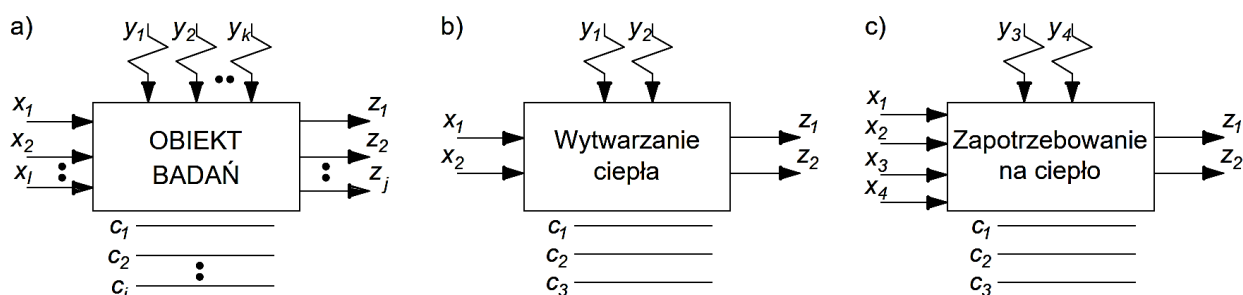
Wielkości wejściowe zostały wytypowane jako te o największym domniemanym wpływie na wielkości wynikowe. Dla wytwarzania ciepła są to moc nominalna oraz względna moc eksploatacyjna silnika głównego. Dla zapotrzebowania na ciepło również moc nominalna i eksploatacyjna silnika głównego, a dodatkowo są to czynniki zewnętrzne, mianowicie wartości temperatury powietrza zewnętrznego i wody zaburtowej. Do określenia wielkości wejściowych pomocne są metody opisane w podrozdziale 6.2 oraz w załączniku C, wykorzystujące parametry charakteryzujące statek i jego siłownię, które są znane na wstępnych etapach projektowania.

Wielkościami wyjściowymi badanych obiektów są parametry teoretycznych rozkładów prawdopodobieństwa opisujące wytwarzanie oraz zużywania ciepła. Posłużą do zbudowania modelu matematycznego.

Wielkości stałe mogą mieć wpływ na wielkości wyjściowe, ale ich oddziaływanie nie jest uwzględniane w jakościowej analizie modelu obiektu badań [16]. Zdecydowano, że wielkościami stałymi dotyczącymi wytwarzania ciepła są: typ statku, stan eksploatacyjny oraz rodzaj spalnego paliwa w silniku głównym. Te same parametry są wartościami stałymi dotyczącymi zapotrzebowania na ciepło.

Wielkości zakłócające znacznie wpływają na obiekt badań, ale nie są uwzględniane w jawny sposób. Zakłócenia będą się różnić przy rozpatrywaniu wytwarzania ciepła oraz zapotrzebowania na ciepło. Dla wytwarzania są to stan techniczny silnika i kotła utylizacyjnego, a dla zapotrzebowania na ciepło – poziom paliwa ciężkiego w zbiornikach zapasowych oraz przyzwyczajenia załogi podczas eksploatacji siłowni. Te ostatnie oznaczają ustawianie parametrów kotła na niższe ciśnienie niż nominalne, ogrzewanie czynnika w mniejszej liczbie zbiorników lub dławienie przepływu pary przez zawory przed odbiornikami ciepła.

Obiekty badań z podziałem na grafy: teoretyczny, dotyczący wytwarzania ciepła oraz dotyczący zapotrzebowania ciepła przez odbiorniki na statku przedstawiono na rys. 7. Analogiczne sygnały wejściowe, wyjściowe, stałe i zakłócenia dotyczą czasu pojawiających się zgłoszeń i czasu obsługi zgłoszeń.



Rys. 7. Grafy pokazujące sygnały wejściowe i wyjściowe obiektu badań

- a) graf teoretyczny, gdzie: x – sygnał wejściowy, z – sygnał wyjściowy, y – zakłócenie, c – wartość stała
 b) graf, w którym obiektem badań jest wytwarzanie ciepła,
 c) graf, w którym obiektem badań jest zapotrzebowanie na ciepło.

Wielkości charakteryzujące badane obiekty: x_1 – moc nominalna silnika głównego, x_2 – względna moc eksploatacyjna silnika głównego, x_3 – średnia temperatura wody zaburtowej, x_4 – średnia temperatura powietrza zewnętrznego, z_1 – pierwszy parametr rozkładu, z_2 – drugi parametr rozkładu, y_1 – stan techniczny silnika, y_2 – stan techniczny KU, y_3 – poziom paliwa w zbiornikach zapasowych HFO, y_4 – przyzwyczajenia załogi podczas eksploatacji siłowni, c_1 – typ statku, c_2 – stan eksploatacyjny statku, c_3 – rodzaj spalnego paliwa w SG

W Podsumowaniu można stwierdzić, że w stosunku do urządzeń wytwarzających ciepło (kotły) podstawowym zadaniem przeprowadzenia badań eksploatacyjnych było zebranie danych w celu poznania relacji pomiędzy danymi wejściowymi a parametrami rozkładu mocy cieplnej kotłów utylizacyjnych/czasu pojawiających się zgłoszeń porcji ciepła. W stosunku do odbiorników ciepła, podstawowym zadaniem przeprowadzenia badań eksploatacyjnych było zebranie danych celem poznania relacji pomiędzy danymi wejściowymi a parametrami rozkładu zapotrzebowania na ciepło przez odbiorniki/czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła.

Zgodnie z teorią eksperymentu przeprowadzenie badań empirycznych wymaga opracowania planu eksperymentu. Podstawową decyzją badacza jest wybór właściwego planu. Na tę decyzję składają się: informacje o obiekcie, jakościowy model matematyczny obiektu badań oraz cel badań eksploatacyjnych. Poza tymi informacjami wpływ na wybór planu mają trzy podstawowe kryteria [48]:

- kryterium realizowalności – sprawdzenie czy badanie jest możliwe do realizacji w warunkach rzeczywistych;
- kryterium informatywności – sprawdzenie czy przyjęty plan badań dostarczy badaczowi wystarczających informacji do osiągnięcia wyznaczonego celu;

- kryterium efektywności – sprawdzenie czy plan, spełniający dwa powyższe kryteria jest jednocześnie planem, którego koszty wykonania są zminimalizowane.

Plany eksperymentu można sklasyfikować jako dwie podstawowe grupy: statyczne i dynamiczne. Plany statyczne z kolei dzielą się na zdeterminowane i randomizowane. W planach randomizowanych PS/R występuje element losowy, a więc układy czynników badanych stanowią zjawisko losowe. Z powodu uwzględniania losowości zjawisk w modelu matematycznym plan eksperymentu będzie zdeterminowany. Plany zdeterminowane dzielą się na kompletne PS/DK oraz selekcyjne PS/DS. Z kolei te ostatnie mogą być monoselekcyjne (jednoczynnikowe) lub poliselekcyjne (wieloczynnikowe). Najwyższą informatywnością przy jednocześnie najniższej efektywności charakteryzują się plany kompletne. Liczba powtórzonych badań jest maksymalną liczbą wszystkich możliwych kombinacji wartości wejściowych przy ustalonym przedziale zmienności i przyjętej dyskretyzacji tych wartości. Z powodu dużej liczby możliwych układów pomiarowych plany kompletne stają się kłopotliwe przy liczbie wielkości wejściowych $x > 3$ i wtedy należy rozważyć zastosowanie planów selekcyjnych. Ich podstawową cechą jest znaczne zmniejszenie liczby układów wartości wejściowych tworzących eksperyment, przy jednoczesnym zachowaniu wystarczającej informatywności [48], [49].

Badania empiryczne przeprowadzone na statkach będą miały charakter eksperymentu biernego (obserwacji). Dzięki temu zostaje ograniczona możliwość wyboru planów eksperymentu. Ponadto zgodnie z rys. 7 planowane badania eksploatacyjne będą się charakteryzować stosunkowo małą liczbą wielkości wejściowych i stałych. Pozostałe czynniki, które – jak wiadomo mają wpływ na wielkości wejściowe, zostały zakwalifikowane jako wielkości zakłócające.

W odpowiedzi na możliwość doboru planów eksperymentu do realizacji badań należy rozważyć plany zdeterminowane selekcyjne jednoczynnikowe pojedyncze PS/DS-Up oraz plany statyczne zdeterminowane kompletne zmienno-wartościowe PS/DK-V. Pomimo posiadania danych które są zmiennymi losowymi, nie wybrano planów randomizowanych PS/RK, ponieważ zebrane dane są uporządkowane zgodnie z czasem ich rejestrowania i są przeliczane wszystkie po kolei w celu narysowania histogramu. Porównując oba rozważane plany, pewne jest, że w przypadku planu kompletnego informatywność będzie większa. W celu porównania efektywności przyjęto, że przy planie eksperymentu dotyczącym wytwarzania ciepła pierwsza wielkość wejściowa może być opisana trzynastoma liczbami ($n_{x1} = 13$), druga zaś stoma ($n_{x2} = 100$). W przypadku planu eksperymentu dotyczącego zapotrzebowania na ciepło przez odbiorniki pierwsza wielkość wejściowa może być opisana czterema liczbami ($n_{x1}' = 4$), druga stoma ($n_{x2}' = 100$), trzecia i czwarta zaś dwudziestoma ($n_{x3}'=n_{x4}'=20$). Dla planu kompletnego liczba układów pomiarowych będzie iloczynem wszystkich liczb wielkości wejściowych, zgodnie z poniższymi równaniami:

$$n_{PS/DK} = n_{x1}n_{x2} = 1300 \quad (15)$$

$$n_{PS/DK}' = n_{x1}'n_{x2}'n_{x3}'n_{x4}' = 160000 \quad (16)$$

W przypadku planu selekcyjnego liczba układów pomiarowych będzie wynosić [49]:

$$n_{PS/DS} = 1 - l + n_{x1} + n_{x2} = 112 \quad (17)$$

$$n_{PS/DS}' = 1 - l' + n_{x1}' + n_{x2}' + n_{x3}' + n_{x4}' = 141 \quad (18)$$

gdzie:

l – liczba zmiennych wejściowych

Widać, że różnica liczby układów pomiarowych pomiędzy planem kompletnym a selekcyjnym jest bardzo duża. Skłania to do zastosowania w realizacji badań eksploatacyjnych planu statycznego zdeterminowanego selekcyjnego zmienno-wartościowego PS/DK-V. Jednakże pomiary dokonane na statkach nie wymagają sprawdzania wszystkich kombinacji wartości parametrów wejściowych z wszystkimi

wartościami pozostałych parametrów. Dla danej chwilowej mocy eksploatacyjnej silnika głównego badanego statku jest przypisana tylko jedna wartość pozostałych parametrów.

3.3. Zakres i sposób prowadzenia badań eksploatacyjnych

Do wyznaczenia parametrów urządzeń wchodzących w skład instalacji grzewczej należy dobrać odpowiedni model masowej obsługi (przeanalizowany w podrozdziale 6.3.1) oraz znać charakterystykę wejściową – czasu pojawiających się zgłoszeń oraz charakterystykę wyjściową – czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła. Możliwe jest też wykorzystanie metody opartej na splotach rozkładów Gaussa, opisanej w podrozdziale 2.3, do której niezbędne są dane dotyczące strumienia ciepła kotła utylizacyjnego oraz strumienia ciepła odbieranego przez urządzenia. W przypadku zastosowania jednej z metod kluczowym jest posiadanie danych eksploatacyjnych uzyskanych na statkach.

Zbierane dane eksploatacyjne dotyczyły procesu wytwarzania ciepła w kotłach oraz procesu pokrywania zapotrzebowania ciepła (jego zużycia przez odbiorniki ciepła – OC).

W przypadku wytwarzania ciepła przez kotły utylizacyjne posłużono się metodami pośrednimi, wykorzystującymi pomiary mocy eksploatacyjnej silników głównych. Znajomość charakterystyk mocy eksploatacyjnej badanych silników głównych pozwoliła na określenie charakterystyk masowego strumienia spalin wylotowych. Do określenia eksploatacyjnej mocy cieplnej kotła utylizacyjnego potrzeba dodatkowo wartości temperatur spalin (z reguły zapisywane w dziennikach maszynowych lub PMS (ang. *Power Management System*)). Zastosowane metody pomiarowe mocy eksploatacyjnej silników głównych to N_{SG}^{eks} :

- metoda wykorzystująca jednoczesny pomiar momentu M_{SG} i prędkości obrotowej n_{SG} silnika głównego (19). Metoda ta była stosowana w przypadku statków, na których zainstalowano torsjometr do ciągłego pomiaru momentu obrotowego [50]. Moc eksploatacyjna silnika głównego jest określona wzorem:

$$N_{SG}^{eks} = 2\pi M_{SG} n_{SG} \quad (19)$$

- metody wykorzystujące wartości parametrów określanych przy wykorzystaniu standardowej aparatury pomiarowej zainstalowanej na statku i odnotowywanych w dziennikach maszynowych:

w – położenie wskaźnika obciążenia na listwie paliwowej

n_{SG} – prędkość obrotowa silnika głównego

t_{sp1} – temperatura spalin za silnikiem głównym (za turbosprężarką)

n_T – prędkość obrotowa turbosprężarki

p_T – ciśnienie powietrza doładowującego

- metoda określania mocy eksploatacyjnej silnika na podstawie pomiarów zużycia paliwa; wymaga znajomości charakterystyk zużycia paliwa dla badanego silnika głównego.

W metodach tych występuje odpowiedni ciąg działań korekcyjnych dostosowany do rodzaju oraz wyposażenia silnika [51]–[53].

W przypadku silników pracujących przy $n_{SG} = var$ metoda bazuje na wyznaczeniu mocy eksploatacyjnej silnika przy wykorzystaniu zależności [26]:

$$N_{SG} = f(w \cdot n_{SG}) \quad (20)$$

W przypadku silników pracujących przy $n_{SG} = idem$ moc eksploatacyjną silnika głównego określano z zależności:

$$N_{SG} = f(w) \quad (21)$$



Przy określaniu mocy eksploatacyjnej silnika za pomocą zależności (20) należy się liczyć z możliwością zaistnienia niedokładności w wyniku odstępstw eksploatacyjnych charakterystyk śrubowych od charakterystyki teoretycznej, stanu technicznego silnika, bunkrowania paliwa o różnych wartościach opałowych itp. Dopiero przy odpowiednio długim okresie badań eksploatacyjnych mierzone parametry mogą zostać uznane za wiarygodne [19], [28].

Określając moc eksploatacyjną silnika z zależności (21), wartości mocy silnika są dokładniejsze, ponieważ silniki pracują po charakterystyce obciążeniowej, której przebieg jest taki sam podczas prób na hamowni, jak i podczas eksploatacji [26].

W przypadku określania charakterystyk zapotrzebowania ciepła przed odbiorniki na statku pomiary eksploatacyjne dotyczyły natężeń przepływu i temperatur czynników roboczych. Dla statków z parową instalacją grzewczą, przy założeniu pominięcia strat wynikających z szumowania, przecieków, przechłodzenia skroplin itp., można zapisać:

$$\begin{cases} \dot{Q}_{KU} = \dot{Q}_{OC} + \dot{Q}_{SN} \\ \dot{m}_{KU} = \dot{m}_{OC} + \dot{m}_{SN} \end{cases} \quad (22)$$

gdzie:

\dot{Q}_{KU} – strumień ciepła pary wytworzonej w kotle utylizacyjnym

\dot{Q}_{OC} – strumień ciepła pary przekazywany odbiornikom ciepła

\dot{Q}_{SN} – strumień ciepła pary skroplonej w skraplaczu nadmiarowym

\dot{m}_{KU} – strumień masowy pary wytwarzanej w kotle utylizacyjnym

\dot{m}_{OC} – strumień masowy pary przepływający przez odbiorniki ciepła

\dot{m}_{SN} – strumień masowy pary skroplonej w skraplaczu nadmiarowym

Największe możliwości daje pomiar strumienia ciepła wody chłodzącej skraplacz nadmiarowy. Można przyjąć, że ciepło oddane przez skraplającą się parę jest równe ciepłu przejętemu przez wodę chłodzącą.

Dla statków z olejową instalacją grzewczą można zapisać:

$$\begin{cases} \dot{Q}_{KU} = \dot{Q}_{OC} + \dot{Q}_{CO} \\ \dot{Q}_{OC} = \dot{m}_{og} \cdot c_{p\ og} \cdot \Delta t_{og} \end{cases} \quad (23)$$

gdzie:

\dot{Q}_{KU} – strumień ciepła oleju grzewczego przekazany w kotle utylizacyjnym

\dot{Q}_{OC} – strumień ciepła oleju grzewczego przekazany odbiornikom ciepła

\dot{Q}_{CO} – strumień ciepła oleju grzewczego oddany w chłodnicy nadmiarowej

\dot{m}_{og} – strumień masowy oleju grzewczego

$c_{p\ og}$ – ciepło właściwe oleju grzewczego

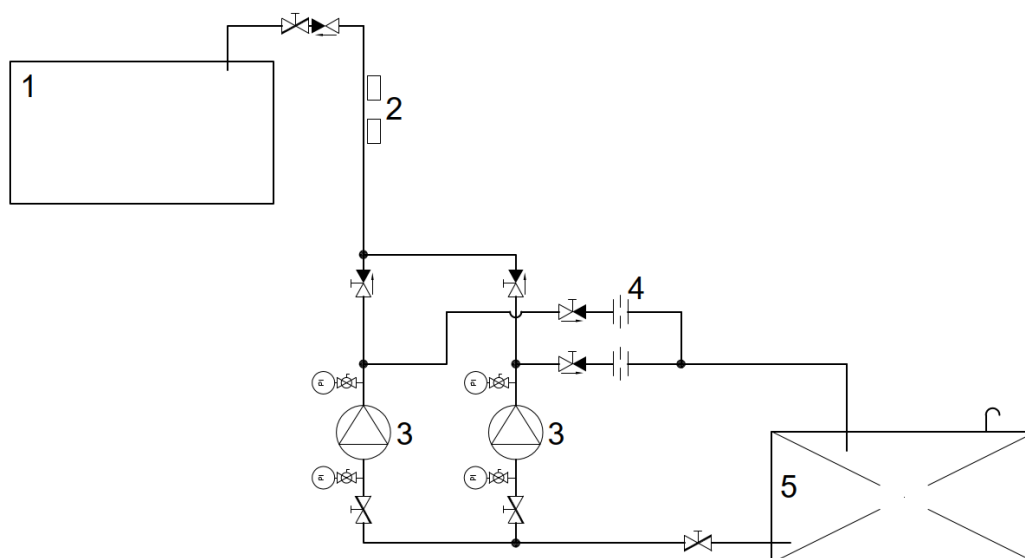
Δt_{og} – różnica temperatur oleju grzewczego na wlocie i wylocie z modułu grzewczego

Możliwy jest również pomiar zapotrzebowania na ciepło dla stanów eksploatacyjnych postój w porcie lub podczas manewrów, w którym pracuje tylko kocioł pomocniczy opalany. Wtedy charakterystyka eksploatacyjnej mocy cieplnej kotła opalanego będzie tożsama z charakterystyką zapotrzebowania na ciepło.

Przy określaniu zapotrzebowanego strumienia ciepła, zarówno w instalacjach parowych, jak i olejowych, największym problemem był pomiar masowego natężenia przepływu czynnika roboczego. Przy braku możliwości ingerencji mechanicznej należało wykorzystać aparaturę pomiarową będącą na wyposażeniu siłowni okrętowej. Jedyną opcją było zainstalowanie do pomiaru masowego natężenia przepływu czynnika roboczego ultradźwiękowego rejestratora prędkości cieczy i gazów. Można go zamontować na prostych

odcinkach rurociągu, usuwając jedynie izolację oraz warstwę farby. Z powodu ograniczeń temperaturowych czujników natężenia przepływu oraz problemu z określeniem stopnia suchości pary zdecydowano się na pomiar różnicy temperatur oraz prędkości przepływu wody chłodzącej skraplacz nadmiarowy (na statku Valdivia) lub pomiar strumienia wody zasilającej bezpośrednio kocioł utylizacyjny (na statku Blandine). W trakcie pomiaru temperatury pomiar ten powinien być możliwie najbliższy średniej temperaturze czynnika w danym przekroju rurociągu. W celu wykonania poprawnego pomiaru stosuje się mieszacze lub oblicza się temperaturę zgodnie z jej gradientem w przekroju poprzecznym rurociągu przy podziale rurociągu na teoretyczne obszary [54]. Z powodu braku możliwości jakiegokolwiek ingerencji w okrętowe instalacje siłowniane, możliwy był pomiar temperatury na zewnętrznej powierzchni ścianek rurociągów dolotowego i wylotowego. Do powierzchni rurociągu oczyszczonej z powłoki zewnętrznej za pomocą pasty termoprzewodzącej przyklejono rezystancyjne czujniki temperatury Pt-100 lub Pt-1000. Następnie na wierzchu położono izolację. Ze względu na bardzo niskie wartości strat przewodzenia ciepła przez stalową ściankę rurociągu straty te zostały pominięte.

Schemat ogólny instalacji przepływomierza na statku Blandine pokazano na rys. 8. Teoretyczny i bardziej szczegółowy schemat znajduje się na rys. 9.



Rys. 8. Schemat instalacji przepływomierza na kontenerowcu Blandine

1 – kocioł kombinowany, 2 – przepływomierz ultradźwiękowy, 3 – pompy zasilające, 4 – kryzy, 5 – skrzynia ciepła

Na kontenerowcu Blandine przepływomierz był zamontowany na dolocie kondensatu do kotła utylizacyjnego. Dzięki umiejscowieniu go za rurociągiem z kryzą, mierzona ilość wpływającej wody do kotła była równa ilości pary na wyjściu z kotła. W trakcie całego rejsu załoga znacząco ograniczyła zużycie pary w celu uniknięcia spalania paliwa w kotle opalonym (np. podgrzewanie paliwa w jednym zbiorniku zapasowym i wyrównywanie przechylenia statku za pomocą balastowania). Następnym próbą ograniczenia zużycia pary było też zamknięcie zaworu na skraplaczu nadmiarowym. Tym samym ilość wody, która wpłynęła do kotła utylizacyjnego, musiała być równa masie pary przepływającej przez urządzenia, z pominięciem strat w odwadniaczach oraz na szumowanie kotła. Uzyskano zapisy z interwałem 5-minutowym, a badania eksploatacyjne trwały niecałe 4 miesiące. Niestety po zweryfikowaniu wyników okazało się, że zainstalowany czujnik temperatury monitorujący strumień wody zasilającej kocioł utylizacyjny uległ uszkodzeniu a zapisane wartości były nieprawidłowe. Za pomocą innego zbioru danych [55] z tego samego statku określono średnią temperaturę wody zasilającej kocioł utylizacyjny jako 98°C.

Na kontenerowcu Valdivia mierzono prędkość przepływu oraz temperatury wody chłodzącej skraplacz nadmiarowy. Na tej podstawie został obliczony strumień ciepła oddawany do wody chłodzącej. W trakcie pomiarów przepływomierz uległ uszkodzeniu, co sprawiło, że znane są jedynie temperatury wody

chłodzącej przed i za skraplaczem nadmiarowym. Masowe natężenie przepływu wody chłodzącej skraplacz nadmiarowy zostało obliczone dzięki znajomości wydajności pomp i gęstości wody oraz dzięki znajomości układu rurociągów odczytanych ze schematów instalacji wody chłodzącej. Pompa wysokotemperaturowa wody chłodzącej tłoczyła wodę z pełną wydajnością kolejno przez: silnik główny, wyparownik wody słodkiej, dwa równolegle podłączone skraplacze nadmiarowe oraz chłodnicę centralną. Rurociągi prowadzące do skraplaczy nadmiarowych miały te same średnice i podobne długości, dzięki czemu można stwierdzić, że przez każdy z nich przepływał strumień masowy wody chłodzącej o natężeniu równym połowie wydajności pompy. Spadek temperatury mierzono jedynie na głównym skraplaczu nadmiarowym, ponieważ w warunkach normalnej eksploatacji przez zapasowy skraplacz nadmiarowy nie powinna przepływać para [56]. Opis przepływomierza wraz z termometrami wykorzystanymi na Blandine i Valdivii znajduje się w podrozdziale 3.4.

Na drobnicowcu BBC Kwiatkowski, który jest wyposażony w olejową instalację grzewczą, pomiary polegały na odczytywaniu i notowaniu wartości chwilowej mocy silnika głównego na wale, chwilowej mocy elektrycznej prądnicy wałowej oraz temperatury oleju grzewczego przed i za modułem podgrzewania oleju. Znana była wartość wydajności pompy obiegowej oleju grzewczego. Wszystkie pomiary wykonano przy wykorzystaniu aparatury pomiarowej zainstalowanej na okrętowej instalacji oleju grzewczego. Instalacja ta była zbliżona do schematu przedstawionego na rys. 2 z tą różnicą, że dwie pompy obiegowe tłoczyły olej grzewczy przez szeregowo połączone podgrzewacze oleju: utylizacyjny, a następnie opalany. Oba podgrzewacze były wyposażone w by-passy z zaworem odcinającym. Za podgrzewaczami oleju znajdowały się odgazowywacz, a następnie nadmiarowa chłodnica oleju wraz z by-passem, na którym zamontowano zawór termostatyczny ustalający stałą temperaturę oleju na wylocie z modułu podgrzewacza oleju (180°C). Za chłodnicą olej grzewczy był pompowany do odbiorników ciepła, gdzie po oddaniu ciepła wracał przez drugi odgazowywacz i zestaw filtrów na ssanie pomp obiegowych. Całość instalacji oleju grzewczego poza odbiornikami ciepła zbudowano modułowo, co znacznie ułatwiło pomiary temperatury, gdyż ta na wylocie z modułu była równa temperaturze na wlocie do odbiorników i odwrotnie.

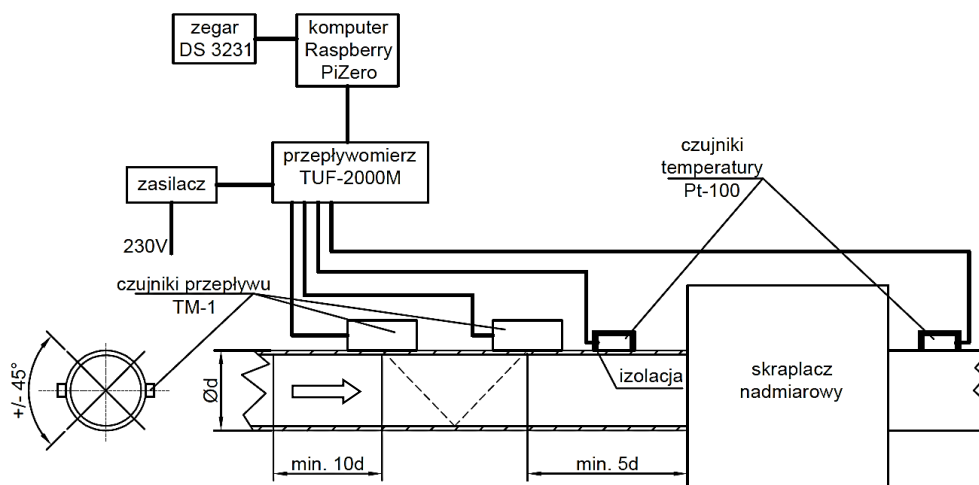
Kontenerowiec BBC Hudson był wyposażony w grzewczą instalację parową. Znana była wydajność pomocniczej pompy wody chłodzącej w obiegu niskotemperaturowym, która zapewniała stałe natężenie przepływu wody chłodzącej skraplacz nadmiarowy. Przed i za skraplaczem była mierzona temperatura wody za pomocą termometrów opisanych w podrozdziale 3.4.

3.4. Metody pomiarowe i aparatura stosowana w pomiarach eksploatacyjnych

Metody pomiaru ograniczały się do zainstalowania i dezinstalacji urządzeń pomiarowych na rurociągach wody słodkiej chłodzącej skraplacz nadmiarowy lub wody zasilającej kocioł.

Na statkach Blandine i Valdivia pomiary były dokonywane automatycznie i zapisywane w arkuszu kalkulacyjnym. Aparatura zastosowana podczas badań eksploatacyjnych to urządzenie zaprojektowane i zbudowane przez autora, które składało się z:

- przepływomierza ultradźwiękowego TUF-2000M,
- dwóch czujników prędkości przepływu TM-1,
- zasilacza własnej produkcji AC/DC o napięciu 22V,
- dwóch rezystancyjnych czujników temperatury Pt-100,
- mini-komputera Raspberry PiZero wraz z kartą pamięci,
- zegara elektronicznego DS3231 z baterią.



Rys. 9. Schemat podłączenia urządzenia pomiarowego

Schemat urządzenia pomiarowego przedstawiono na rys. 9. Przepływomierz TUF-2000M to wielofunkcyjne urządzenie, które ma możliwość pomiaru między innymi prędkości przepływu i temperatury. W celu zainstalowania urządzenia należy za pomocą klawiszy wprowadzić dane wejściowe, takie jak: średnica rurociągu zewnętrzna, średnica rurociągu wewnętrzna lub grubość ścianki, materiał rurociągu, prędkość dźwięku w przepływającym medium, typ czujnika przepływu i metodę ustawienia czujników. Przepływomierz jako wynik wskaże odległość, w której należy zamontować czujniki względem siebie (nadajnik i odbiornik sygnału ultradźwiękowego). Czujniki mają wbudowany magnes, ale dodatkowo zostały zabezpieczone metalowymi opaskami zaciskowymi. Ważne było, aby czujniki zamontować po bokach rurociągu w celu uniknięcia pęcherzyków powietrza i osadu które gromadzą się u góry i na dole. Ponadto należało zachować minimalne długości prostych odcinków rurociągu przed i za czujnikami zgodnie z rys. 9, aby przepływ był mniej turbulentny [57]. Dodatkowymi czujnikami, które zostały przyłączone do przepływomierza były dwa oporowe czujniki temperatury typu Pt-100. Przepływomierz zasilany był za pomocą zasilacza transformatorowego AC 230V/DC 22 V. Komunikacja z komputerem odbywała się przez złącze RS485 za pomocą protokołu komunikacyjnego MODBUS-RTU. W pamięć komputera został wgrany program napisany w języku Python, który co 5 minut odczytywał prędkość przepływu oraz obie wartości temperatur i wpisywał je w kolejny wiersz tabeli programu Excel. Dodatkowo posiadał funkcję automatycznego włączania, nawet po restarcie polegającym na odłączeniu zasilania. Arkusze kalkulacyjne zapisywano na karcie micro SD, z której należało je zgrać do komputera w celu obróbki. Dodatkowo Raspberry PiZero zapisywał datę i dokładną godzinę przy każdym pomiarze. Było to możliwe dzięki osobnemu modułowi DS3231, wyposażonemu w baterię, która pozwalała zachować raz ustawioną datę i czas w pamięci podręcznej przy odłączeniu urządzenia od zasilania głównego. Wszystkie elementy mieściły się w poręcznej skrzynce narzędziowej chroniącej aparaturę przed warunkami zewnętrznymi panującymi w siłowni okrętowej. Do urządzenia była dołączona specjalna instrukcja montażu oraz rozwiązywania problemów napisana przed autorem dla mechanika okrętowego używającego aparaturę pomiarową.

Na rys. 10 przedstawiono poglądowe zdjęcie przepływomierza wraz z czujnikami zamontowanymi na rurociągu [57].





Rys. 10. Przepływomierz ultradźwiękowy TUF-2000M

Na statku BBC Hudson do pomiarów temperatur przed i za skraplaczem nadmiarowym na rurociągu wody centralnej zastosowano dwa termometry WIKA TF44. To rezystancyjne czujniki temperatury o zakresie działania od -50 do $+200^{\circ}\text{C}$, bazujące na czujnikach PT-100, PT-1000 lub NTC. Dokładność pomiaru zadeklarowana przed producenta wynosi $\pm 5\%$. Termometry te są dedykowane mierzeniu temperatur rurociągów dlatego wyposażono je w specjalne uchwyty. Przykładowe zdjęcie czujników umieszczono na rys. 11.



Rys. 11. Rezystancyjny czujnik temperatury WIKI TF44

3.5. Niepewności pomiarowe

Dane dotyczące obciążeń silników, ilości zużycia paliwa i inne były odnotowywane przez członków załogi w zeszytach maszynowych lub w komputerowych arkuszach kalkulacyjnych. Z pewnością można stwierdzić, że w owych danych występowały błędy pomiarowe, które nie są możliwe do całkowitego wyeliminowania. Przyrządy pomiarowe na statku miały swoje klasy dokładności, więc występowała niepewność wzorcowania i odczytu oraz dla niektórych przyrządów błąd histerezy, kwantowania i stabilizacji. Każdy pomiar był przeprowadzany na statku jednokrotnie, dlatego nie można przeprowadzić analizy błędów na podstawie kilku pomiarów tej samej wartości.

W przypadku obciążeń silników był to pośredni pomiar mocy na wale korbowym za pomocą pomiaru prędkości obrotowej i momentu.

Prędkość obrotowa jest mierzona za pomocą tachometru laserowego, którego dokładność pomiaru wynosi nawet $0,05\%$. Moment obrotowy w zależności od metody pomiarowej może przyjmować dokładności

dla pomiaru odkształceń wału za pomocą tensometrów lub dla pomiaru kąta skręcenia 0,1–0,2%. W przypadku korzystania z wbudowanego i kalibrowanego miernika momentu obrotowego lub bezstykowego miernika opartego na zjawisku odwrotnej magnetostrykcji, dokładność pomiaru przyjmuje się około 0,1% [54]. Do błędów bezpośredniego pomiaru należy dodać błędy wynikające z przetwarzania sygnału analogowego na sygnał cyfrowy. Nie powinny one przekraczać błędu wynikającego z kwantyzacji sygnału (rozdzielczości), która dla sygnału 8-bitowego wynosi 0,39% [58]. Zakładając największe wartości błędów, po obliczeniu mocy błąd pomiarowy iloczynu prędkości obrotowej i momentu wynosi $0,2\% + 0,1\% + 2 \cdot 0,39\% = 1,08\%$. W dziennikach maszynowych wszystkie pomiary były zaokrąglane do liczb całkowitych, więc błąd względny przybliżenia w zależności od statku i mocy eksploatacyjnej silnika głównego wynosił 0,002–0,05%. Finalnie całkowity błąd względny wpływający na pomiar mocy wynosił nie więcej niż 1,13%, bez uwzględnienia błędu odczytu, którego nie można tu oszacować [59].

Rozpatrując teoretyczny błąd zużycia paliwa, najmniej dokładną metodą jest manualne sondowanie zbiorników. Wpływają na nie: dokładność taśmy mierniczej, dokładność odstępu czasowego kolejnych pomiarów, rzetelność pomiaru dokonanego przez członka załogi, warunki zewnętrzne i balastowanie jednostki, położenie rurki sondy względem osi X i Z statku. Z powodu tak licznych zakłóceń oddziaływujących na pomiar, na podstawie doświadczenia mechaników ze statku Balbina i Blandine, całkowity względny błąd pomiarowy nie powinien przekraczać 10%.

Pomiar temperatury, jak i ciśnienia w określonych punktach odbywa się odpowiednio za pomocą termometrów i manometrów. Klasa dokładności manometrów wynosi zazwyczaj 1,6 [60], [61], a termometrów manometrycznych – $\pm 2^{\circ}\text{C}$ [62], [63].

Należy mieć na uwadze, że osoba pracująca w siłowni okrętowej i spisująca dane z przyrządów pomiarowych mogła popełniać błąd przypadkowy (gruby), dlatego odrzucono pomiary, które ewidentnie odstawały wartościami od pozostałych lub były wręcz sprzeczne z dokumentacją techniczną statku [59].

Osobno rozważono błędy pomiarowe badań, które zostały przeprowadzone przez autora. Prędkość przepływu, która była potrzebna do obliczenia masowego natężenia przepływu, zmierzono za pomocą przepływomierza ultradźwiękowego. Wynik podany przez przepływomierz nie wymaga obróbki i pod warunkiem prawidłowego użytkowania, jego niepewność względna wynosi 1% [57]. Mimo takiej gwarantowanej dokładności, pomiary zapisywane na komputerze były z dokładnością do milionowych części m/s, co wynikało ze specyfikacji napisanego programu. Dzięki temu, że pomiar nie był szybkozmienny, a czas mierzono niejako dodatkowo, nie istniała potrzeba obliczania opóźnień sygnału pomiędzy czasem odczytu a czasem zapisu. Urządzenie samoistnie tworzyło tabelę z danymi, więc eliminowało to możliwość popełnienia błędu przez eksperymentatora. Z powodu zakłóceń akustycznych, elektrostatycznych bądź magnetycznych urządzenie mogło chwilami działać niepoprawnie lub rejestrować dane z błędem systematycznym. Takie niepoprawne działanie – pomimo poprawnego montażu – mogło też wynikać z pojawiających się w badanej cieczy cząstek stałych lub pęcherzyków powietrza. Z tego powodu odrzucono wyniki błędne (np. wartości poniżej zera lub większe niż wynika to z wydajności pompy) [59]. Ponadto nie uwzględniono pomiarów prędkości przepływu poniżej 0,03 m/s, ponieważ jest to granica poprawnej rejestracji danych przepływomierza [57].

Dodatkową niepewnością cechują się wartości przyjmowane na podstawie wzorów literaturowych. Jest to niepewność strumienia masowego spalin oraz wartości temperatury spalin, obliczona na podstawie między innymi mocy nominalnej i prędkości obrotowej silnika głównego oraz jego mocy eksploatacyjnej. Niepewność ta podawana przez producentów silników wynosi dla wszystkich silników opisanych w tej pracy $\pm 5\%$ dla strumienia masowego spalin oraz $\pm 15^{\circ}\text{C}$ dla temperatury spalin [64]–[66].

Dla rozkładów dowolnych, błędy pomiarowe określa się za pomocą nierówności Czebyszewa–Bienaymé'a (24). Niestety dokładność oszacowania błędu jest znacznie gorsza niż w przypadku metod stosowanych dla rozkładów prawdopodobieństwa Gaussa. Nierówność Czebyszewa–Bienaymé'a można zapisać w postaci [67]:

$$P(|X - E(X)| \geq x) \leq \frac{\sigma^2}{x^2} \quad (24)$$

gdzie:

σ^2 – wariancja

$\frac{\sigma^2}{x^2}$ – poziom istotności

Niepewność pomiarową mocy cieplnej kotłów utylizacyjnych oraz zapotrzebowania na ciepło przez odbiorniki z poziomem istotności $\alpha = 0,05$ przedstawiono w tabelach 2 i 3.

Tabela 2. Niepewność pomiarowa mocy cieplnej kotłów utylizacyjnych na trzynastu badanych statkach

Nazwa statku	Moc SG [kW]	Średnia moc cieplna KU [MJ/s]	Odchylenie standardowe mocy cieplnej KU [MJ/s]	Poziom istotności	Niepewność pomiarowa [MJ/s]
Balbina	35 235	4,44	1,50	0,05	+/-6,73
Blandine	35 235	4,22	1,56	0,05	+/-7
Chopin	5220	1,03	0,26	0,05	+/-1,18
Polonia	7080	1,08	0,06	0,05	+/-0,29
Katowice II	17 255	3,25	0,71	0,05	+/-3,19
T. Wenda	16 260	2,55	0,50	0,05	+/-2,26
BBC Kwiatkowski	4320	0,68	0,09	0,05	+/-0,41
AAL Gladstone	6810	0,94	0,23	0,05	+/-1,02
Valdivia	15 791	3,50	0,91	0,05	+/-4,07
Władysław Sikorski	21 350	4,64	1,31	0,05	+/-5,85
Jacek Malczewski	17 075	2,12	0,55	0,05	+/-2,47
Allegoria	32 956	2,43	1,13	0,05	+/-5,04
BBC Hudson	7074	0,85	0,11	0,05	+/-0,49

Tabela 3. Niepewność pomiarowa zapotrzebowania na ciepło na czterech badanych statkach

Nazwa statku	Moc SG [kW]	Średni strumień ciepła w odbiornikach [MJ/s]	Odchylenie standardowe strumienia ciepła w odbiornikach [MJ/s]	Poziom istotności	Niepewność pomiarowa [MJ/s]
Blandine	35 235	0,95	1,41	0,05	+/- 6,3
Valdivia	15 791	0,44	0,90	0,05	+/- 4,03
BBC Kwiatkowski	4320	0,18	0,08	0,05	+/- 0,35
BBC Hudson	7074	0,45	0,21	0,05	+/- 0,94

Zgodnie z powyższymi tabelami nie uwzględniono części danych pomiarowych, które wykraczały poza zakres akceptowalnego błędu.

3.6. Charakterystyka wykorzystanych materiałów

W celu uzyskania danych na temat rozkładów obciążeń silnika głównego wykorzystano dane z dzienników maszynowych, a także przeprowadzonych badań i specjalnie w tym celu rejestrowanych przez załogę danych pomiarowych. Zapisy w dziennikach maszynowych na statkach Balbina, Blandine, AAL Gladstone były sporządzane w latach 2015–2019, na drobnicowcu BBC Kwiatkowski 2018–2020, na kontenerowcu Allegoria – w latach 2013–2021, na kontenerowcu Valdivia – w latach 2007–2019, a na statku BBC Hudson – w 2021.



Dane wykorzystane w pracy do obliczania wydajności kotłów odnotowywano nie rzadziej niż raz na dobę, a były to:

- data wraz z opisem stanu eksploatacyjnego statku (pływanie w morzu, manewry, kotwiczenie lub cumowanie),
- dobową liczbą godzin pracy silnika głównego,
- dobowe zużycie paliwa przez silnik główny,
- temperatura spalin za turbosprężarką oraz na wylocie z kotła utylizacyjnego.

Dla pozostałych statków (Chopin, Polonia, Katowice II, T. Wenda, Władysław Sikorski, Jacek Malczewski) badania identyfikacyjne rzeczywistych warunków pracy maszyn i urządzeń siłowni, w tym rozkłady obciążeń silników głównych zostały wykonane w latach 1989–1994 ramach w projekcie pod kierownictwem A. Balcerskiego [31]. Pomiary mocy eksploatacyjnej silników głównych dokonywane były z częstotliwością raz na godzinę.

Dane dotyczące zapotrzebowania na ciepło były zbierane specjalnie na potrzeby tej pracy. Dla kontenerowca Blandine dane zapisywano co 5 minut w dniach 22.10.2018 – 28.01.2019. Dla drobnicowca BBC Kwiatkowski 2 razy na dobę podczas dwóch rejsów 22.09.2018 – 2.12.2018 oraz 2.02.2020 – 27.02.2020, dla kontenerowca Valdivia raz lub dwa razy na dobę w okresie 22.07.2019 – 12.08.2019, a dla kontenerowca BBC Hudson dwa razy na dobę w okresie 23.02.2021 – 30.06.2021.

3.7. Podsumowanie

W podsumowaniu można stwierdzić, że badanie eksperymentalne dotyczące określenia eksploatacyjnych wydajności kotłów oraz zapotrzebowania na ciepło zaplanowano zgodnie ze specyfiką każdego ze statków. Na każdym z nich eksperyment przebiegał inaczej ze względu na różnice w rozwiązaniu instalacji grzewczej oraz możliwość pomiaru i rejestracji mierzonych parametrów. Część eksperymentu związana z pomiarami wytwarzania ciepła na statku nie była objęta planem badań dlatego, że autor nie mógł wybrać które dane oraz z jaką częstotliwością były zapisywane w dziennikach maszynowych. Liczba przeprowadzonych pomiarów zawsze była dobierana tak, aby była większa niż minimalna liczność próby przedstawiona w podrozdziałach 4.1.2 oraz 5.1.2. Przeanalizowano również błędy pomiarowe prowadzonych badań eksploatacyjnych. Za pomocą nierówności Czebyszewa-Bienaymé'a dla rozkładów dowolnych określono maksymalny błąd mocy cieplnej kotłów oraz strumienia ciepła pobieranego przez odbiorniki. Analiza statystyczna oraz merytoryczna wyników badań eksploatacyjnych gospodarki ciepłem w ramach instalacji grzewczej została przedstawiona w następnych rozdziałach.

4. CHARAKTERYSTYKI STRUMIENIA CIEPŁA WYTWARZANEGO W KOTLE UTYLIZACYJNYM ORAZ CZASU POJAWIAJĄCYCH SIĘ ZGŁOSZEŃ PODCZAS STANU EKSPLOATACYJNEGO PŁYWANIE W MORZU

4.1. Uwagi wstępne

W celu określenia charakterystyk mocy cieplnej kotła utylizacyjnego (wytwarzania strumienia ciepła) oraz procesu pojawiania się zgłoszeń porcji ciepła przeprowadzono badania rzeczywistej mocy cieplnej kotłów w warunkach pływania w morzu dla 13 statków. Wykorzystując te dane, obliczono teoretyczne funkcje gęstości prawdopodobieństwa opisujące histogramy wytwarzania ciepła przez kocioł oraz czasu pojawiających się zgłoszeń porcji ciepła. Następnie zbadano wpływ predyktorów na parametry tych rozkładów. Umożliwiło to za pomocą regresji zapisanie tych zależności przy wykorzystaniu równań matematycznych.

Aby zaprezentować dane pomiarowe o charakterze ilościowym, wygodnie jest przedstawić je za pomocą histogramu. Tę metodę stosuje się głównie dla zmiennych ciągłych i określa się dla nich przedziały klasowe. Na osi rzędnej histogramu występuje częstość względna (częstości absolutne podzielone przez ogólną liczbę obserwacji) lub częstość absolutna (liczba rzeczywistych obserwacji). Do opracowania histogramu wymagane jest minimum 5 przedziałów klasowych. Ponadto liczba obserwacji, które zapewniają dostateczną dokładność wynosi 50 [68].

Minimalną liczbę przedziałów klasowych k_{min} , można obliczyć ze wzoru [69]:

$$k_{min} = 1 + 3,3 \log n \quad (25)$$

gdzie: n to liczność próby

Ponieważ dla części badanych statków dysponowano liczbą pomiarów powyżej 6000, a dla innych poniżej 350, zastosowano domyślną metodę doboru liczby przedziałów klasowych przez program StatSoft Statistica [70] w celu wzajemnego upodobnienia histogramów. Program ten dobiera liczbę przedziałów w ten sposób, aby zminimalizować wartość obliczonej statystyki Kołmogorowa Smirnowa, czyli możliwie najbardziej upodobnić kształt histogramu do kształtu teoretycznej krzywej gęstości prawdopodobieństwa. Liczba dobranych przedziałów klasowych mieściła się w przedziale wartości od 8 do 20 [70].

4.1.1. Częstość próbkowania

W zależności od statku dane pomiarowe były zapisywane z różną częstością. Wynikało to z możliwości ich zapisu przez załogę lub ustawień urządzenia do samoczynnego zapisu danych pomiarowych. W dalszych obliczeniach porównywano zmierzone parametry jedynie dla identycznych przedziałów czasowych, np. średnie wartości dobowe lub tygodniowe wytwarzania strumienia ciepła przez kocioł utylizacyjny. Dla każdego statku wymienionego w tabelach 4 i 18 sprawdzono, jak częstość próbkowania wpływa na kształt histogramu oraz parametry teoretycznego rozkładu prawdopodobieństwa opisującego ten histogram. Przykładowo dla statków, których częstość próbkowania wynosiła jeden pomiar na godzinę, sprawdzano nowe częstości, tj. jeden pomiar na 3 h, jeden pomiar na 12 h i jeden pomiar na dobę. Aby uzyskać takie dane, obliczono średnią arytmetyczną z kilku następujących po sobie wartości pomiarów. W skrajnym przypadku parametry rozkładów różniły się o 4% wartości początkowej. Różnica w kształcie histogramów nie była zauważalna. Przyjęto, że różnica jest pomijalnie mała i można zastąpić histogram z pomiarami oryginalnymi histogramem o mniejszej częstości próbkowania. Uzasadnienie przeprowadzenia takich obliczeń zaprezentowano w podrozdziale 4.2.

Tabela 4. Częstość próbkowania mierzonych wartości dotyczących wytwarzania ciepła w kotle utylizacyjnym na trzynastu badanych statkach

Nazwa statku	Częstość próbkowania [pomiar/dobę]
Balbina	1
Blandine	1
Chopin	24
Polonia	24
Katowice II	24
T. Wenda	24
BBC Kwiatkowski	2
AAL Gladstone	1
Valdivia	1
Władysław Sikorski	24
Jacek Malczewski	24
Allegoria	1
BBC Hudson	24

4.1.2. Minimalna liczność próby

W trakcie badań eksploatacyjnych sprawdzono, czy dla każdego statku liczność próby, która była analizowana, jest wystarczająca do przeprowadzenia analizy statystycznej. Sprawdzone zarówno dane dotyczące mocy cieplnej kotłów utylizacyjnych, jak i pomiary strumienia ciepła odbieranego w odbiornikach (podrozdział 5.1.2.). Minimalną wymaganą licznosc próby n_{min} można określić wykorzystując zależność (26), przy założeniu normalnego lub zbliżonego do normalnego rozkładu populacji generalnej [48]:

$$n_{min} \geq \frac{t_{(\alpha,f)}^2 \sigma_x^2}{\varepsilon^2} \quad (26)$$

gdzie:

$t_{(\alpha,f)}$ – wartość stabilizowana dla liczby stopni swobody f oraz dla poziomu istotności α

σ_x^2 – wariancja badanej cechy

ε – założony dopuszczalny błąd oszacowania wartości średniej

W tabeli 5 obliczono minimalne licznosci próby przy założeniu dopuszczalnego błędu ε wynoszącego 5% mocy nominalnej silnika głównego oraz poziomu istotności $\alpha = 0,05$. Można zauważyć, że we wszystkich przypadkach liczba pomiarów rzeczywistych przekracza minimalną licznosc próby.

Tabela 5. Minimalna licznosc próby pomiarów strumienia ciepła wytwarzanego w kotle utylizacyjnym na trzynastu badanych statkach

Nazwa statku	$t_{(\alpha,f)}$	σ_x	n_{min} obliczone	n rzeczywiste	ε
Chopin	1,96	709,43	29	6997	261
Polonia	1,96	507,41	8	3044	354
Katowice II	1,96	1667,50	15	2396	862,75
T. Wenda	1,96	2197,45	29	5371	813
Balbina	1,96	7219,43	139	239	1201,2
Blandine	1,96	7024,56	132	401	1201,2
AAL Gladstone	1,96	1084,64	39	602	340,5
Władysław Sikorski	1,96	2899,44	29	4553	1067,5
Jacek Malczewski	1,96	1409,53	11	2454	853,75
Valdivia	1,96	2991,89	48	1563	849
BBC Kwiatkowski	1,96	640,58	34	1960	216
Allegoria	1,96	5525,42	44	1944	1647,8
BBC Hudson	1,96	1064,57	35	1447	353,7



4.2 Określanie charakterystyk strumienia ciepła wytwarzanego w kotle utylizacyjnym

Aby wyznaczyć strumień ciepła spalin odbierany przez kocioł utylizacyjny (29), strumień ciepła pary grzewczej wytworzonej w kotle utylizacyjnym (27), wydajność kotła utylizacyjnego (30) lub wydajność nagrzewnicy oleju (31) oraz czas pojawiających się zgłoszeń (28), należy najpierw określić masowe natężenie przepływu spalin wylotowych z silnika głównego oraz różnicę temperatur przed i za kotłem utylizacyjnym przy znanym obciążeniu silnika głównego. Wszystkie obliczenia przedstawione w tym rozdziale zostały wykonane dla statków w stanie eksploatacyjnym pływania w morzu.

Strumień ciepła odbierany przez parę lub olej grzewczy \dot{Q}_{KU} ze strumienia ciepła spalin wylotowych z silnika głównego \dot{Q}_{sp} , uwzględniając sprawność kotła utylizacyjnego η_{KU} , można zapisać:

$$\dot{Q}_{KU} = \eta_{KU} \dot{Q}_{sp} \quad (27)$$

Sprawność starszych konstrukcyjnie kotłów wodnorurkowych wynosi 87–95% w zależności od parametrów konstrukcyjnych i wydajności [71]. Przy pracy z niskimi wydajnościami poniżej 20% sprawność kotła gwałtownie spada [72]. Ponieważ kotły na badanych statkach są nowsze konstrukcyjnie, lepiej zaizolowane cieplnie i wszystkie pracowały z wydajnościami powyżej 20%, zdecydowano się uwzględniać sprawność na poziomie $\eta_{KU} = 95\%$. Generalne zależności wydajności kotła od mocy eksploatacyjnej silników głównych w zależności od ich typu na badanych statkach przedstawiono w tabeli 8.

Czas pojawiających się zgłoszeń porcji ciepła lub porcji masy czynnika grzewczego t_{KU} , wytworzenia n porcji ciepła/masy wynosi:

$$t_{KU} = \frac{n}{\dot{Q}_{KU}} \quad (28)$$

We wszystkich obliczeniach przyjęto porcję ciepła równą 1 MJ, a w obliczeniach zawartych w podrozdziałach 6.3.1 i 6.4 – porcję masy równą 1 kg.

Generalnie strumień ciepła spalin \dot{Q}_{sp} wykorzystany w kotle utylizacyjnym można wyznaczyć z równania [18]:

$$\dot{Q}_{sp} = \dot{m}_{sp} c_{p, sp} (t_{sp1} - t_{sp2}) \quad (29)$$

gdzie:

\dot{m}_{sp} – strumień masowy spalin [kg/s]

$c_{p, sp}$ – ciepło właściwe spalin [J/kgK]

$t_{sp1} - t_{sp2}$ – różnica między temperaturą spalin za turbosprężarką i wylotem z kotła [K]

Strumień masowy spalin \dot{m}_{sp} oraz temperatura spalin za turbosprężarką t_{sp1} była obliczona na podstawie obciążenia silnika głównego. W przypadku braku danych pomiarowych lub metod obliczeniowych do określenia strumienia masowego spalin \dot{m}_{sp} oraz wartości ich temperatury t_{sp1} , istnieje możliwość wykorzystania uniwersalnych wzorów przedstawionych w pracy [27]. Jest to starsza i mniej dokładna metoda, więc nie może być stosowana do współczesnych silników. Wartość obliczona to ciepło właściwe spalin $c_{p, sp}$ zgodnie ze wzorem (36) i (37). Jedyną wartością założoną jest temperatura spalin za kotłem utylizacyjnym t_{sp2} .

Temperatura spalin za kotłem utylizacyjnym t_{sp2} jest bardzo ważnym parametrem projektowym decydującym o mocy cieplnej kotła. Przez wiele lat stosowania zasiarzonych paliw pozostałościowych wartość t_{sp2} przyjmowana była na poziomie 170–190°C [5], [18]. Obecnie, ze względu na odchodzenie od paliw pozostałościowych, będzie malało zapotrzebowanie na ciepło. Dlatego projektanci siłowni będą przyjmowali wyższe wartości t_{sp2} . W pracy wyznaczane charakterystyki strumienia ciepła wytwarzanego w kotłach utylizacyjnych będą obliczane dla wartości $t_{sp2} = 180^\circ\text{C}$.

Dla badanych statków wyposażonych w instalację parową (wszystkie statki oprócz BBC Kwiatkowski) wydajność pary wytwarzanej w kotle utylizacyjnym \dot{m}_{par} (30) można zapisać jako iloraz strumienia ciepła pary grzewczej \dot{Q}_{KU} oraz różnicy entalpii pary suchej nasyconej i_{par} (przyjęto 2776 kJ/kg) oraz wody zasilającej kocioł i_w (przyjęto 410,7 kJ/kg) [18]:

$$\dot{m}_{par} = \frac{\dot{Q}_{KU}}{i_{par} - i_w} \quad (30)$$

W przypadku instalacji olejowej na statku BBC Kwiatkowski wydajność oleju grzewczego przepływającego przez utylizacyjną nagrzewnicę oleju \dot{m}_{og} można zapisać jako iloraz strumienia ciepła oleju grzewczego przepływającego przez nagrzewnicę oleju grzewczego \dot{Q}_{KU} oraz iloczyn ciepła właściwego oleju grzewczego $c_{p\ og}$ i różnicy temperatur oleju w nagrzewnicy $t_{og1} - t_{og2}$.

$$\dot{m}_{og} = \frac{\dot{Q}_{KU}}{c_{p\ og}(t_{og1} - t_{og2})} \quad (31)$$

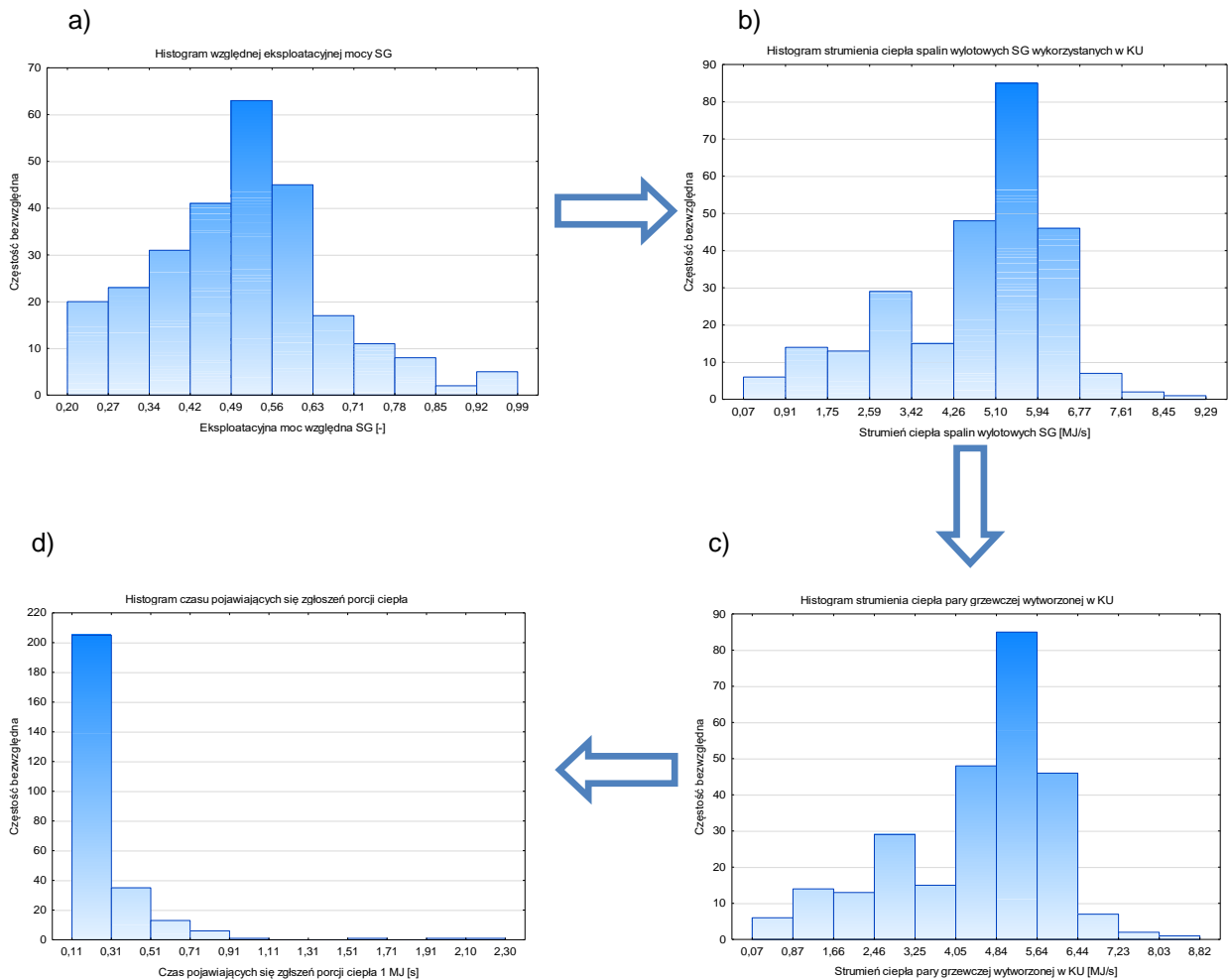
gdzie:

\dot{m}_{og} – strumień masowy oleju grzewczego [kg/s]

$c_{p\ og}$ – ciepło właściwe oleju grzewczego [J/kgK]

$t_{og1} - t_{og2}$ – różnica temperatur oleju grzewczego przed i za nagrzewnicą oleju [K]

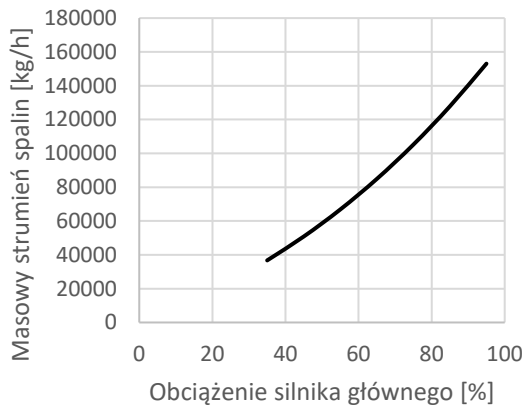
Przykładowe przekształcenie histogramu względnej mocy eksploatacyjnej silnika głównego otrzymanej z pomiarów (a) przedstawiono na rys. 12. Histogram strumienia ciepła spalin z silnika głównego (b) wyznacza się po obliczeniu wzoru (29). Histogram strumienia ciepła pary grzewczej (c) wyznaczono po uwzględnieniu sprawności kotła utylizacyjnego (27), przy czym oba histogramy mają dokładnie ten sam kształt. Histogram czasu pojawiających się zgłoszeń porcji ciepła (d) otrzymano przez zastosowanie zależności (28).



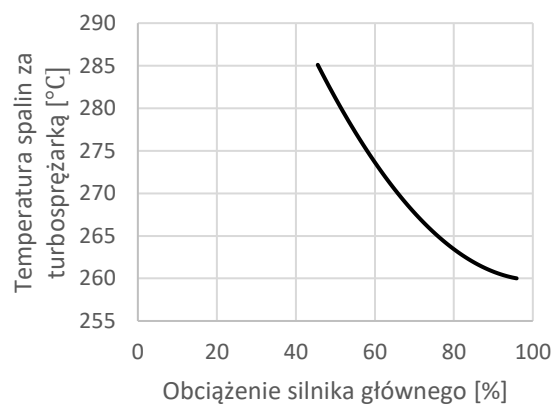
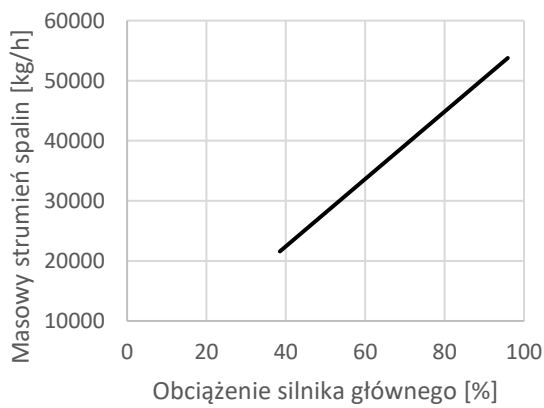
Rys. 12. Przykładowe przekształcenie histogramów: a) eksploatacyjnej mocy względnej silnika głównego; b) strumienia ciepła spalin wylotowych silnika głównego; c) strumienia ciepła pary grzewczej; d) czasu pojawiających się zgłoszeń porcji ciepła

Aby obliczyć masowy strumień \dot{m}_{sp} oraz temperaturę spalin t_{sp1} , wykorzystuje się metodykę udostępnianą przez producenta – w zależności od punktu pracy znamionowej, wartości obciążenia silnika głównego, wartości temperatury wody zaburtowej oraz powietrza zewnętrznego. W razie braku informacji na temat różnicy wartości temperatur spalin przed i za kotłem utylizacyjnym, można określić temperaturę spalin za turbosprężarką, wykorzystując dokumentację silnika. Dla nowych silników są udostępniane programy służące do automatycznego obliczenia temperatury oraz masowego strumienia spalin w zależności od względnej mocy eksploatacyjnej silnika głównego [65], [73]. Starsze silniki charakteryzowały się możliwością obliczenia temperatury wylotowej i masowego strumienia spalin za pomocą specjalnych wzorów przedstawianych w dokumentacji silnika. Przykładowe wykresy zależności masowego strumienia oraz temperatury spalin za turbosprężarką w funkcji obciążenia silnika głównego przedstawiono na rys. 13. Należy zwrócić uwagę na to, że przedstawione w tej pracy silniki MAN B&W w porównaniu z silnikami Sulzer/Wärtsilä charakteryzują się większymi strumieniami masowymi spalin, niższymi wartościami temperatur wylotowych oraz charakterystycznym minimum wartości temperatury spalin dla obciążenia silnika wynoszącego około 70%. Można na tej podstawie wnioskować (przy porównaniu wykresów obu producentów silników dla tej samej mocy nominalnej i prędkości obrotowej silnika głównego), że silniki Sulzer/Wärtsilä pracują z wykorzystaniem bogatszej mieszanki paliwowo-powietrznej lub/i na przepłukanie cylindrów zużywa się mniej powietrza.

a)



b)



Rys. 13. Wykresy przedstawiające masowy strumień oraz temperaturę spalin t_{sp1} w funkcji obciążenia mocą silnika głównego: a) dla silnika MAN B&W 5L60MCE na statku Chopin; b) dla silnika Sulzer 6RTA58 na statku Polonia

W przypadku dysponowania danymi dotyczącymi dobowej ilości spalonego paliwa przez silnik główny (na statkach: Balbina, Blandine, AAL Gladstone, Valdivia i Allegoria) średnie dobowe masowe natężenie przepływu spalin można obliczyć za pomocą równań (32) i (33) [74]:

$$\dot{m}_{sp} = \dot{m}_{pal} + \dot{m}_{pow} \quad (32)$$

$$\dot{m}_{pow} = \lambda \dot{m}_{pal} \quad (33)$$

po przekształceniu powyższych wzorów otrzymano:

$$\dot{m}_{sp} = \dot{m}_{pal}(1 + \lambda) \quad (34)$$

gdzie:

λ – całkowity współczynnik nadmiaru powietrza [–]

\dot{m}_{pow} – masowy strumień powietrza dolotowego do silnika głównego [kg/s]

\dot{m}_{pal} – masowy strumień paliwa zasilającego silnik główny [kg/s]

Następnie wykorzystano zależności (27)–(31).



Inną możliwością (niezastosowaną w tej pracy) jest oszacowanie średniego obciążenia mocą silnika głównego potrzebnego do określenia wydajności kotła utylizacyjnego za pomocą odnotowywanej w dzienniku maszynowym wartości ciśnienia powietrza doładowującego [53]. Również w przypadku dysponowania odpowiednimi wartościami liczbowymi moc eksploatacyjną silnika można obliczyć za pomocą funkcji iloczynu prędkości obrotowej turbosprężarki oraz temperatury spalin na jej wylocie z uwzględnieniem położenia wskaźnika obciążenia [26], [51].

Dla badanych statków (Balbina, Blandine i Allegoria) – z powodu braku danych badanego silnika RT-flex96c – współczynnik nadmiaru powietrza przyjęto na podstawie podobnego silnika WinGD W-X92 o takiej samej mocy nominalnej i prędkości obrotowej [65]. Silniki te charakteryzują się wysokim współczynnikiem nadmiaru powietrza (jest to spowodowane przepłukiwaniem i koniecznością redukcji NO_x), który jest zmienny w zależności od ich mocy eksploatacyjnej [74]. Wykorzystując 16 punktów względnej mocy eksploatacyjnej silnika \bar{N}_{SG}^{sr} pomiędzy 25 a 110%, wyznaczono wielomian trzeciego stopnia (35) o współczynniku determinacji 0,839, który wykorzystano do obliczania współczynnika nadmiaru powietrza λ :

$$\lambda = -81,45\bar{N}_{SG}^{sr3} + 157,84\bar{N}_{SG}^{sr2} + 101,02\bar{N}_{SG}^{sr} + 68,39 \quad (35)$$

Ponadto zauważono, że średnie ciśnienie doładowania (które było notowane w dziennikach maszynowych) dla średniego obciążenia silnika głównego jest niższe 1,139 razy w silniku RT-flex96c w stosunku do przyjętego W-X92. Przez powyższy współczynnik podzielono masowy strumień powietrza badanego silnika. Dodatkowym współczynnikiem korygującym był stosunek prędkości obrotowych obu silników dla tej samej mocy eksploatacyjnej wynoszący 1,149 [75].

Na statkach z silnikami Sulzer serii RND w instrukcji silnika [76] były dostępne jedynie temperatury spalin i masowe strumienie spalin dla średnich mocy silnika wynoszących kolejno 70%, 85% i 100% mocy nominalnej. Obie wartości dla innych obciążeń silników głównych niż wymienione, obliczono przez interpolację liniową trzech podanych punktów. W każdym przypadku współczynnik determinacji wynosił powyżej 0,99.

Wyniki obliczeń parametrów rozkładu mocy eksploatacyjnych silników głównych na trzynastu badanych statkach przedstawiono w tabeli 7, a w załączniku B – histogramy mocy tych silników. Wyniki odnoszą się do stanu pływania w morzu.

Powszechnie przyjmuje się, że na typowych statkach transportowych (drobnicowce, kontenerowce, statki ro-ro oraz masowce) w stanie pływania w morzu zapotrzebowanie na ciepło pokrywają tylko kotły utylizacyjne. Kocioł opalany jest włączany przy niskich obciążeniach silnika głównego, podczas stanu manewry, który obejmuje m.in. wejście i wyjście do i z portu, pływanie w kanałach.

Dane eksploatacyjne statków Balbina, Blandine, Valdivia i Allegoria wykazały, że najmniejsze (minimalne) obciążenie silników głównych, przy których jeszcze nie pracował kocioł opalany, mieściły się w przedziale 15–20% mocy nominalnej silników (tabela 6). Potwierdziły to również badania [31]. Dlatego też do stanu pływania w morzu były kwalifikowane tylko wartości mocy eksploatacyjnej $N_{SG}^{eks} \geq 0,2 \cdot N_{SG}^{nom}$.

Tabela 6. Minimalne obciążenie silników głównych na czterech badanych statkach, przy którym nie był wykorzystywany kocioł opalany

Nazwa statku	Minimalne obciążenie SG [%]
Balbina	19,88
Blandine	14,82
Valdivia	18,75
Allegoria	15,89

Wszystkie wartości przedstawione w tabeli 6 są minimalnymi wartościami obciążeń, które wystąpiły jednorazowo. Niskie wartości obciążeń silników głównych Blandine i Allegorii wynikają z obniżenia prędkości pływania. Z perspektywy instalacji parowej wytwarzana ilość pary przy tak niskim obciążeniu była wystarczająca, ponieważ zostały zmniejszone ciśnienie pary w instalacji oraz odłączone wszystkie odbiorniki ciepła, bez których możliwe było utrzymanie stanu eksploatacyjnego pływania w morzu (wynikało to z zalecenia armatora, by zminimalizować zużycie paliwa przez kocioł opalany). Dla dalszych obliczeń minimalne obciążenie silnika głównego dla wszystkich statków przyjęto na poziomie 20%. Obciążenia niższe wynikające z błędnego zapisu w dzienniku maszynowym lub odstawienia silnika głównego zostały odrzucone. Artykuł [77] stwierdzający, że najmniejsze obciążenia silnika, przy których istnieje możliwość wytworzenia pary, to 50–60%, odnosi się do jednostek mniejszych (głównie trawlerów) i starszych. Wartość średnią oraz odchylenie standardowe mocy eksploatacyjnej silników głównych na badanych statkach przedstawiono w tabeli 7.

Tabela 7. Wartości względnych mocy eksploatacyjnych i odchylen standardowych mocy eksploatacyjnych silników głównych na trzynastu badanych statkach

	Moc nominalna SG N_{SG}^{nom} [kW]	Średnia moc eksploatacyjna SG \bar{N}_{SG}^{sr} [%]	Odchylenie standardowe mocy eksploatacyjnej SG $\bar{\sigma}_{SG}$ [%]
<i>Wartości nominalne</i>			
Balbina	40040	45,32	13,59
Blandine	40040	45,10	14,18
Chopin	5220	73,50	13,45
Polonia	7080	79,30	7,17
Katowice II	17255	79,14	9,66
T. Wenda	16260	76,55	13,06
BBC Kwiatkowski	4320	75,22	14,83
AAL Gladstone	6810	70,81	15,93
Valdivia	16980	43,57	16,78
Władysław Sikorski	21350	81,54	13,58
Jacek Malczewski	17075	61,28	8,25
Allegoria	54926	30,99	7,97
BBC Hudson	7074	64,90	14,33
<i>Wartości zredukowane</i>	$(N_{SG}^{nom})^{red}$	$(\bar{N}_{SG}^{sr})^{red}$	$(\bar{\sigma}_{SG})^{red}$
Balbina	35235	50,62	15,82
Blandine	35235	49,50	17,13
Valdivia	15791	45,98	18,21
Allegoria	32956	44,95	15,48
Wartość średnia [%]:		63,63	12,52
Wartość średnia z uzupełnieniem $(N_{SG}^{nom})^{red}$ dla czterech statków [%]:		65,62	13,59

Wyniki badań eksploatacyjnych obciążeń silników głównych przedstawione w tabeli 7 można uznać za typowe, charakterystyczne dla statków transportowych. Potwierdzają to wcześniejsze badania innych autorów przedstawione m.in. w pracach [16], [19], [31]. Na większości statków średnia moc eksploatacyjna silnika głównego N_{SG}^{sr} zawiera się w przedziale 0,6 – 0,8 N_{SG}^{nom} . W ostatnich latach armatorzy dużych kontenerowców, chcąc obniżyć koszty eksploatacyjne, podejmują decyzję o eksploatacji swoich statków ze zmniejszoną prędkością pływania. Dla tych statków wprowadzono moc nominalną zredukowaną $(N_{SG}^{nom})^{red}$, która odpowiada obniżonej wartości prędkości pływania statku. Kontenerowiec Allegoria pływał z prędkością obniżoną o 16%, co skutkowało zmniejszeniem mocy o 40%. Kontenerowce Balbina, Blandine i Valdivia były podobnie eksploatowane, jednak poruszały się na trasach u wybrzeży wschodniej Afryki, w rejonach silnie zagrożonych terroryzmem. Dlatego też w tych rejonach pływały z prędkościami wyższymi

od założonych prędkości zredukowanych. Dla tych kontenerowców mocą nominalną zredukowaną ($N_{SG}^{nom})^{red}$ była maksymalna zarejestrowana moc podczas badań eksploatacyjnych. Dane zawarte w tabeli 7 wykorzystano do analizy statystycznej, dotyczącej badania wpływu parametrów charakterystycznych statku oraz zmiennych niezależnych na moc cieplną kotła utylizacyjnego (w podrozdziale 4.4).

Zależność wydajności kotła utylizacyjnego od mocy eksploatacyjnej silnika głównego $\dot{Q}_{KU} = f(N_{SG}^{sr})$ przedstawiono dla każdego z silników głównych badanych statków w tabeli 8. Obliczono je na podstawie regresji danych pomiarowych analizowanych statków. Większość wzorów została zapisana dla warunków ISO, a dla silników 7RT-flex96c, 6S40ME-B, 6L70ME-C i 10RT-flex96c-b wykorzystano wartości temperatur wody zaburtowej i powietrza atmosferycznego bezpośrednio zmierzone na statkach. Ponadto należy mieć na uwadze, że mimo tej samej nazwy parametry silnika mogą się różnić w zależności od daty produkcji oraz wybranego punktu pracy z pola parametrów kontraktowych silnika. Informację na temat daty budowy oraz mocy nominalnej i prędkości obrotowej każdego ze statków znajdują się w załączniku A.

Tabela 8. Zależność eksploatacyjnej wydajności kotła utylizacyjnego od mocy silnika głównego na badanych statkach

Nazwa statku	Typ silnika	$\dot{Q}_{KU}[MJ/h] = f(N_{SG}^{sr} [kW])$
Balbina, Blandine	Wärtsila 7RT-flex96c	$\dot{Q}_{KU} = 0,2495 \cdot N_{SG}^{sr} + 1859,3$
Chopin	MAN B&W 5L60MCE	$\dot{Q}_{KU} = 0,0002 \cdot N_{SG}^{sr^2} - 0,1672 \cdot N_{SG}^{sr} + 1042,8$
Polonia	Sulzer 6RTA58	$\dot{Q}_{KU} = 0,4546 \cdot N_{SG}^{sr} + 1335,2$
Katowice II	Sulzer 7RND90M	$\dot{Q}_{KU} = 8 \cdot 10^{-5} \cdot N_{SG}^{sr^2} - 0,4877 \cdot N_{SG}^{sr} + 2929,7$
T. Wenda	Sulzer 7RTA84C	$\dot{Q}_{KU} = 8 \cdot 10^{-5} \cdot N_{SG}^{sr^2} - 1,0927 \cdot N_{SG}^{sr} + 9458,1$
BBC Kwiatkowski	MAK 9M32C	$\dot{Q}_{KU} = 0,0002 \cdot N_{SG}^{sr^2} - 0,6223 \cdot N_{SG}^{sr} + 2371,3$
AAL Gladstone	MAN B&W 6S40ME-B	$\dot{Q}_{KU} = 0,2988 \cdot N_{SG}^{sr} + 1917,3$
Valdivia	MAN B&W 6L70ME-C	$\dot{Q}_{KU} = -5 \cdot 10^{-5} \cdot N_{SG}^{sr^2} + 0,7368 \cdot N_{SG}^{sr} + 9711,9$
Władysław Sikorski	Sulzer 10RND90	$\dot{Q}_{KU} = 7 \cdot 10^{-5} \cdot N_{SG}^{sr^2} - 0,3987 \cdot N_{SG}^{sr} + 3042,4$
Jacek Malczewski	Sulzer 8RND90	$\dot{Q}_{KU} = 8 \cdot 10^{-5} \cdot N_{SG}^{sr^2} - 0,2246 \cdot N_{SG}^{sr} + 1563,1$
Allegoria	Sulzer 10RT-flex96c-b	$\dot{Q}_{KU} = 0,617 \cdot N_{SG}^{sr} + 301,18$
BBC Hudson	MAN B&W 6S46MC-C	$\dot{Q}_{KU} = 0,3625 \cdot N_{SG}^{sr} + 1410,5$

Do obliczeń wartości wynikających ze wzorów zawartych w podrozdziałach 4.2 i 5.2 niezbędna jest znajomość wartości ciepła właściwego spalin. Przy braku danych nt. właściwości fizykochemicznych paliw niemożliwe jest dokładne określenie wartości średniej ciepła właściwego spalin, która jest funkcją ciśnienia i temperatury [78].

Typowy skład spalin dla silników zasilanych olejem napędowym przedstawia tabela 9 [79]:

Tabela 9. Typowy skład spalin silnika okrętowego zasilanego paliwem ciężkim

Azot	76–78%
Tlen	2–18%
Dwutlenek węgla	1–10%
Para wodna	0,5–4%
Inne	do 3%

Dla celów obliczeniowych ciepło właściwe spalin $c_{p,sp}$ zostało wyznaczone jako wymierna funkcja temperatury spalin t_{sp} (36) w zakresie 0–1200°C na podstawie tabeli znajdującej się w książce [80]:

$$c_{p,sp} = \frac{1,295 + 0,00551 t_{sp}}{1 + 0,00787 t_{sp} + 0,0000157 t_{sp}^2} \quad (36)$$

Ciepło właściwe spalin przyjęto jako średnie ciepło właściwe spalin w zależności od wartości temperatury wlotowej t_{sp1} i wylotowej t_{sp2} spalin z kotła zgodnie ze wzorem [78]:

$$c_p \Big|_{t_{sp1}}^{t_{sp2}} = \frac{c_p \Big|_0^{t_{sp2}} t_{sp2} - c_p \Big|_0^{t_{sp1}} t_{sp1}}{t_{sp1} - t_{sp2}} \quad (37)$$

4.3. Badanie statystyczne charakterystyk wytwarzania ciepła w kotłach utylizacyjnych oraz czasu pojawiających się zgłoszeń porcji ciepła

Do zweryfikowania hipotezy statystycznej H_0 , która w przypadku opisywania histogramów wytwarzania ciepła rozkładem normalnym brzmi: „histogramu skumulowanego nie można opisać za pomocą dystrybuanty rozkładu normalnego” oraz do zweryfikowania hipotezy statystycznej H_0' , która w przypadku opisywania histogramów czasu pojawiających się zgłoszeń rozkładem logarymiczno-normalnym brzmi: „histogramu skumulowanego nie można opisać za pomocą dystrybuanty rozkładu logarymiczno-normalnego” posłużył test Kołmogorowa–Smirnowa. Jest to nieparametryczny test służący do oceny zgodności rozkładu analizowanych zmiennych z rozkładem teoretycznym, a testowana hipoteza zerowa zawsze zakłada zaprzeczenie celu badań. Test ten można wykorzystać przy badaniu różnic pomiędzy dwiema próbami rozkładów zmiennych losowych. W celu wyznaczenia wartości statystyki p skorzystano z oprogramowania Statsoft Statistica. Test Kołmogorowa–Smirnowa (K–S) w porównaniu do testu Chi–kwadrat ma większą moc dla prób opisujących populację o dużej liczności. Ponadto test Kołmogorowa–Smirnowa zawsze zapewnia mniejszy błąd pierwszego rodzaju [81]. Poziom istotności α jest jednocześnie maksymalnym prawdopodobieństwem popełnienia błędu pierwszego rodzaju (hipoteza zerowa jest prawdziwa i zostaje odrzucona) i został przedstawiony w tabelach 10 i 12 [68]. Z kolei błąd drugiego rodzaju β , czyli prawdopodobieństwo przyjęcia hipotezy zerowej, gdy jest ona fałszywa, można zapisać jako [68]:

$$\text{Moc testu} = 1 - \beta \quad (38)$$

Moc testu zależy od liczności próby, poziomu istotności oraz kierunku hipotezy (jednostronna lub dwustronna). W statystyce jako wystarczającą moc testu przyjmuje się wartość większą niż 0,7–0,8.

Przy opisywaniu histogramów za pomocą rozkładów teoretycznych pojawił się problem zbyt dużej liczby danych pomiarowych. W tak dużej próbie wartość krytyczna dla testu statystycznego Kołmogorowa–Smirnowa przyjmuje bardzo niskie wartości. Jest to spowodowane tym, że testy statystyczne mają bazowe założenie, że przy nieskończoności prób uzyskany rozkład jest tożsamy z krzywą gęstości prawdopodobieństwa rozkładu teoretycznego. W celu potwierdzenia słuszności wyboru rozkładu teoretycznego za pomocą testu Kołmogorowa–Smirnowa zmniejszono liczbę pomiarów, zastępując je zbiorem średnich arytmetycznych z kilku kolejnych pomiarów. Spowodowało to zmniejszenie liczności i zwiększenie wartości krytycznej testu p wyrażonej dla poziomu istotności $\alpha = 0,02$ wzorem (39). Ponadto histogram wizualnie się nie zmienił i nie uległa istotnym zmianom (+/– 4%) wartość obliczonej statystyki Kołmogorowa–Smirnowa. Właściwe dla testów nieparametrycznych jest testowanie prób o małych liczebnościach (zazwyczaj $n < 100$) ze względu na centralne twierdzenie graniczne.

$$p = \frac{1,51}{\sqrt{n}} \quad (39)$$

gdzie:

n – liczba pomiarów

Zestawienie istotnych wartości opisujących teoretyczne rozkłady prawdopodobieństwa wytwarzania ciepła w kotle utylizacyjnym przedstawiono w tabelach 10 i 11. Analogiczne wartości opisujące teoretyczne rozkłady prawdopodobieństwa czasu pojawiających się zgłoszeń przedstawiono w tabelach 12 i 13. W obu przypadkach za statystycznie istotny uznano poziom istotności $\alpha = 0,02$. Na rys. 14–16 oraz na rys. 17–19 przedstawiono kolejno zestawienie histogramów wytwarzania ciepła w kotle utylizacyjnym opisane

rozkładem normalnym oraz zestawienie histogramów czasu pojawiających się zgłoszeń opisanych rozkładem logarytmiczno-normalnym. We wszystkich wymienionych tabelach oraz w tabelach w rozdziale 5 zdecydowano się na ujednoczenie jednostek, tak więc wartości wytwarzania porcji ciepła oraz zapotrzebowania na ciepło przez odbiorniki ujęto w MJ/s, a czas pojawiających się zgłoszeń i czas obsługi tych zgłoszeń – w s/MJ.

Tabela 10. Wartości testu Kołmogorowa–Smirnowa oraz parametry krzywych gęstości prawdopodobieństwa strumienia ciepła wytwarzanego w kotłach utylizacyjnych na trzynastu badanych statkach

Nazwa statku	Wartość obliczona testu K–S	Wartość krytyczna testu K–S	Poziom istotności	Rodzaj rozkładu teoretycznego	Średnia [MJ/s]	Odchylenie standardowe [MJ/s]
Chopin	0,045	0,048	0,02	normalny	1,029	0,263
Polonia	0,111	0,122	0,02	normalny	1,080	0,064
Katowice II	0,106	0,111	0,1	normalny	3,249	0,713
T. Wenda	0,049	0,050	0,02	normalny	2,549	0,504
Balbina	0,191	0,193	0,1	normalny	4,443	1,504
Blandine	0,231	0,255	0,02	normalny	4,217	1,564
AAL Gladstone	0,039	0,050	0,1	normalny	0,937	0,229
Władysław Sikorski	0,133	0,140	0,05	normalny	4,643	1,308
Jacek Malczewski	0,088	0,110	0,1	normalny	2,119	0,551
Valdivia	0,031	0,040	0,1	normalny	3,499	0,910
BBC Kwiatkowski	0,010	0,048	0,1	normalny	0,675	0,091
Allegoria	0,108	0,108	0,02	normalny	2,427	1,127
BBC Hudson	0,089	0,111	0,1	normalny	0,852	0,109

Dla wszystkich poziomów istotności podanych w tabeli 10, wartość statystyki p jest mniejsza od wartości krytycznej, stąd hipoteza zerowa została odrzucona i przyjęta hipoteza alternatywna H_1 : „histogram skumulowany można opisać za pomocą dystrybuanty rozkładu normalnego”.

Należy zauważyć, że normalny rozkład prawdopodobieństwa opisujący histogramy wytwarzania ciepła może przyjmować wartości ujemne, podczas gdy wartość wytwarzania ciepła nie może być ujemna. Dlatego też rozkład normalny może być stosowany pod warunkiem, że współczynnik zmienności v dla każdego ze statków, w których występuje taka sytuacja, jest większy niż $1/3$. Jeżeli warunek nie jest spełniony, to należy zastosować rozkład normalny ucięty w wartości 0 [82].

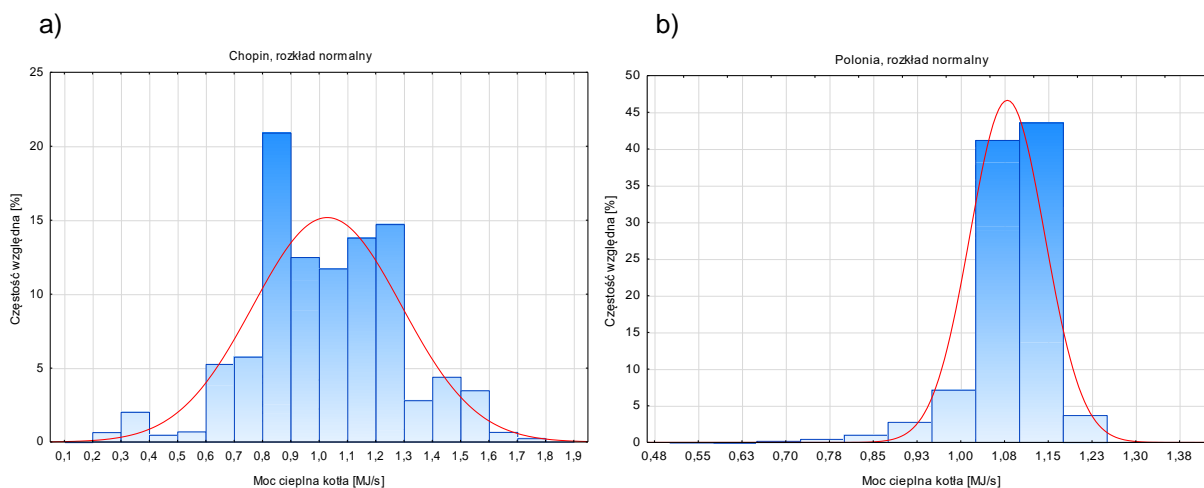
$$v = \frac{\sigma}{\mu} < \frac{1}{3} \quad (40)$$

Dla statków Balbina, Blandine i Allegoria współczynnik zmienności przyjmuje odpowiednio wartości 0,39; 0,51 i 0,46, więc należy mieć na uwadze warunek brzegowy $\hat{Q}_{KV} \geq 0$.



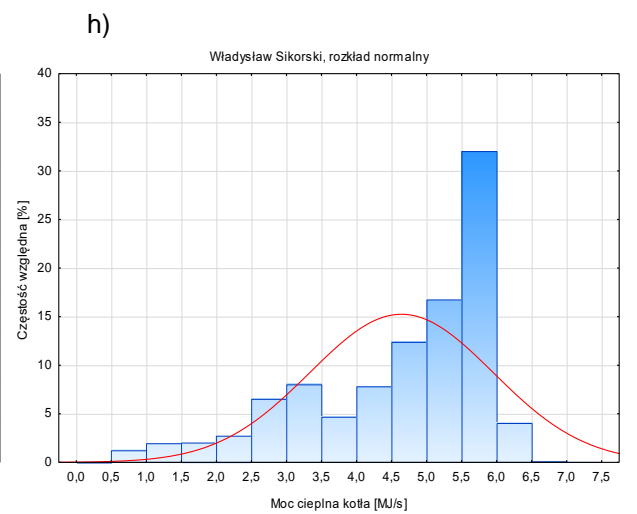
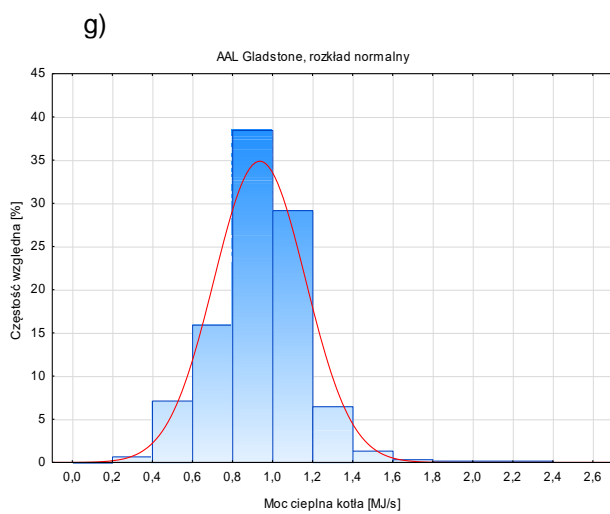
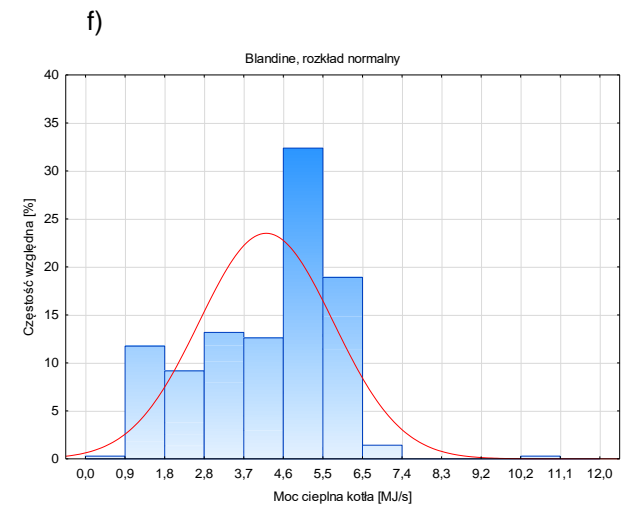
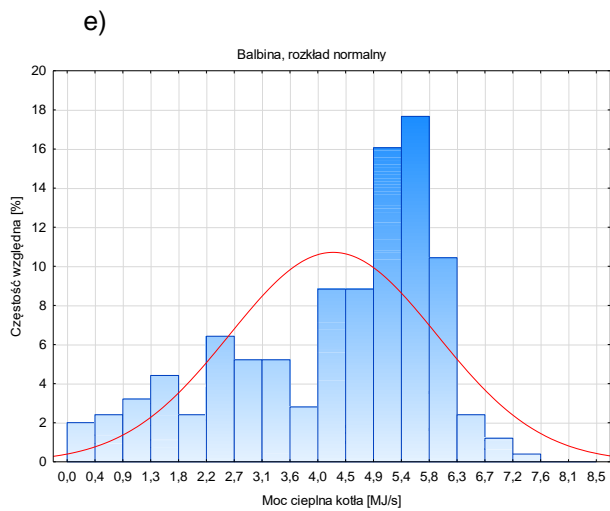
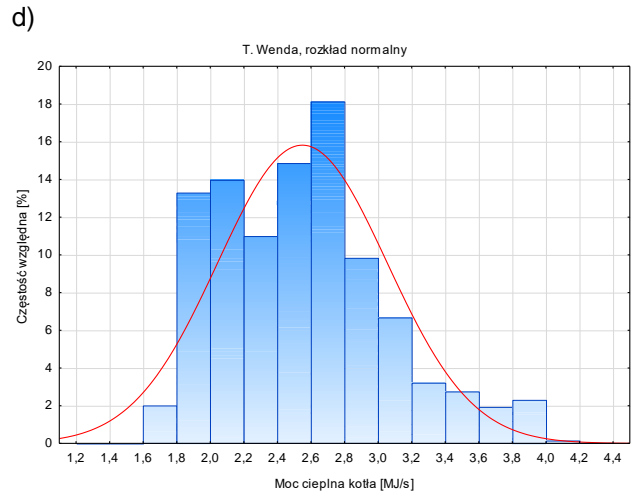
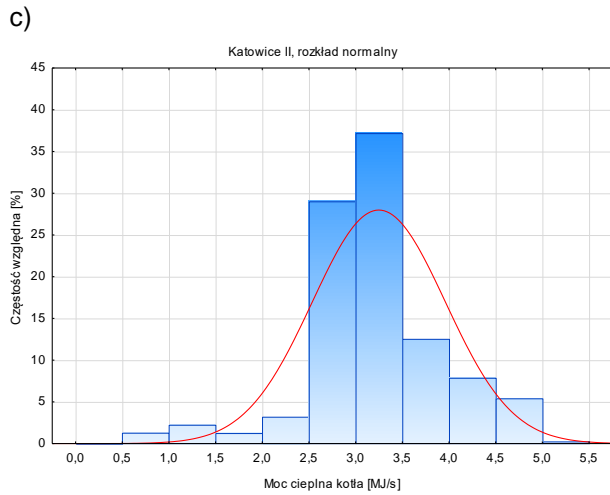
Tabela 11. Liczba pomiarów oraz parametry histogramów strumienia ciepła wytwarzanego w kotłach utylizacyjnych na trzynastu badanych statkach

Nazwa statku	Liczba pomiarów rzeczywistych	Liczba pomiarów zredukowanych	Liczba przedziałów klasowych	Zakres mocy cieplnej KU [MJ/s]
Chopin	6997	1000	18	0,25–1,75
Polonia	3044	153	12	0,64–1,25
Katowice II	2396	120	10	0,74–5,06
T. Wenda	5371	896	16	1,6–2,82
Balbina	249	40	19	0,43–7,38
Blandine	411	41	13	0,34–10,52
AAL Gladstone	603	602	13	0,3–2,26
Władysław Sikorski	4553	95	15	0,74–5,82
Jacek Malczewski	2454	123	13	0,58–5,63
Valdivia	1410	924	15	0,29–8,35
BBC Kwiatkowski	1960	653	10	0,33–0,95
Allegoria	1944	195	18	0,03–7,21
BBC Hudson	1447	121	13	0,5–1,21



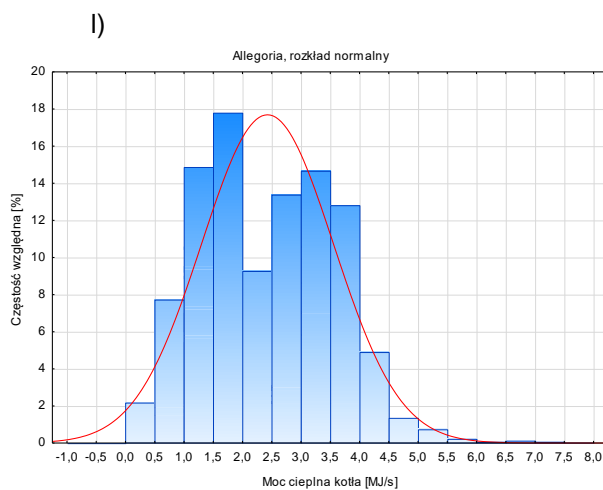
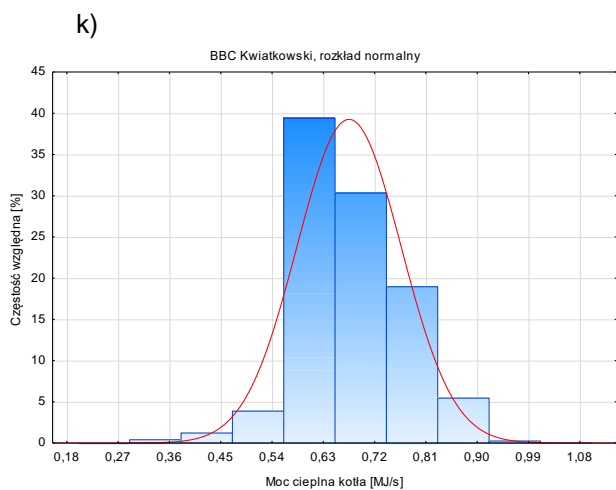
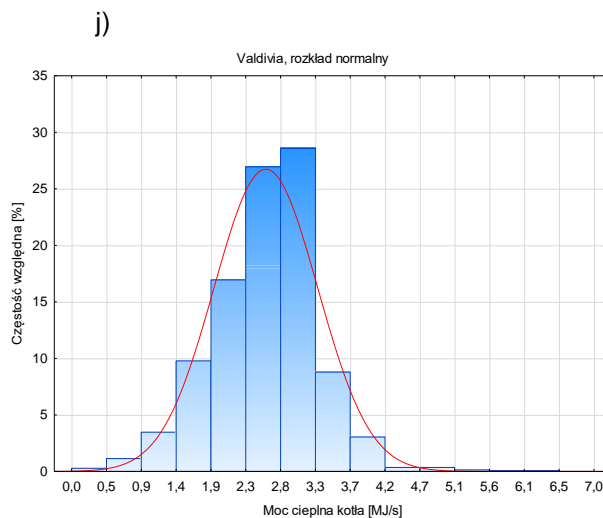
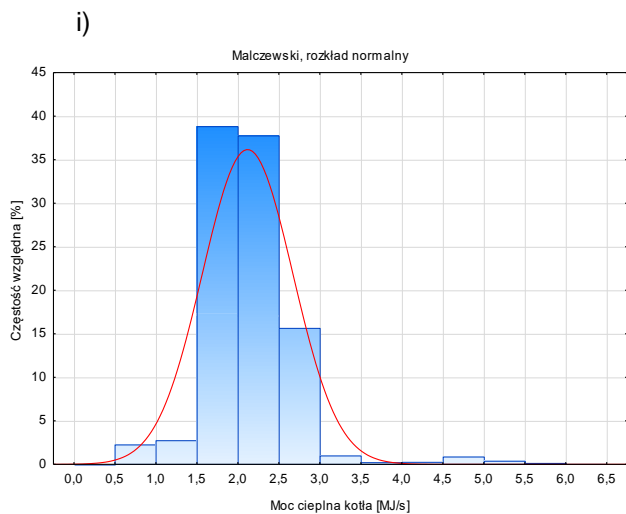
Rys. 14. Histogramy mocy cieplnej kotła utylizacyjnego opisane za pomocą rozkładów normalnych; a) Chopin, b) Polonia



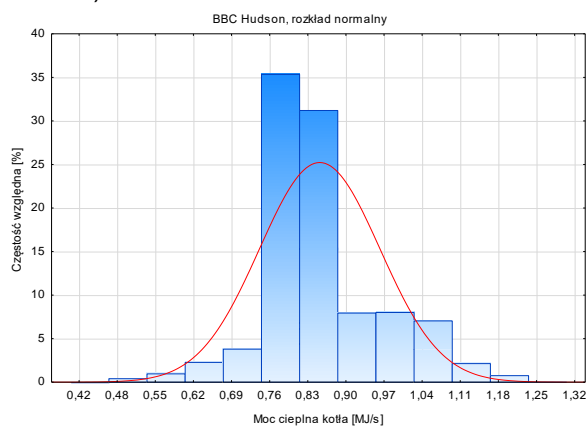


Rys. 15. Histogramy mocy cieplnej kotła utylizacyjnego opisane za pomocą rozkładów normalnych; c) Katowice II, d) T. Wenda, e) Balbina, f) Blandine, g) AAL Gladstone, h) Władysław Sikorski





m)



Rys. 16. Histogramy mocy cieplnej kotła utylizacyjnego opisane za pomocą rozkładów normalnych; i) Malczewski, j) Valdivia, k) BBC Kwiatkowski, l) Allegoria, m) BBC Hudson

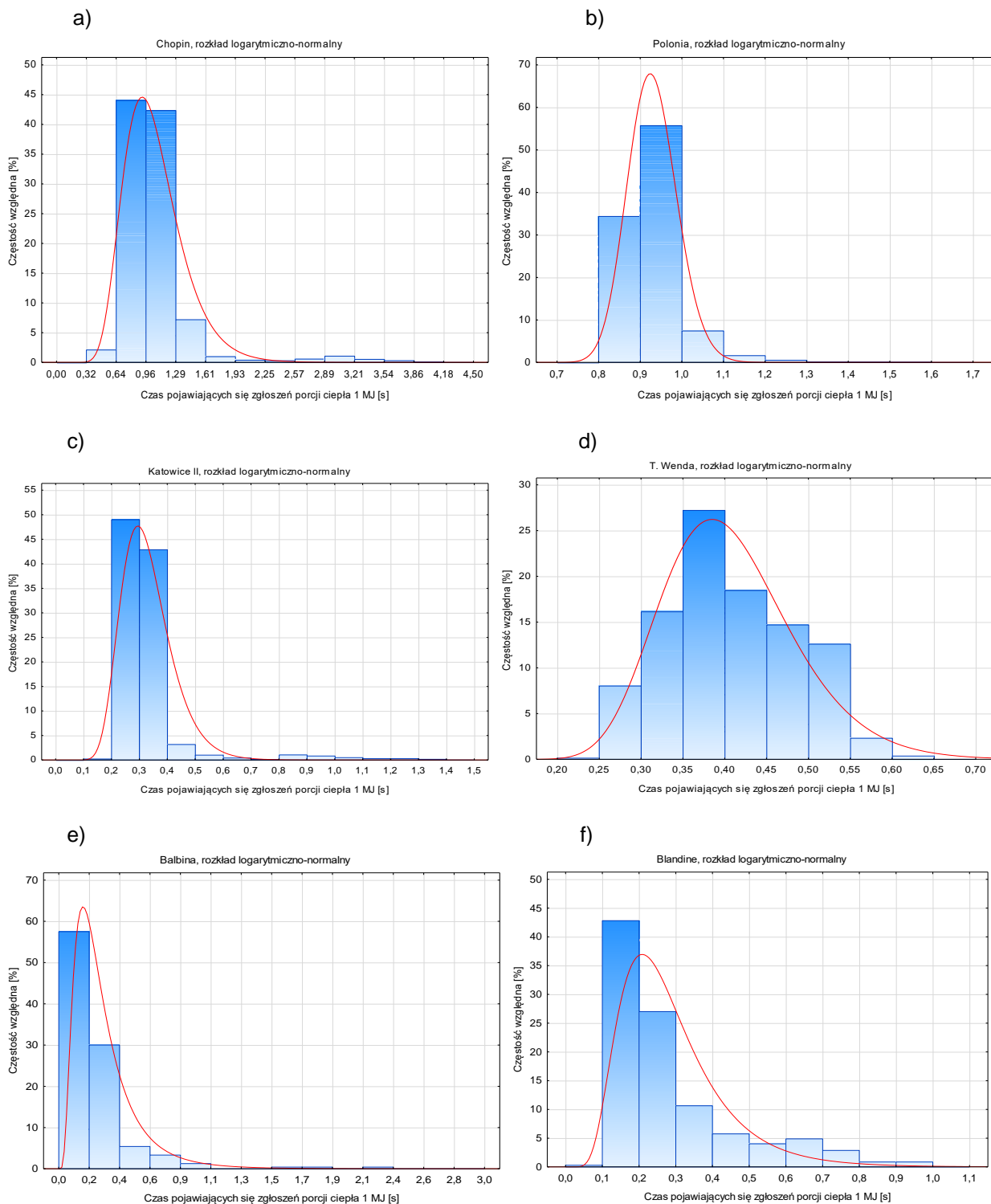
Tabela 12. Wartości testu Kołmogorowa–Smirnowa oraz parametry krzywej gęstości prawdopodobieństwa czasu pojawiających się zgłoszeń porcji ciepła wytwarzanych w kotłach utylizacyjnych na trzynastu badanych statkach

Nazwa statku	Wartość obliczona testu K–S	Wartość krytyczna testu K–S	Poziom istotności	Rodzaj rozkładu teoretycznego	Parameter kształtu	Parametr skali
Chopin	0,066	0,068	0,02	log-normalny	0,010	0,298
Polonia	0,028	0,031	0,1	log-normalny	-0,075	0,063
Katowice II	0,118	0,176	0,1	log-normalny	-1,147	0,273
T. Wenda	0,029	0,041	0,1	log-normalny	-0,917	0,194
Balbina	0,163	0,169	0,02	log-normalny	-1,356	0,641
Blandine	0,155	0,163	0,02	log-normalny	-1,351	0,465
AAL Gladstone	0,102	0,107	0,02	log-normalny	0,097	0,256
Władysław Sikorski	0,157	0,174	0,05	log-normalny	-1,476	0,387
Jacek Malczewski	0,066	0,110	0,1	log-normalny	-0,718	0,259
Valdivia	0,096	0,098	0,02	log-normalny	-1,201	0,286
BBC Kwiatkowski	0,039	0,078	0,1	log-normalny	0,402	0,139
Allegoria	0,068	0,087	0,1	log-normalny	-0,748	0,587
BBC Hudson	0,103	0,113	0,05	log-normalny	0,168	0,127

Dla wszystkich podanych w powyższej tabeli poziomów istotności wartość statystyki p jest mniejsza od wartości krytycznej, stąd hipoteza zerowa została odrzucona i przyjęta hipoteza alternatywna H_1 : „histogram skumulowany można opisać za pomocą dystrybuanty rozkładu logarytmiczno-normalnego”.

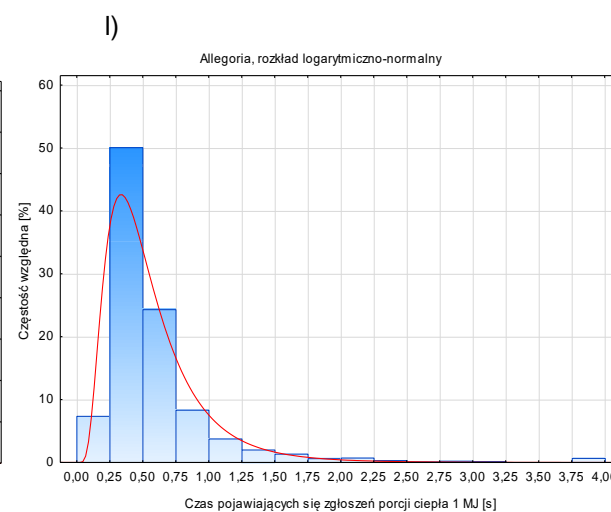
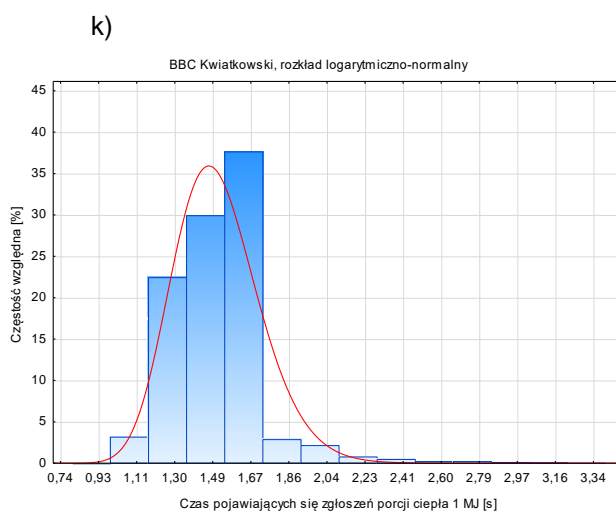
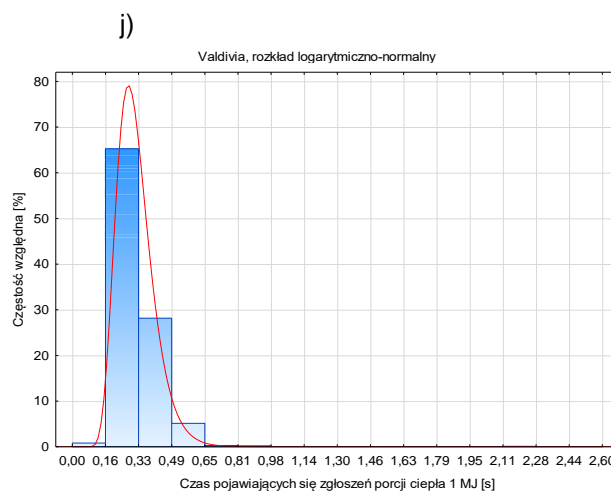
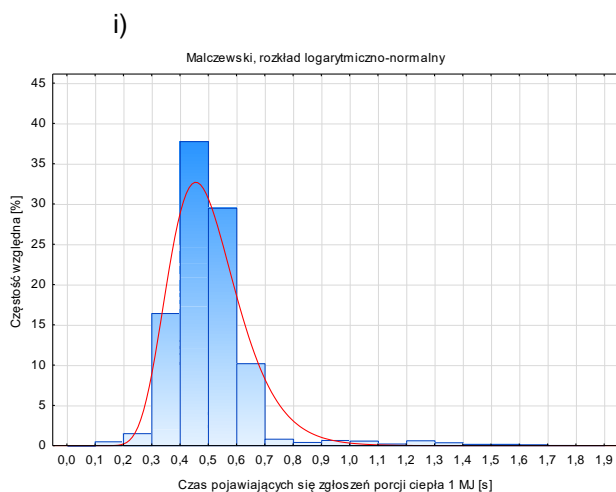
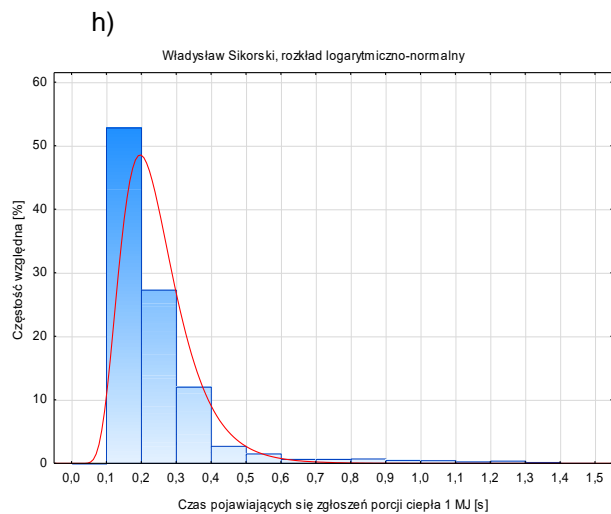
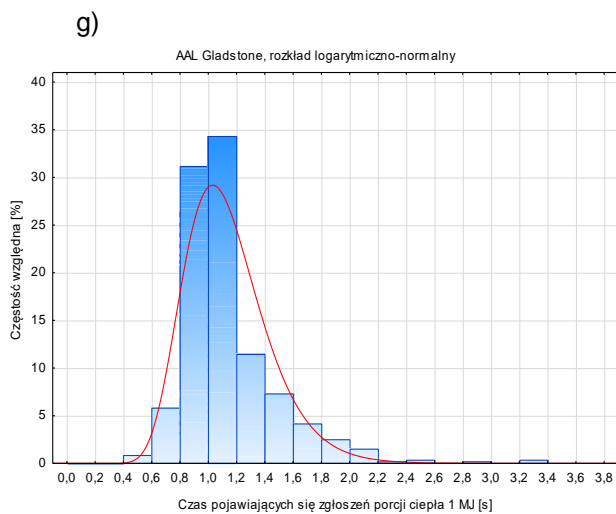
Tabela 13. Liczba pomiarów oraz parametry histogramów dla czasu pojawiających się zgłoszeń porcji ciepła wytwarzanych w kotłach utylizacyjnych na trzynastu badanych statkach

Nazwa statku	Liczba pomiarów rzeczywistych	Liczba pomiarów zredukowanych	Liczba przedziałów klasowych	Zakres trwania zgłoszenia 1MJ [s]
Chopin	6997	500	14	0,57–3,95
Polonia	3044	1522	10	0,8–1,55
Katowice II	2396	48	15	0,2–1,36
T. Wenda	5371	896	10	0,35–0,62
Balbina	249	80	13	0,14–2,31
Blandine	411	101	11	0,1–2,92
AAL Gladstone	603	201	19	0,44–3,36
Władysław Sikorski	4553	61	15	0,17–1,34
Jacek Malczewski	2454	123	19	0,18–1,71
Valdivia	1410	236	16	0,12–3,48
BBC Kwiatkowski	1960	245	14	1,06–3,04
Allegoria	1944	195	16	0,14–6,52
BBC Hudson	1447	145	15	0,82–2,02



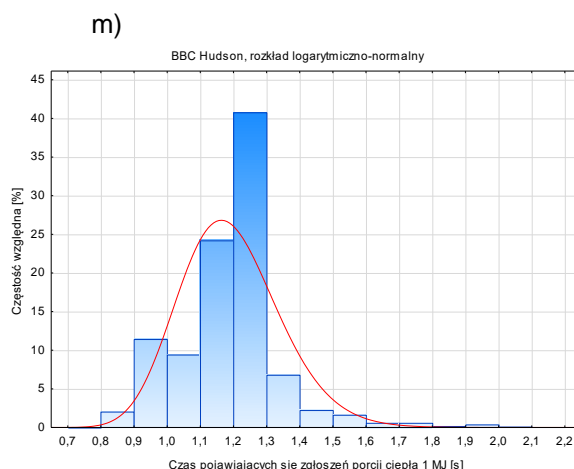
Rys. 17. Histogramy czasu pojawiających się zgłoszeń porcji ciepła 1 MJ opisane za pomocą rozkładów logarytmiczno-normalnych; a) Chopin, b) Polonia, c) Katowice II, d) T.Wenda, e) Balbina, f) Blandine





Rys. 18. Histogramy czasu pojawiających się zgłoszeń porcji ciepła 1 MJ opisane za pomocą rozkładów logarytmiczno-normalnych; g) AAL Gladstone, h) Władysław Sikorski, i) Malczewski, j) Valdivia, k) BBC Kwiatkowski, l) Allegoria





Rys. 19. Histogram czasu pojawiających się zgłoszeń porcji ciepła 1 MJ opisany za pomocą rozkładu logarymiczno-normalnego; m) BBC Hudson

Warto sprawdzić, czy korzystając z powyższych danych, można zastosować podstawowe wzory metody masowej obsługi dla strumienia prostego. W tym celu zweryfikowano czy zmienna czasu pojawiających się zgłoszeń jest zmienną losową tworzącą proces stacjonarny. Obliczono wartości współczynników korelacji dla trzech wytypowanych statków. Jeżeli kolejne wartości badanej zmiennej są od siebie niezależne, to bezwzględna wartość współczynnika korelacji powinna być bliska zero. Wartość ta nie powinna przekroczyć wartości granicznej obliczonej za pomocą testu *t*-Studenta. Współczynnik autokorelacji $R_{x_i, x_{i+1}}$ oblicza się z zależności [40]:

$$R_{x_i, x_{i+1}} = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - x^{\bar{s}r}) \cdot (x_{i-m} - x^{\bar{s}r})}{\sum_{i=1}^n (x_i - x^{\bar{s}r})^2} \quad (41)$$

gdzie:

x_{i-m}, x_i – kolejne realizacje zmiennej

m – opóźnienie = 1

Teoretyczna górna granica współczynnika autokorelacji wynosi [40]:

$$R_{0,95} = \frac{p_{t-s}}{\sqrt{n-2 + p_{t-s}^2}} \quad (42)$$

gdzie:

p_{t-s} – wartość krytyczna rozkładu *t* – Studenta

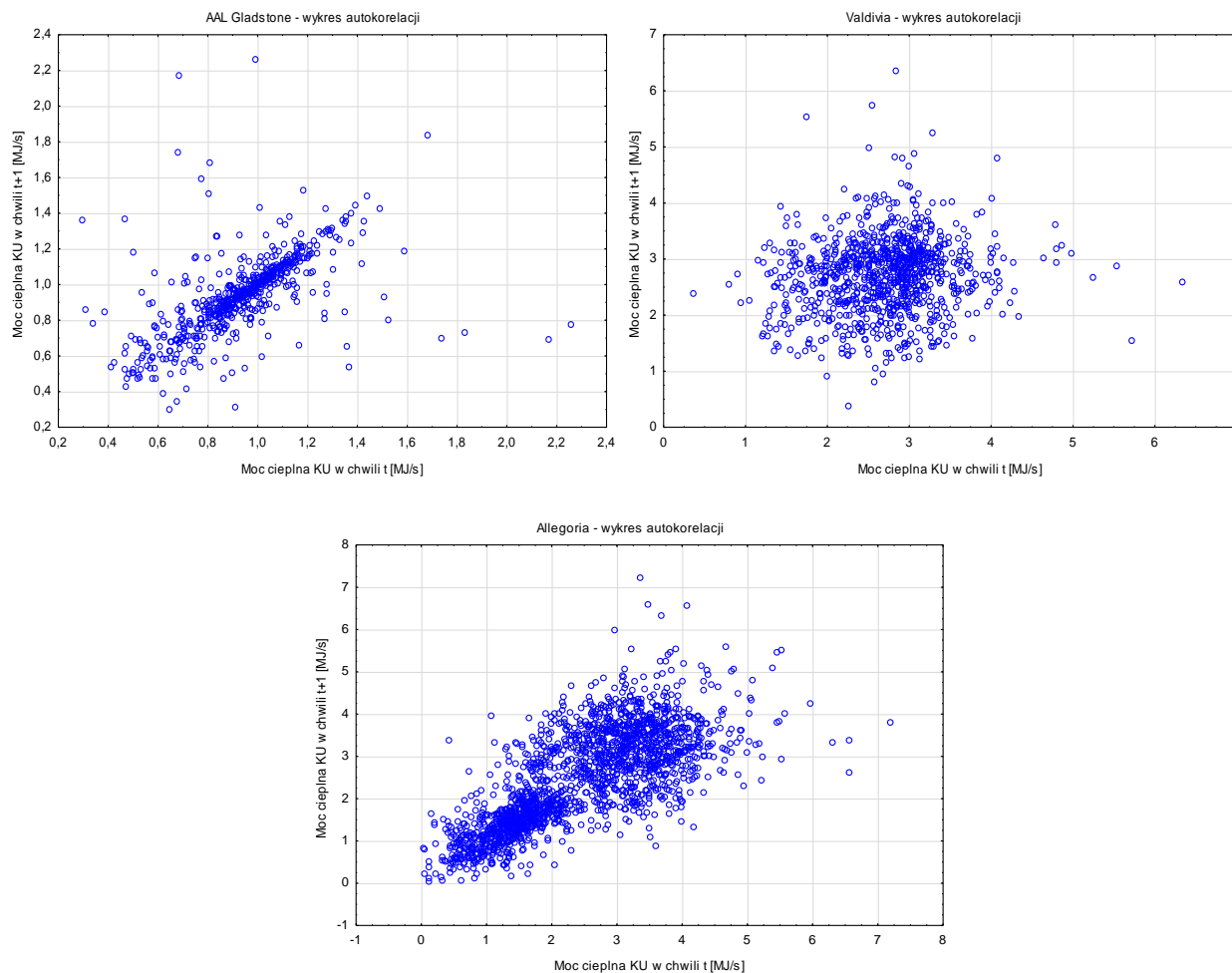
n – liczba pomiarów

W tabeli 14 przedstawiono zestawienie obliczonego współczynnika korelacji ze wzoru (41) oraz górnej granicy tego współczynnika z zależności (42) dla poziomu istotności $\alpha = 0,05$.

Tabela 14. Zestawienie współczynników autokorelacji dla czasu pojawiających się zgłoszeń na trzech badanych statkach

Nazwa statku	$R_{x_i, x_{i+1}}$	$R_{0,95}$
AAL Gladstone	0,559	0,080
Valdivia	0,131	0,052
Allegoria	0,748	0,044

Ponieważ we wszystkich przypadkach $R_{x_i, x_{i+1}} > R_{0,95}$, nie można przyjąć hipotezy o braku korelacji, a więc całkowitej losowości badanych zmiennych losowych. Na rys. 20 przedstawiono graficznie zależność kolejnych wartości mocy cieplnej dla danych statków. Istnienie słabej korelacji wynika głównie z warunków zewnętrznych, które zmieniają się wolniej niż czas próbkowania, np. statek płynie ze stałą prędkością z portu A do portu B – wytwarzanie ciepła nie zmienia się gwałtownie, poza sytuacją zwiększenia chwilowej mocy eksploatacyjnej silnika głównego (podczas sztormowania lub zmian w harmonogramie). Stwierdzenie, że strumień pojawiających się zgłoszeń nie jest stacjonarny, powoduje, że do dalszych obliczeń w przypadku metody masowej obsługi należy wykorzystać program PythonMMO opisany w podrozdziale 2.2 i w załączniku E.



Rys. 20. Układ punktów ilustrujących autokorelację kolejnych wartości mocy cieplnej kotła użycyacyjnego na trzech badanych statkach

4.4. Badanie wpływu parametrów charakterystycznych statku oraz zmiennych niezależnych na moc cieplną kotła użycyacyjnego

W tym rozdziale przeanalizowano wpływ zmiennych niezależnych (zgodnie z grafem na rys. 7) na zmienne zależne, czyli wartość średniej arytmetycznej oraz odchylenia standardowego wytwarzanego strumienia ciepła o rozkładzie normalnym. Drugą grupą zmiennych zależnych jest parametr kształtu i parametr skali czasu pojawiających się zgłoszeń o rozkładzie logarymiczno-normalnym. Wartości te zostały przyjęte jako zmienne zależne, ponieważ są niezbędne do obliczenia parametrów urządzeń w okrętowej instalacji grzewczej zgodnie ze wzorami zawartymi w podrozdziale 6.5. Znając parametry rozkładu logarymiczno-normalnego, teoretycznie można skorzystać z definicji, że logarytm rozkładu logarymiczno-normalnego przyjmuje rozkład normalny [47]. W ten sposób otrzymuje się bazowy rozkład normalny



(ang. *underlying normal distribution*). Niestety rozkład ten nie jest tożsamy z rozkładem normalnym wynikającym z przekształceń histogramu tych samych danych pomiarowych. Badania przeprowadzono, wykorzystując modele regresji wielorakiej [83]. Obejmowały one – poza równaniami regresji liniowymi (43) – również równania liniowe z przekształceniami oraz modele nieliniowe linearyzowane.

W celu wykonania poprawnej analizy czynnikowej procesu należy przeprowadzić dla każdej wielkości wejściowej badanie istotności na wielkość wyjściową. Krokiem wieńczącym powstanie metody jest opracowanie modelu matematycznego, który opisuje związek pomiędzy danymi wejściowymi i wyjściowymi, uwzględniając wartości stałe. Model został stworzony za pomocą metod korelacji i regresji oraz badań optymalizacyjnych, dzięki którym w zależności od postawionego kryterium dobiera się najbardziej adekwatny model matematyczny [83].

$$y = a + b_1x_1 + b_2x_2 + \dots + b_nx_n \quad (43)$$

gdzie:

y – zmienna zależna

x_1, x_2, x_n – zmienne niezależne

a, b_1, b_2, b_n – współczynniki równania regresji

Przy stosowaniu metod korelacji i regresji wielorakiej należy dysponować odpowiednio dużą populacją danych. Przyjmuje się, że jako bezwzględne minimum należy przyjąć 5 obserwacji na każdą zmienną niezależną znajdującą się w równaniu regresji [84], [85]. Proste regresji są wyznaczone metodą najmniejszych kwadratów. Oceny i wyboru otrzymanych równań regresji dokonywano przy wykorzystywaniu podstawowej miary dopasowania modelu, jakim jest współczynnik determinacji R^2 . Współczynnik ten przyjmuje wartości 0–1, przy czym dobrze dopasowany model charakteryzuje się wartością współczynnika determinacji bliską jedności. Współczynnik R^2 dla predyktorów można najprościej zinterpretować w ten sposób, że zmienna ta wyjaśniła $R^2 \cdot 100\%$ zmienności wartości zależnej [86]. Zbiór predyktorów jest logicznie związany z badanymi zmiennymi zależnymi. Jako zmienne niezależne przyjęto:

- moc nominalną silników głównych N_{SG}^{nom} [kW],
- średnią moc eksploatacyjną silników głównych N_{SG}^{sr} [kW].

Jako stałe przyjęto typ statku – drobnicowiec uniwersalny, stan eksploatacyjny – pływanie w morzu oraz typ paliwa – paliwo ciężkie. Metoda odnosi się jedynie do statków spełniających powyższe warunki. Przez pojęcie drobnicowce uniwersalne rozumiane są również kontenerowce i statki ro-ro. Wytypowane wielkości zakłócające to stan techniczny kotła utylizacyjnego oraz stan techniczny silnika głównego. Sposób oszacowania mocy eksploatacyjnej wyjaśniono w podrozdziale 6.2.

Cztery zmienne zależne można zapisać jako funkcję predyktorów:

- wartość średnia rozkładu normalnego mocy cieplnej kotła utylizacyjnego

$$\mu_{KU}^{norm} = f(N_{SG}^{nom}, N_{SG}^{sr}) \quad (44)$$

- wartość odchylenia standardowego rozkładu normalnego mocy cieplnej kotła utylizacyjnego

$$\sigma_{KU}^{norm} = f(N_{SG}^{nom}, N_{SG}^{sr}) \quad (45)$$

- wartość parametru kształtu rozkładu logarytmiczno-normalnego czasu pojawiających się zgłoszeń w kotła utylizacyjnego

$$\mu_{KU}^{ln} = f(N_{SG}^{nom}, N_{SG}^{sr}) \quad (46)$$

- wartość parametru skali rozkładu logarytmiczno-normalnego czasu pojawiających się zgłoszeń w kotła utylizacyjnego

$$\sigma_{KU}^{ln} = f(N_{SG}^{nom}, N_{SG}^{sr}) \quad (47)$$



Dane potrzebne do analizy statystycznej przedstawiono w tabelach 7, 10 oraz 12, a w celu zwiększenia przejrzystości pracy zestawiono je wspólnie w tabeli 15.

Tabela 15. Dane wejściowe do analizy korelacji i regresji parametrów rozkładów wytwarzania ciepła oraz czasu pojawiających się zgłoszeń porcji ciepła na trzynastu badanych statkach

Nazwa statku	Wytwarzanie ciepła rozkładu normalnego [MJ/s]		Czas pojawiających się zgłoszeń rozkładu log-normalnego [s] na 1 MJ		N_{SG}^{nom} [kW]	N_{SG}^{sr} [kW]
	μ_{KU}^{norm}	σ_{KU}^{norm}	μ_{KU}^{ln}	σ_{KU}^{ln}		
Chopin	1,029	0,263	0,010	0,298	5220	3837
Polonia	1,080	0,064	-0,075	0,063	7080	5615
Katowice II	3,249	0,713	-1,147	0,273	17 255	13 655
T. Wenda	2,549	0,504	-0,917	0,194	16 260	12 446
Balbina	4,443	1,504	-1,356	0,641	35 235	17 839
Blandine	4,217	1,564	-1,351	0,465	35 235	17 441
AAL Gladstone	0,937	0,229	0,097	0,256	6810	4822
Władysław Sikorski	4,643	1,308	-1,476	0,387	21 350	17 408
Jacek Malczewski	2,119	0,551	-0,718	0,259	17 075	10 464
Valdivia	3,499	0,910	-1,201	0,286	15 791	7261
BBC Kwiatkowski	0,675	0,091	0,402	0,139	4320	3249
Allegoria	2,427	1,127	-0,748	0,587	32 956	14 812
BBC Hudson	0,852	0,109	0,168	0,127	7074	4591

Gdy zależność między zmiennymi jest liniowa, to siłę ich wzajemnego oddziaływania określa się za pomocą współczynnika korelacji liniowej, obliczanego ze wzoru [48]:

$$R_{y/x} = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}} \quad (48)$$

gdzie:

\bar{x}, \bar{y} – średnie arytmetyczne

x_i, y_i – kolejne wartości zmiennych niezależnych x i zależnych y

Jako pierwszy krok sprawdzono korelację zmiennych zależnych i predyktorów. W tym celu skorzystano z narzędzia macierze korelacji z programie Statistica [70]. Każdą zależność korelacji poddano weryfikacji statystycznej za pomocą testu t istotności współczynnika korelacji (test korelacji Pearsona). Zastosowano test t -Studenta, ponieważ lepiej nadaje się do niewielkich prób gdy $n < 30$ [68] (tutaj $n = 13$). Przed zastosowaniem testu zbadano normalność rozkładu wszystkich zmiennych za pomocą testu Shapiro–Wilka [83]. Otrzymano następujące wartości statystyki p : $p(\mu_{KU}^{norm}) = 0,290$; $p(\sigma_{KU}^{norm}) = 0,106$; $p(\mu_{KU}^{ln}) = 0,517$; $p(\sigma_{KU}^{ln}) = 0,104$; $p(N_{SG}^{nom}) = 0,218$; $p(N_{SG}^{sr}) = 0,066$. Wszystkie wyniki były większe od przyjętego poziomu istotności $p > 0,05$, więc przyjęto normalność badanych rozkładów. Stwierdzono również brak istotnych różnic między wariancjami. Na potrzeby badania istotności współczynnika korelacji Pearsona R oraz współczynnika determinacji R^2 założono hipotezę zerową H_0 brzmiącą: „Współczynnik korelacji w badanej populacji jest nieistotny statystycznie”. W tabeli 16 przedstawiono wartości testu t wraz z wartościami krytycznymi prawdopodobieństwa p . Dla każdej zmiennej zależnej są one mniejsze od przyjętego poziomu istotności wynoszącego $p < 0,05$, więc odrzucono hipotezę zerową. Analizując siłę korelacji, można przyjąć, że [83]:

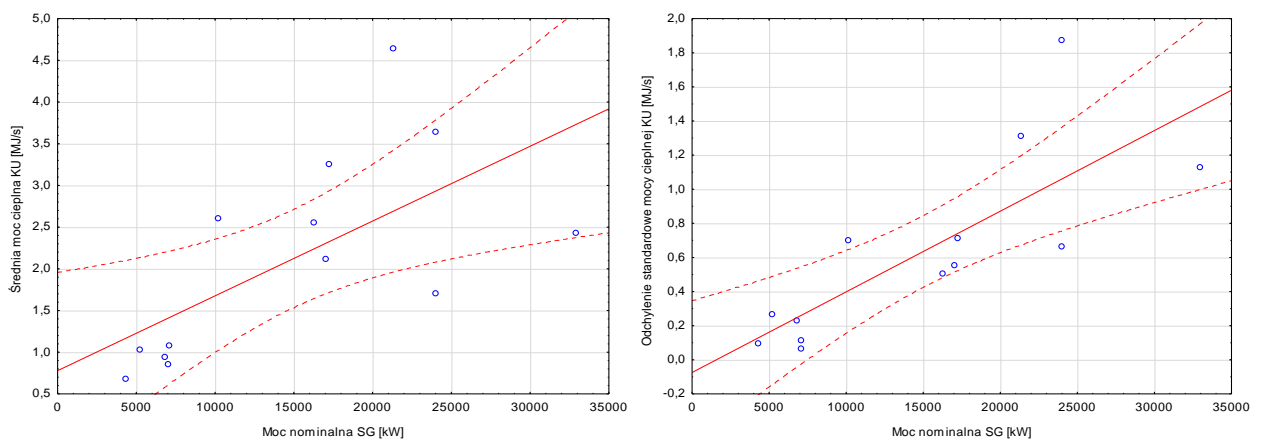
- $|R| < 0,20$ – korelacja bardzo słaba
- $0,20 < |R| < 0,40$ – korelacja słaba
- $0,40 < |R| < 0,70$ – korelacja umiarkowana
- $0,70 < |R| < 0,90$ – korelacja silna
- $|R| > 0,90$ – korelacja bardzo silna

Wszystkie wartości współczynnika korelacji zawarte w tabeli 16 można określić jako umiarkowane/silne.

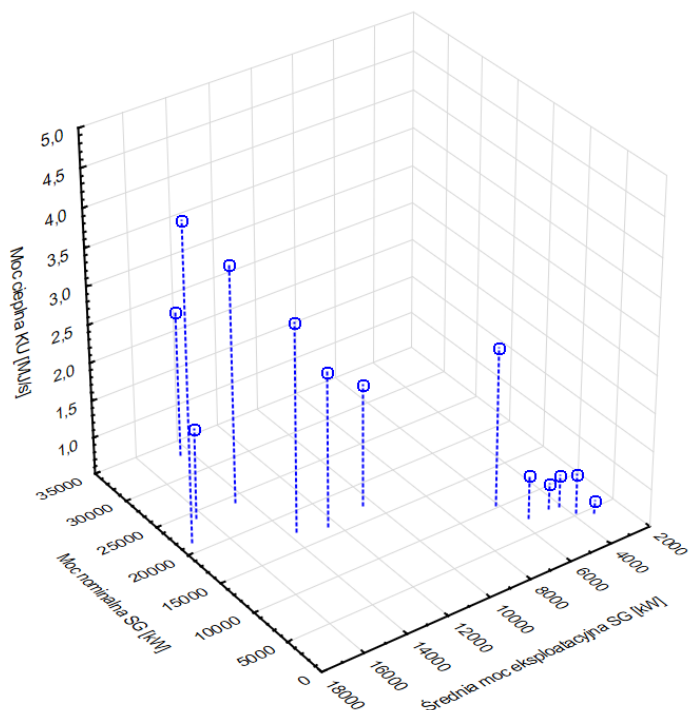
Tabela 16. Wartości korelacji parametrów rozkładów wytwarzania ciepła oraz czasu pojawiających się zgłoszeń na badanych stawkach

			Zmienne niezależne	
			N_{SG}^{nom}	N_{SG}^{sr}
Zmienne zależne	μ_{KU}^{norm}	R	0,656	0,803
		R^2	0,430	0,645
		t	2,883	4,475
		p	0,015	0,001
	σ_{KU}^{norm}	R	0,789	0,772
		R^2	0,622	0,596
		t	4,256	4,032
		p	0,001	0,002
	μ_{KU}^{ln}	R	-0,682	-0,809
		R^2	0,466	0,652
		t	-3,096	-4,544
		p	0,010	0,001
	σ_{KU}^{ln}	R	0,790	0,689
		R^2	0,624	0,475
		t	4,277	3,156
		p	0,001	0,009

Rys. 21 przedstawia dwa wykresy punktowe $\mu_{KU}^{norm} = f(N_{SG}^{nom})$ oraz $\sigma_{KU}^{norm} = f(N_{SG}^{nom})$ z zaznaczonymi za pomocą linii przerywanych przedziałami ufności $1 - \alpha = 0,95$. Z kolei rys. 22 przedstawia trójwymiarowy wykres punktowy $\mu_{KU}^{norm} = f(N_{SG}^{nom}, N_{SG}^{sr})$. Gdy zmiennych zależnych jest więcej niż dwie, nie można w sposób wizualnie klarowny przedstawić chmury punktów na wykresie. Nawet na wykresie trójwymiarowym ciężko jest stwierdzić jaką teoretyczną krzywą regresji można by opisać daną korelację.



Rys. 21. Wykresy punktowe: $\mu_{KU}^{norm} = f(N_{SG}^{nom})$ po lewej oraz $\sigma_{KU}^{norm} = f(N_{SG}^{nom})$ po prawej



Rys. 22. Trójwymiarowy wykres punktowy $\mu_{norm} = f(N_{SG}^{nom}, N_{SG}^{sr})$

Rezultatem obliczeń są równania regresji przedstawione w tabeli 17. Są one prawdziwe tylko w przedziałach wartości zmiennych niezależnych podanych w tabeli 15. Każde równanie scharakteryzowano oceną statystyczną składającą się ze współczynnika korelacji R , średniego błędu szacunku, wartości statystyki Fishera, poziomu istotności p dla testu Fishera oraz liczby pomiarów. Do celów projektowych zostało wybrane równanie o najwyższym współczynniku korelacji Pearsona [87]. Dla każdej zmiennej niezależnej najwyższy współczynnik korelacji został pogrubiony. Modele oznaczone numerami pierwszymi są liniowe. Zostały umieszczone w zestawieniu ze względu na ich prostą formę, choć mogą mieć stosunkowo niższe wartości współczynnika korelacji. Numery drugie i trzecie są kombinacją różnych przekształceń linearyzowanej regresji nieliniowej o wysokim stopniu korelacji $R > 0,8$.

Test Fishera służy do sprawdzenia istotności wpływu zmiennej niezależnej na zmienną zależną. Przyjęto, hipotezę zerową H_0 : „Równania regresji nie są istotne statystycznie”, a wartość poziomu istotności przyjęto $p = 0,05$. Wartości prawdopodobieństwa p w tabeli 17 są niższe niż przyjęty poziom istotności, dlatego też należy odrzucić hipotezę zerową i przyjąć alternatywną, która stwierdza, że wszystkie równania regresji są istotne statystycznie.

Średni błąd szacunku jest miarą dopasowania funkcji regresji do danych empirycznych. Wykorzystuje różnice pomiędzy rzeczywistymi a teoretycznymi wartościami zmiennych zależnych [87]. Błąd powinien mieć możliwie małą wartość. Wynik równania należy zapisać się w postaci:

$$y = f(x) \pm \text{błąd} \quad (49)$$

W tabeli 17 przedstawiono równania do obliczenia parametrów teoretycznych rozkładów prawdopodobieństwa wytwarzania ciepła oraz czasu pojawiających się zgłoszeń. Jak wspomniano na początku tego rozdziału, do wyznaczenia tych równań przyjęto temperaturę spalin za kotłem t_{sp2} równą 180°C . W załączniku H przedstawiono tabele ze wzorami do obliczenia analogicznych parametrów dla temperatur spalin t_{sp2} wynoszących kolejno 210 , 230 i 250°C dla badanych statków.

Tabela 17. Równania regresji wielorakiej określające parametry rozkładów możliwości wytwarzania ciepła oraz czasu pojawiających się zgłoszeń na badanych statkach dla temperatury spalin $t_{sp2} = 180^{\circ}\text{C}$

Nazwa	Postać zależności	Ocena statystyczna				
		R	błąd	F	p	n
1. μ_{KU}^{norm}	$\mu_{KU}^{norm} = -0,000053N_{SG}^{sr} + 0,000267N_{SG}^{nom} + 0,300156$	0,820	0,767	10,275	0,003	13
2. μ_{KU}^{norm}	$\mu_{KU}^{norm} = 0,000195N_{SG}^{nom} - 5,05 \cdot 10^{-9}N_{SG}^{nom2} + 0,00003N_{SG}^{sr} + 4,78 \cdot 10^{-9}N_{SG}^{sr2} - 0,174895$	0,832	0,831	4,516	0,033	13
3. μ_{KU}^{norm}	$\mu_{KU}^{norm} = -0,00005N_{SG}^{nom} + 1,1857 \ln N_{SG}^{nom} + 0,0002N_{SG}^{sr} - 9,8242$	0,905	0,717	13,610	0,001	13
1. σ_{KU}^{norm}	$\sigma_{KU}^{norm} = 0,00003N_{SG}^{nom} + 0,000033N_{SG}^{eks} - 0,13366$	0,801	0,352	8,938	0,006	13
2. σ_{KU}^{norm}	$\sigma_{KU}^{norm} = 0,0002N_{SG}^{nom} - 3,378 \cdot 10^{-9}N_{SG}^{nom2} - 0,000375N_{SG}^{sr} + 1,562 \cdot 10^{-8}N_{SG}^{sr2} + 0,41048$	0,989	0,099	89,8	0,001	13
3. σ_{KU}^{norm}	$\sigma_{KU}^{norm} = -0,00004N_{SG}^{nom} + 0,00018N_{SG}^{sr} + 1,60577 \ln N_{SG}^{nom} - 2,07684 \ln N_{SG}^{sr} + 2,97837$	0,819	0,377	4,089	0,043	13
1. μ_{KU}^{ln}	$\mu_{KU}^{ln} = 0,000017N_{SG}^{nom} - 0,000117N_{SG}^{eks} + 0,362387$	0,816	0,376	9,929	0,004	13
2. μ_{KU}^{ln}	$\mu_{KU}^{ln} = -0,00025N_{SG}^{nom} + 5,02 \cdot 10^{-9}N_{SG}^{nom2} + 0,00025N_{SG}^{sr} - 1,14 \cdot 10^{-8}N_{SG}^{sr2} + 0,5742$	0,960	0,023	23,365	0,001	13
3. μ_{KU}^{ln}	$\mu_{KU}^{ln} = -0,000028N_{SG}^{nom} + 2,9 \cdot 10^{-14}N_{SG}^{nom3} - 0,000154N_{SG}^{sr} + 2,1 \cdot 10^{-13}N_{SG}^{sr3} + 0,844241$	0,860	0,371	5,664	0,018	13
1. σ_{KU}^{ln}	$\sigma_{KU}^{ln} = 0,000022N_{SG}^{nom} - 0,000006N_{SG}^{sr} + 0,059923$	0,792	0,145	8,437	0,007	13
2. σ_{KU}^{ln}	$\sigma_{KU}^{ln} = 0,000035N_{SG}^{nom} - 3,52 \cdot 10^{-10}N_{SG}^{nom2} - 0,000078N_{SG}^{sr} + 2,93 \cdot 10^{-9}N_{SG}^{sr2} + 0,2634$	0,916	0,085	10,403	0,003	13
3. σ_{KU}^{ln}	$\sigma_{KU}^{ln} = 0,62002 \ln N_{SG}^{nom} + 0,0001N_{SG}^{sr} - 1,23028 \ln N_{SG}^{sr} + 4,64101$	0,856	0,129	8,241	0,006	13

Do obliczeń praktycznych zaleca się zastosowanie równań o najwyższych współczynnikach korelacji oraz istotnych statystycznie. W tabeli 17 zostały zaznaczone ciemniejszym kolorem. Są to kolejno:

- 3. μ_{KU}^{norm}
- 2. σ_{KU}^{norm}
- 2. μ_{KU}^{ln}
- 2. σ_{KU}^{ln}

4.5. Podsumowanie

W rozdziale przedstawiono wyniki pomiarów eksploatacyjnych dotyczących wytwarzania ciepła w kotle utylizacyjnym lub nagrzewnicy oleju, które wykorzystano do opisu parametrów rozkładów normalnych wytwarzania ciepła oraz rozkładów logarytmiczno-normalnych czasu pojawiających się zgłoszeń. Podano wzory do obliczenia strumienia ciepła wytwarzanego w kotle utylizacyjnym na podstawie średniej mocy eksploatacyjnej silnika głównego. W przypadku niskiego obciążenia silnika głównego w trakcie eksploatacji, wynikającego ze zredukowanej prędkości pływania statku, zaproponowano metodę obliczeniową, która pozwala przeliczyć obciążenie tak, aby było porównywalne z innymi badanymi statkami pływającymi z prędkością projektową. Po przedstawieniu histogramów dla badanych statków, dokonano analizy jakościowej równań regresji wielorakiej. Na ich podstawie można określić parametry krzywej gęstości prawdopodobieństwa szukanego rozkładu za pomocą danych niezależnych.

5. CHARAKTERYSTYKI ZAPOTRZEBOWANIA NA CIEPŁO ORAZ CZASU OBSŁUGI ZGŁOSZEŃ PORCJI CIEPŁA PODCZAS STANU EKSPLOATACYJNEGO PŁYWANIE W MORZU

5.1. Uwagi wstępne

Rozdział 5 ma identyczny układ jak rozdział 4. Metody obliczeniowe w podrozdziałach 5.3 i 5.4 są identyczne jak w podrozdziałach 4.2 i 4.4. W rozdziale 4 opisano procedurę obliczeń dokładniej, w tym rozdziale zaś – w celu uniknięcia powtórzeń – przedstawiono głównie tabele z obliczeniami oraz krótkie opisy.

W celu określenia charakterystyk zapotrzebowania na ciepło oraz procesu obsługi zgłoszeń porcji ciepła, przeprowadzono badania eksploatacyjne rzeczywistego zapotrzebowania na ciepło przez odbiorniki w warunkach pływania w morzu dla czterech statków. Wykorzystując te dane, obliczono teoretyczne funkcje gęstości prawdopodobieństwa opisujące histogramy zapotrzebowania na ciepło oraz czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła. Następnie zbadano wpływ czynników niezależnych na parametry tych rozkładów. Umożliwiło to (za sprawą regresji) zapisanie tych zależności za pomocą równań matematycznych.

Zapotrzebowanie ciepła przez odbiorniki na statku zależy głównie od [26]:

- wielkości, rodzaju i liczby pracujących podgrzewaczy;
- warunków zewnętrznych (głównie temperatura wody zaburtowej i powietrza zewnętrznego);
- stanu eksploatacji statku i kwalifikacji załogi.

5.1.1. Częstość próbkowania

W zależności od statku dane notowano z różną częstością. Wynikało to z faktu, że na kontenerowcu Blandine dane automatycznie zapisywało urządzenie pomiarowe opisane w podrozdziale 3.4, a na pozostałych statkach odczytów fizycznie dokonywał członek załogi. Tabela 18 przedstawia zestawienie minimalnych częstości próbkowania badanych statków. W przypadku statków Valdivia, BBC Kwiatkowski i BBC Hudson zdarzało się, że osoba zapisująca dane robiła to częściej niż dwa razy na dobę, stąd przy podziale na okresy tygodniowe liczba pomiarów każdym tygodniu będzie różna.

Tabela 18. Częstość próbkowania mierzonych wartości zapotrzebowania na ciepło w odbiornikach na czterech badanych statkach

Nazwa statku	Częstość próbkowania
Blandine	co 5 min (288 pomiarów na dobę)
Valdivia	co 12 h (2 pomiary na dobę)
BBC Kwiatkowski	co 12 h (2 pomiary na dobę)
BBC Hudson	co 12 h (2 pomiary na dobę)

W dalszych obliczeniach porównywano zmierzone parametry, jedynie dla identycznych przedziałów czasowych np. tygodniowe zapotrzebowanie pary przez odbiorniki, niezależnie od ilości danych pomiarowych w danym okresie czasu. Zdecydowano się na tygodniowe okresy pomiarowe, ponieważ w każdym przedziale mieści się wystarczająco dużo danych pomiarowych do stworzenia histogramu. Z drugiej strony łączna liczba tygodniowych przedziałów dla wszystkich statków wynosi 32 i jest wystarczająca do analizy regresji wielorakiej przedstawionej w podrozdziale 5.4.

5.1.2. Minimalna liczność próby

Analogicznie do podrozdziału 4.1.2 obliczono ze wzoru (26), czy w badanych próbach liczność jest wystarczająca, aby uznać tę próbę za reprezentatywną. W tabeli 19 podano minimalne liczności próby przy założeniu dopuszczalnego błędu ε wynoszącego 15% średniej wartości zapotrzebowania na ciepło wyrażonego w [MJ/s] oraz poziomu istotności $\alpha = 0,05$. Wszystkie obliczone minimalne liczności prób (n_{min} obliczone) są mniejsze lub równe od wartości rzeczywistych (n rzeczywiste).



Tabela 19. Minimalna liczność próby pomiarów zapotrzebowania na ciepło przez odbiorniki na czterech badanych statkach

Nazwa statku	$t_{(\alpha,f)}$	S_x	n_{min} obliczone	n rzeczywiste	Czas badań [tygodnie]	ε
Blandine	1,96	0,4388	37	23 380	15	0,1423
Valdivia	2,12	0,8301	19	19	1	0,4060
BBC Kwiatkowski	1,96	0,0787	32	619	11	0,0274
BBC Hudson	1,96	0,2109	37	135	5	0,0682

5.2. Określanie charakterystyk strumienia ciepła zapotrzebowanego przed odbiorniki na podstawie pomiarów dokonanych w ramach eksperymentu biernego

Strumień ciepła pobierany przez odbiorniki można ogólnie zapisać jako różnicę strumieni ciepła wytworzonego w kotle utylizacyjnym i oddanego w skraplaczu nadmiarowym lub chłodnicy oleju:

$$\dot{Q}_{OC} = \dot{Q}_{KU} - \dot{Q}_{SN/CO} \quad (50)$$

Czas obsługi zgłoszeń t_{OC} , n porcji ciepła jest odwrotnością teoretycznego strumienia ciepła pobieranego przez odbiorniki \dot{Q}_{OC} :

$$t_{OC} = \frac{n}{\dot{Q}_{OC}} \quad (51)$$

W celu obliczenia masowego strumienia pary na podstawie strumienia ciepła pary pobieranego przez odbiorniki należało strumień ciepła pary podzielić przez różnicę założonej entalpii pary i kondensatu [18]:

$$\dot{m}_{OC\ par} = \frac{\dot{Q}_{OC}}{i_{par} - i_{skr}} \quad (52)$$

gdzie:

$\dot{m}_{OC\ par}$ – masowy strumień pary przepływającej przez odbiorniki ciepła [kg/s]

i_{par} – entalpia pary dolotowej (dla ciśnienia $p = 9\text{bar}$ i stopnia suchości $x = 1$; $i = 2773$) [kJ/kg]

i_{skr} – entalpia kondensatu (dla temperatury $t = 98^\circ\text{C}$ i stopnia suchości $x = 0$; $i = 410,66$) [kJ/kg]

Z kolei w przypadku obliczania masowego strumienia oleju wzór ten przyjmuje postać:

$$\dot{m}_{OC\ og} = \frac{\dot{Q}_{OC}}{c_{p\ og} \cdot \Delta t_{og}} \quad (53)$$

gdzie:

$\dot{m}_{OC\ og}$ – masowy strumień oleju grzewczego przepływający przez odbiorniki ciepła [kg/s]

$c_{p\ og}$ – średnie ciepło właściwe oleju grzewczego [kJ/kgK]

Δt_{og} – różnica temperatur oleju oddającego ciepło w odbiornikach ciepła [K]

Dla statku Blandine (na którym w czasie dokonywania pomiarów skraplacz nadmiarowy był wyłączony z eksploatacji) w celu określenia masowego strumienia pary zasilającej odbiorniki na podstawie prędkości przepływu wody zasilającej kocioł należało przy znanej średnicy wewnętrznej zastosować zależność [78]:

$$\dot{m}_w = \dot{m}_{par} = Av\rho \quad (54)$$



gdzie:

$$A = \frac{\pi d^2}{4} - \text{pole przekroju poprzecznego rurociągu [m^2]}$$

$$\rho (t = 80,2^\circ\text{C}) = 971 \text{ kg/m}^3 - \text{gęstość wody}$$

$$d_{we} = 54 \text{ mm} - \text{średnica wewnętrzna rurociągu}$$

$$v - \text{prędkość przepływu wody zasilającej kocioł utylizacyjny [m/s]}$$

W przypadku pomiarów dokonanych na statkach Valdivia i BBC Hudson znane były temperatury wody chłodzącej na wlocie i wylocie ze skraplacza nadmiarowego oraz masowe natężenie przepływu tej wody. Przy założeniu, że całe ciepło oddawane przez parę podczas jej kondensacji podgrzewa strumień wody chłodzącej, można zapisać [18]:

$$\dot{Q}_{SN} = \dot{Q}_w = \dot{m}_w c_{pw} (t_{w2} - t_{w1}) \quad (55)$$

gdzie:

$$\dot{Q}_{SN} - \text{strumień ciepła oddawany przez parę grzewczą w skraplaczu nadmiarowym [MJ/s]}$$

$$\dot{Q}_w - \text{strumień ciepła odbierany przez wodę chłodzącą [MJ/s]}$$

$$\dot{m}_w - \text{masowy strumień wody chłodzącej [kg/s]}$$

$$c_{pw} - \text{średnie ciepło właściwe wody chłodzącej [MJ/kgK]}$$

$$t_{w2} - t_{w1} - \text{różnica temperatur wody chłodzącej skraplacza nadmiarowego [K]}$$

Zapotrzebowanie ciepła przez odbiorniki można obliczyć wtedy, gdy jest znana moc cieplna skraplacza nadmiarowego.

Drobnicowiec BBC Kwiatkowski był wyposażony w instalację oleju grzewczego która była sterowana tak, aby zawsze na wylocie z modułu nagrzewnicy i chłodnicy oleju panowała stała temperatura oleju grzewczego równa $t_{og2} = 180^\circ\text{C}$. W takim wypadku strumień ciepła oleju grzewczego pobrany przez odbiorniki ciepła można zapisać jako:

$$\dot{Q}_{OC} = \dot{m}_{og} c_{pog} (180 - t_{og1}) \quad (56)$$

gdzie:

$$\dot{Q}_{OC} - \text{strumień ciepła oddawany przez olej grzewczy w odbiornikach ciepła [kJ/s]}$$

$$\dot{m}_{og} - \text{masowy strumień oleju grzewczego [kg/s]}$$

$$c_{pog} - \text{średnie ciepło właściwe oleju grzewczego (przyjęto 2,4 [88]) [kJ/kgK]}$$

$$t_{og1} - \text{temperatura dolotowa oleju grzewczego do modułu nagrzewnicy oleju [°C]}$$

Teoretyczny masowy strumień pary grzewczej o wartości strumienia ciepła równej strumieniowi oleju grzewczego można obliczyć ze wzoru:

$$\dot{m}_{par} = \frac{\dot{Q}_{OC\ og}}{i_{par} - i_w} \quad (57)$$

gdzie:

$$\dot{m}_{par} - \text{teoretyczny masowy strumień pary wytwarzanej w kotle [kg/s]}$$

$$i_{par} - \text{entalpia pary dolotowej (dla ciśnienia } p = 9 \text{ bar i stopnia suchości } x = 1; i = 2773) [\text{kJ/kg}]$$

$$i_w - \text{entalpia kondensatu (dla temperatury } t = 98^\circ\text{C i stopnia suchości } x = 0; i = 410,66) [\text{kJ/kg}]$$

5.3. Badanie statystyczne charakterystyk rozkładu zapotrzebowania na ciepło oraz czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła

Podobnie jak w podrozdziale 4.2 sformułowano hipotezę zerową H_0 która brzmi: „Skumulowanego histogramu zapotrzebowania na ciepło nie można opisać za pomocą dystrybuanty rozkładu normalnego”. Druga hipoteza zerowa H_0' brzmi: „Skumulowanego histogramu czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła

nie można opisać za pomocą dystrybuanty rozkładu logarytmiczno-normalnego". Obie hipotezy przepadano za pomocą testu Kołmogorowa–Smirnowa. Pojawił się również problem zbyt dużej liczby danych do poprawnej analizy z wykorzystaniem testu statystycznego. Rozwiązano go za pomocą metody opisanej w podrozdziale 4.2, obliczając średnią arytmetyczną z kilku następnym pomiarów i tym samym zmniejszając ich liczbę przy, niezmiennym znacząco kształcie histogramów (pomiaru zredukowane).

Z powodu stosunkowo niewielkiej liczby statków, na których udało się przeprowadzić badania eksploatacyjne zapotrzebowania na ciepło, zdecydowano się na podzielenie danych dla wszystkich statków na siedmiodniowe przedziały czasu. Dzięki temu możliwe było stworzenie histogramów i opisanie ich teoretycznymi krzywymi gęstości prawdopodobieństwa zapotrzebowania na ciepło oraz czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła. Liczność próby dla tygodniowych przedziałów wynosiła od 2183 do 19 pomiarów w zależności od statku. W tym rozdziale w celu uniknięcia przedstawiania wszystkich 32 histogramów zdecydowano się na przedstawienie dopasowania rozkładu teoretycznego przy wykorzystaniu testu Kołmogorowa–Smirnowa dla całości danych pomiarowych (wszystkich okresów tygodniowych) każdego z czterech statków. Przy wszystkich tygodniowych zapotrzebowaniach na ciepło test Kołmogorowa–Smirnowa pozwolił na dobór rozkładu normalnego, a przy tygodniowych czasie obsługi zgłoszeń – na dobór rozkładu logarytmiczno-normalnego, z poziomem istotności wynoszącym w obu przypadkach $\alpha = 0,02$.

Dla wszystkich statków, zestawienie istotnych wartości opisujących teoretyczne rozkłady prawdopodobieństwa zapotrzebowania statków na ciepło przedstawiono w tabelach 20 oraz 21. Analogiczne wartości opisujące teoretyczne rozkłady prawdopodobieństwa czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła przedstawiono w tabelach 22 oraz 23. W obu przypadkach za statystycznie istotny uznano poziom istotności $\alpha = 0,02$ [89]. Na rys. 23 i 24 przedstawiono kolejno zestawienie histogramów zapotrzebowania statków na ciepło opisane rozkładem normalnym oraz zestawienie histogramów czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła opisanych rozkładem logarytmiczno-normalnym dla całkowitej populacji dostępnych danych eksploatacyjnych.

Tabela 20. Wartości testu Kołmogorowa–Smirnowa oraz parametry krzywej gęstości prawdopodobieństwa zapotrzebowania ciepła przez odbiorniki na czterech badanych statkach

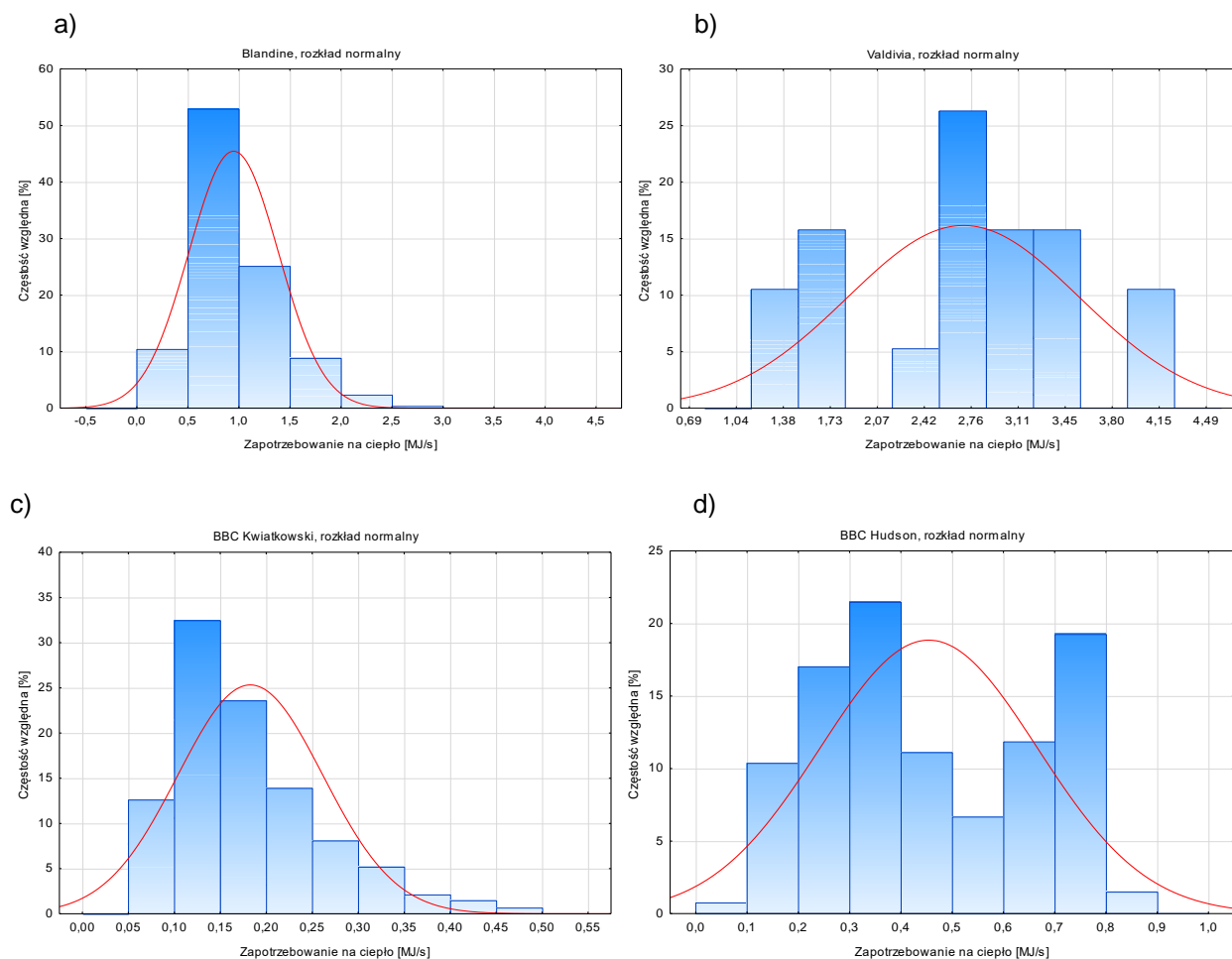
Nazwa statku	Wartość obliczona testu K–S	Wartość krytyczna testu K–S	Poziom istotności	Rodzaj rozkładu teoretycznego	Średnia zapotrzebowania ciepła [MJ/s]	Odchylenie standardowe zapotrzebowania ciepła [MJ/s]
Blandine	0,094	0,099	0,02	normalny	0,9487	0,4388
Valdivia	0,109	0,280	0,1	normalny	2,7069	0,8301
BBC Kwiatkowski	0,104	0,105	0,02	normalny	0,1827	0,0787
BBC Hudson	0,098	0,105	0,1	normalny	0,4545	0,2109

Dla podanych w tabeli 20 poziomów istotności wartość statystyki p jest mniejsza od wartości krytycznej, stąd hipoteza zerowa została odrzucona i przyjęta hipoteza alternatywna H_1 : „Skumulowany histogram zapotrzebowania na ciepło można opisać za pomocą dystrybuanty rozkładu normalnego”.

Należy zauważyć, że normalny rozkład prawdopodobieństwa opisujący histogramy zapotrzebowania na ciepło może przyjmować wartości ujemne, podczas gdy wartość wytwarzania ciepła nie może być ujemna. Dlatego też rozkład normalny może być stosowany przy spełnieniu warunku (40), a normalny ucięty w 0 przy niespełnieniu tego warunku. Dla statków Blandine, BBC Kwiatkowski i BBC Hudson współczynnik zmienności ν obliczony jako iloraz odchylenia standardowego i wartości średniej strumienia ciepła zapotrzebowanego przed odbiorniki [90] z tabeli 20 przyjmuje odpowiednio wartości 0,46; 0,43 i 0,46, więc należy mieć na uwadze warunek brzegowy $\dot{Q}_{OC}^{sr} \geq 0$.

Tabela 21. Liczba pomiarów oraz parametry histogramów dla zapotrzebowania ciepła przez odbiorniki na czterech badanych statkach

Nazwa statku	Liczba pomiarów rzeczywistych	Liczba pomiarów zredukowanych	Liczba przedziałów klasowych	Zakres strumienia ciepła [MJ/s]
Blandine	23380	234	10	0,34–1,98
Valdivia	19	19	11	1,28–4,15
BBC Kwiatkowski	619	207	11	0,06–0,47
BBC Hudson	135	135	10	0,1–0,84



Rys. 23. Histogramy zapotrzebowania na ciepło przez odbiorniki opisane za pomocą rozkładów normalnych; a) Blandine, b) Valdivia, c) BBC Kwiatkowski, d) BBC Hudson

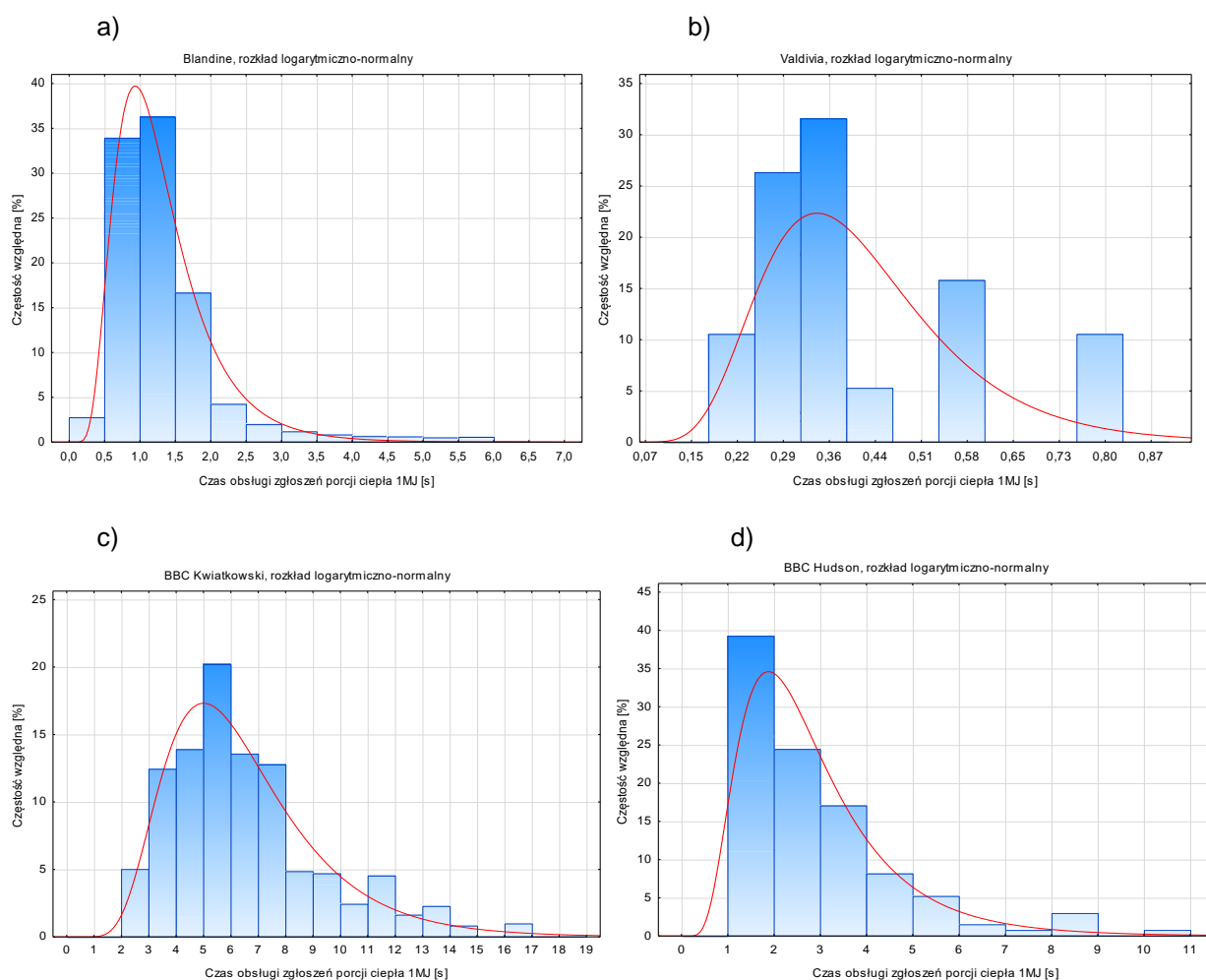
Tabela 22. Wartości testu Kołmogorowa–Smirnowa oraz parametry krzywej gęstości prawdopodobieństwa czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła na czterech badanych statkach

Nazwa statku	Wartość obliczona testu K–S	Wartość krytyczna testu K–S	Poziom istotności	Rodzaj rozkładu teoretycznego	Parametr kształtu	Parametr skali
Blandine	0,021	0,025	0,1	log-normalny	0,160	0,480
Valdivia	0,156	0,280	0,1	log-normalny	-0,941	0,355
BBC Kwiatkowski	0,028	0,049	0,1	log-normalny	1,788	0,421
BBC Hudson	0,054	0,105	0,1	log-normalny	0,915	0,532

Dla podanych w powyższej tabeli poziomów istotności, wartość statystyki p jest mniejsza od wartości krytycznej, dlatego hipoteza zerowa została odrzucona i przyjęta hipoteza alternatywna H_1 : „Skumulowany histogram czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła można opisać za pomocą dystrybuanty rozkładu logarymiczno-normalnego”.

Tabela 23. Liczba pomiarów oraz parametry histogramów czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła na czterech badanych stacjach

Nazwa statku	Liczba pomiarów rzeczywistych	Liczba pomiarów zredukowanych	Liczba przedziałów klasowych	Zakres czasu obsługi zgłoszeń [s]
Blandine	23 380	2338	14	0,41–4,27
Valdivia	19	19	11	0,24–0,78
BBC Kwiatkowski	619	619	19	2,03–16,78
BBC Hudson	135	135	11	1,19–10,05



Rys. 24. Histogramy czasu obsługi zgłoszeń 1 MJ ciepła opisane za pomocą rozkładów logarymiczno-normalnych; a) Blandine, b) Valdivia, c) BBC Kwiatkowski, d) BBC Hudson

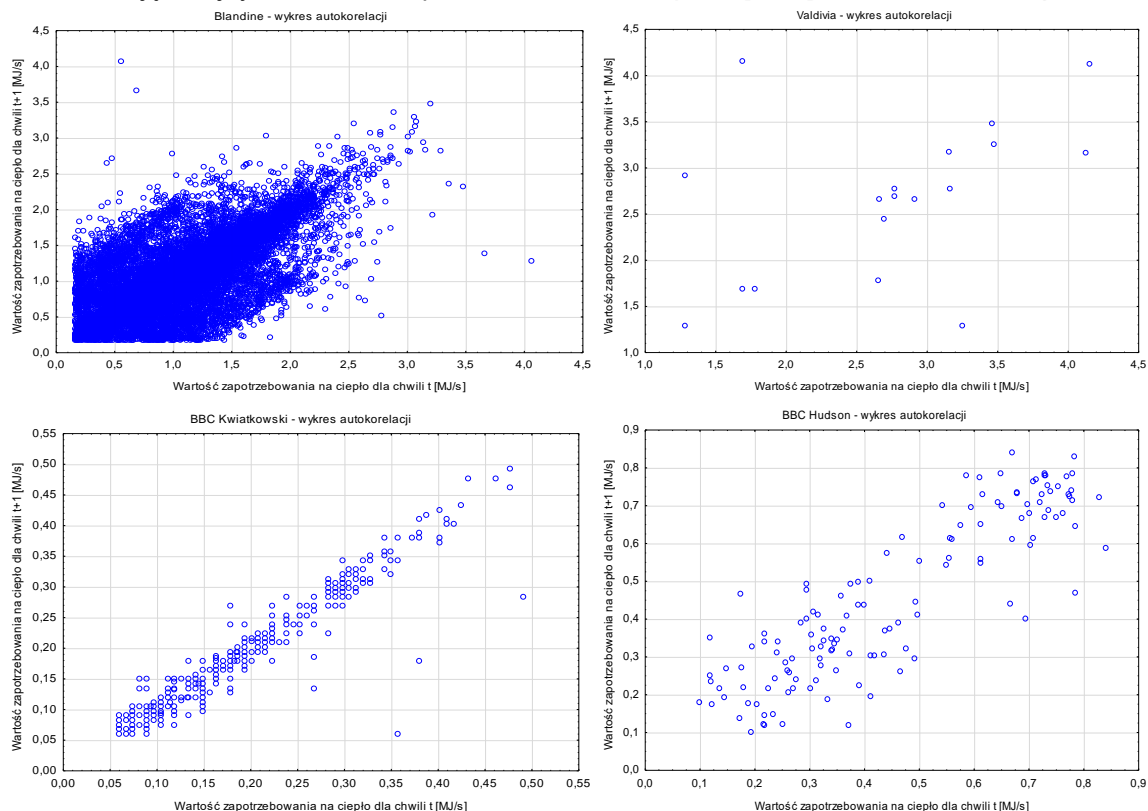
Warto sprawdzić, czy przy korzystaniu z powyższych danych czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła istnieje możliwość zastosowania podstawowych wzorów metod masowej obsługi dla strumienia prostego. W tym celu należy sprawdzić, czy zmienna czasu pojawiających się zgłoszeń jest zmienną losową tworzącą proces stacjonarny. Obliczono wartości współczynników autokorelacji dla wszystkich stacji. Jeżeli kolejne

wartości badanej zmiennej są od siebie niezależne, to bezwzględna wartość współczynnika korelacji powinna być bliska zeru. Wartość ta nie powinna przekroczyć wartości granicznej, obliczonej za pomocą testu *t*-Studenta. Współczynnik autokorelacji $R_{xi,xi+1}$ oblicza się z zależności (41), teoretyczną górną granicę współczynnika autokorelacji zaś ze wzoru (42) w podrozdziale 4.2. Tabela 24 przedstawia zestawienie obliczonego współczynnika korelacji $R_{xi,xi+1}$ oraz górnej granicy tego współczynnika $R_{0,95}$ dla poziomu istotności $\alpha = 0,05$.

Tabela 24. Zestawienie współczynników autokorelacji dla czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła na czterech badanych statkach

Nazwa statku	$R_{xi,xi+1}$	$R_{0,95}$
Blandine	0,706	0,013
Valdivia	0,427	0,453
BBC Kwiatkowski	0,954	0,079
BBC Hudson	0,873	0,168

Ponieważ dla trzech badanych statków (Blandine, BBC Kwiatkowski i BBC Hudson) $R_{xi,xi+1} > R_{0,95}$ [40], nie można przyjąć hipotezy o braku korelacji, a więc całkowitej losowości badanych zmiennych losowych. Jedynie dla statku Valdivia można wykazać brak autokorelacji, jednakże wynika to z bardzo niskiej populacji danych. W pozostałych przypadkach istnienie słabej korelacji to głównie efekt warunków zewnętrznych, które zmieniają się wolniej niż czas próbkowania, np. statek porusza się w rejonach tropikalnych, gdzie temperatura wody zaburtowej jest praktycznie stała, więc zapotrzebowanie na ciepło utrzymuje się na podobnym poziomie. Dopiero gdy statek po dłuższym czasie wpłynie w strefę umiarkowaną o niższej temperaturze wody, zapotrzebowanie na ciepło może się zwiększyć. Stwierdzenie, że strumień czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła nie jest stacjonarny, powoduje, że do dalszych obliczeń należy wykorzystać przedstawiony w załączniku E kod programu PythonMMO. Rys. 25 przedstawia układ punktów ilustrujących autokorelację kolejnych wartości zapotrzebowania na ciepło w [MJ/s] na czterech badanych statkach.



Rys. 25. Układ punktów ilustrujących autokorelację kolejnych wartości zapotrzebowania na ciepło na czterech badanych statkach

Tabela 25 przedstawia parametry rozkładów normalnych oraz rozkładów logarytmiczno-normalnych dla danych podzielonych na 7-dniowe okresy. Dla okresu pomiarowego nr 1 Valdivia oraz dla nr 4 i 5 BBC Hudson okresy wynosiły wyjątkowo około 2 tygodnie. Wynikało to z faktu, że członek załogi spisał zbyt mało danych w tych okresach i to uniemożliwiło sporządzenie histogramu.

Tabela 25. Parametry rozkładów zapotrzebowania ciepła przez odbiorniki oraz czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła z podziałem danych na okresy 7-dniowe na czterech badanych statkach

Nazwa statku	Nr okresu pomiarowego	Liczba pomiarów	Zapotrzebowanie na ciepło [MJ/s]		Czas obsługi zgłoszeń [-]	
			Rozkład normalny		Rozkład log-normalny	
			średnia	odchylenie standardowe	parametr kształtu	parametr skali
Blandine	1	975	0,5228	0,2926	0,7931	0,5376
	2	748	0,8504	0,3864	0,2872	0,5371
	3	1890	0,9338	0,4439	0,2053	0,5596
	4	1833	1,0086	0,4913	0,1382	0,5842
	5	1810	1,3331	0,8218	-0,1353	0,5933
	6	1803	1,3714	0,5513	-0,2125	0,4947
	7	1590	0,8721	0,4023	0,2438	0,4752
	8	1832	1,1969	0,4292	-0,0958	0,4481
	9	1781	0,9306	0,3179	0,1342	0,3661
	10	1576	0,7902	0,1899	0,2629	0,2374
	11	1418	0,9178	0,2308	0,1254	0,3039
	12	1969	0,7798	0,1703	0,2754	0,2427
	13	1890	0,7459	0,1494	0,3146	0,2138
	14	2183	0,8147	0,2256	0,2404	0,2663
	15	191	1,0580	0,1470	-0,0474	0,1329
Valdivia	1	19	1,4084	0,9005	-0,0591	0,8601
BBC Kwiatkowski	1	50	0,1376	0,0442	2,0316	0,3110
	2	85	0,1026	0,0281	2,3116	0,2618
	3	70	0,3009	0,0504	1,2148	0,1668
	4	72	0,1735	0,0358	0,1773	0,2048
	5	39	0,1404	0,0115	1,9667	0,0816
	6	49	0,1436	0,0150	1,9457	0,1032
	7	60	0,2069	0,0201	1,5798	0,0929
	8	72	0,1938	0,0184	1,6454	0,0906
	9	79	0,1332	0,0413	2,0686	0,3364
	10	20	0,3072	0,0201	1,1822	0,0646
	11	23	0,3643	0,0693	1,0421	0,1896
BBC Hudson	1	29	0,6659	0,0959	0,4183	0,1619
	2	22	0,7154	0,0808	0,3423	0,1295
	3	30	0,4041	0,0951	0,9350	0,2482
	4	21	0,2802	0,0918	1,3319	0,3697
	5	33	0,2515	0,0914	1,4505	0,3889

5.4. Badanie wpływu parametrów charakterystycznych statku oraz zmiennych niezależnych na zapotrzebowanie ciepła przez odbiorniki na statku

W tym podrozdziale, podobnie jak w podrozdziale 4.4, jest badany wpływ zmiennych niezależnych (zgodnie z grafem na rys. 7), takich jak temperatura powietrza zewnętrznego, temperatura wody zaburtowej, moc nominalna silnika głównego oraz jego względna moc eksploatacyjna, na zmienne zależne, czyli średniej arytmetycznej oraz odchylenia standardowego zapotrzebowania ciepła przez odbiorniki o rozkładzie normalnym. Drugą grupą zmiennych zależnych są parametr kształtu i skali czasu obsługi

zgłoszeń porcji ciepła o rozkładzie logarymiczno-normalnym. Badania przeprowadzono, wykorzystując modele regresji wielorakiej [83].

Zbiór predyktorów jest logicznie związany z badanymi zmiennymi zależnymi. Jako zmienne niezależne przyjęto:

- moc nominalną silników głównych N_{SG}^{nom} [kW],
- względną średnią moc eksploatacyjną silników głównych \bar{N}_{SG}^{sr} [%],
- średnią temperaturę powietrza zewnętrznego t_{pow} [°C],
- średnią temperaturę wody zaburtowej t_w [°C].

Podobnie jak w podrozdziale 4.4 jako stałe przyjęto typ statku – drobnicowiec uniwersalny, stan eksploatacyjny statku – pływanie w morzu oraz rodzaj paliwa – paliwo ciężkie. Metoda odnosi się jedynie do statków spełniających te warunki. Parametrami zakłócającymi są poziom zapełnienia poszczególnych zapasowych zbiorników paliwa oraz przyzwyczajenia załogi obsługującej siłownię (np. liczba zbiorników jednocześnie grzanych lub nieuruchamianie podgrzewania części urządzeń). W celu przeprowadzenia analizy korelacji zdecydowano się, aby parametry rozkładów teoretycznych dzielić przez moc nominalną danego statku. Dzięki temu wszystkie znalazły się w porównywalnym przedziale wartości. Ponadto zdecydowano się na nieuwzględnianie nominalnej mocy silnika głównego jako zmiennej zależnej, ponieważ dysponując danymi czterech statków, które są podzielone na różne okresy, wykres dopasowujący dowolną zmienną zależną od tych 4 wartości zmiennej niezależnej miałby wyjątkowo niski współczynnik determinacji i nie powinien być brany pod uwagę. Sposób oszacowania mocy eksploatacyjnej, temperatury wody zaburtowej i temperatury powietrza atmosferycznego wyjaśniono w podrozdziale 6.2.

Cztery zmienne zależne można zapisać jako funkcję predyktorów:

- wartość średnia rozkładu normalnego zapotrzebowania na ciepło przez odbiorniki

$$\frac{\mu_{OC}^{norm}}{N_{SG}^{nom}} = f(\bar{N}_{SG}^{sr}, t_{pow}, t_w) \quad (58)$$

- wartość odchylenia standardowego rozkładu normalnego zapotrzebowania na ciepło przez odbiorniki

$$\frac{\sigma_{OC}^{norm}}{N_{SG}^{nom}} = f(\bar{N}_{SG}^{sr}, t_{pow}, t_w) \quad (59)$$

- wartość parametru kształtu rozkładu logarymiczno-normalnego czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła w odbiornikach

$$\frac{\mu_{OC}^{ln}}{N_{SG}^{nom}} = f(\bar{N}_{SG}^{sr}, t_{pow}, t_w) \quad (60)$$

- wartość parametru skali rozkładu logarymiczno-normalnego czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła w odbiornikach

$$\frac{\sigma_{OC}^{ln}}{N_{SG}^{nom}} = f(\bar{N}_{SG}^{sr}, t_{pow}, t_w) \quad (61)$$

Dane potrzebne do analizy statystycznej przedstawiono w tabelach 7 oraz 25. Kompleksowe zestawienie znajduje się w tabeli 26. Należy zwrócić uwagę na to, że w przeciwieństwie do danych w tabeli



15 moc eksploatacyjna jest wartością względną wyrażoną w %, ponieważ moce eksploatacyjne bezwzględne różniły się znacznie względem siebie, co powodowało nieczytelność wykresów korelacji.

Tabela 26. Dane wejściowe do analizy korelacji i regresji parametrów rozkładów zapotrzebowania ciepła przez odbiorniki oraz czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła na czterech badanych statkach

Okres pomiarowy statku	Zapotrzebowanie na ciepło [MJ/s]		Czas obsługi 1 MJ [-]		N_{SG}^{nom} [kW]	\bar{N}_{SG}^{sr} [%]	t_w [°C]	t_{pow} [°C]
	rozkład normalny		rozkład log-normalny					
	μ_{OC}^{norm}	σ_{OC}^{norm}	μ_{OC}^{ln}	σ_{OC}^{ln}				
Blandine 1	0,523	0,293	0,793	0,538	35 235	23,0	21,3	18,0
Blandine 2	0,850	0,386	0,287	0,537	35 235	25,9	20,2	15,8
Blandine 3	0,934	0,444	0,205	0,560	35 235	22,6	19,8	16,1
Blandine 4	1,009	0,491	0,138	0,584	35 235	22,2	19,4	14,4
Blandine 5	1,333	0,822	-0,135	0,593	35 235	21,4	18,6	10,3
Blandine 6	1,371	0,551	-0,213	0,495	35 235	26,3	18,3	11,0
Blandine 7	0,872	0,402	0,244	0,475	35 235	20,6	17,6	13,4
Blandine 8	1,197	0,429	-0,096	0,448	35 235	21,2	16,7	15,4
Blandine 9	0,931	0,318	0,134	0,366	35 235	23,1	20,5	21,7
Blandine 10	0,790	0,190	0,263	0,237	35 235	22,5	27,6	26,3
Blandine 11	0,918	0,231	0,125	0,304	35 235	21,4	21,2	24,8
Blandine 12	0,780	0,170	0,275	0,243	35 235	21,3	28,2	29,2
Blandine 13	0,740	0,149	0,315	0,214	35 235	20,1	28,0	27,3
Blandine 14	0,791	0,218	0,240	0,266	35 235	22,5	27,3	26,7
Blandine 15	1,058	0,147	-0,047	0,133	35 235	28,8	20,6	19,0
Valdivia 1	1,408	0,901	-0,059	0,860	15 791	21,1	18,9	20,0
BBC Kwiatkowski 1	0,145	0,047	2,032	0,311	4320	68,8	22,5	24,0
BBC Kwiatkowski 2	0,108	0,030	2,312	0,262	4320	77,3	18,3	19,0
BBC Kwiatkowski 3	0,317	0,053	1,215	0,167	4320	80,6	13,1	13,5
BBC Kwiatkowski 4	0,183	0,038	0,177	0,205	4320	86,0	16,7	21,0
BBC Kwiatkowski 5	0,148	0,012	1,967	0,082	4320	75,2	19,4	24,6
BBC Kwiatkowski 6	0,151	0,016	1,946	0,103	4320	73,1	20,4	23,2
BBC Kwiatkowski 7	0,218	0,021	1,580	0,093	4320	52,7	15,5	19,9
BBC Kwiatkowski 8	0,205	0,021	1,645	0,091	4320	81,8	20,2	23,7
BBC Kwiatkowski 9	0,154	0,036	2,069	0,336	4320	66,1	23,8	27,7
BBC Kwiatkowski 10	0,198	0,122	1,182	0,065	4320	81,0	8,3	8,1
BBC Kwiatkowski 11	0,366	0,070	1,042	0,190	4320	78,0	2,6	0,3
BBC Hudson 1	0,666	0,096	0,418	0,162	7074	71,1	6,4	7,6
BBC Hudson 2	0,715	0,081	0,342	0,130	7074	55,3	1,9	-4,5
BBC Hudson 3	0,404	0,095	0,935	0,248	7074	64,3	9,0	14,5
BBC Hudson 4	0,280	0,092	1,332	0,370	7074	63,7	23,0	24,0
BBC Hudson 5	0,251	0,091	1,451	0,389	7074	65,0	21,1	22,1

Pierwszym krokiem analizy było sprawdzenie korelacji zmiennych zależnych i predyktorów. Każdą zależność korelacji poddano weryfikacji statystycznej, za pomocą testu t istotności współczynnika korelacji (test korelacji Pearsona). Zastosowano test t -Studenta, ponieważ lepiej nadaje się do niewielkich prób, gdy $n < 30$ [68]. Na potrzeby badania istotności współczynnika korelacji Pearsona R oraz współczynnika determinacji R^2 , założono hipotezę zerową H_0 brzmiącą: „Współczynnik korelacji w badanej populacji jest nieistotny statystycznie”. Tabela 27 przedstawia wartości testu t wraz z wartościami krytycznymi prawdopodobieństwa p . Dla 6 z 12 przypadków zmiennej zależnej są one mniejsze od przyjętego poziomu istotności wynoszącego $p < 0,05$, więc dla nich odrzucono hipotezę zerową i przyjęto hipotezę alternatywną: „Współczynnik korelacji w badanej populacji jest istotny statystycznie”.

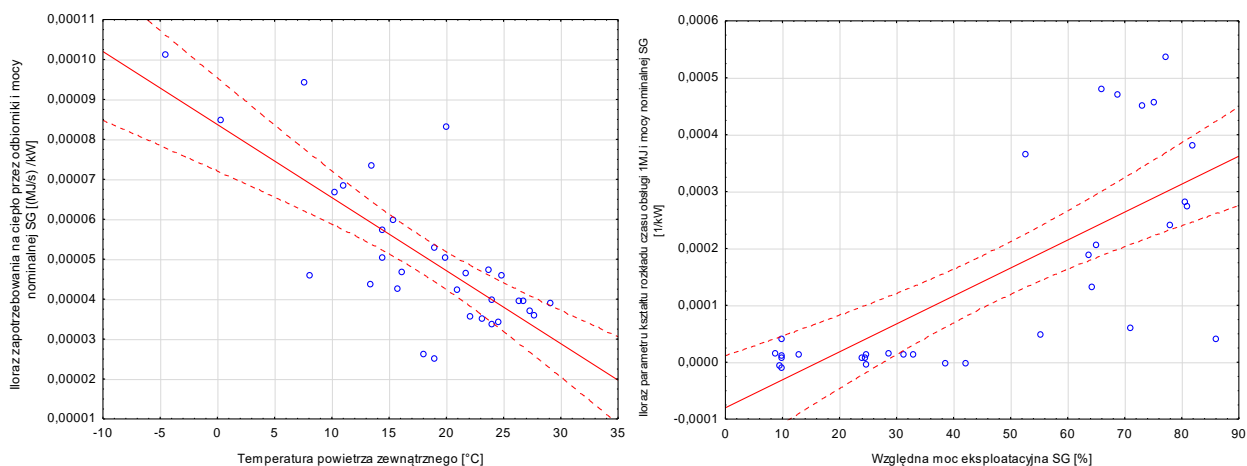
Analizując siłę korelacji zgodnie z oceną jakościową pokazaną w podrozdziale 4.4, można przyjąć, że biorąc pod uwagę jedynie zależności istotne statystycznie, wystąpiły trzy korelacje silnie, jedna

umiarkowana oraz dwie słabe. Wartości istotne statystycznie zostały wyróżnione ciemniejszym kolorem w tabeli 27.

Tabela 27. Wartości współczynnika korelacji parametrów rozkładów zapotrzebowania na ciepło oraz czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła na podstawie danych z czterech badanych statków

			Zmienne niezależne		
			\bar{N}_{SG}^{sr}	t_w	t_{pow}
Zmienne zależne	$\frac{\mu_{OC}^{norm}}{N_{SG}^{nom}}$	R	0,058	-0,723	-0,755
		R^2	0,003	0,523	0,571
		t	0,320	-5,741	-6,313
		p	0,751	0,000	0,000
	$\frac{\sigma_{OC}^{norm}}{N_{SG}^{nom}}$	R	-0,422	-0,153	-0,362
		R^2	0,178	0,023	0,131
		t	-2,548	-0,846	-2,128
		p	0,016	0,404	0,042
	$\frac{\mu_{OC}^{ln}}{N_{SG}^{nom}}$	R	0,732	-0,080	0,181
		R^2	0,536	0,006	0,033
		t	5,883	-0,438	1,006
		p	0,000	0,664	0,323
$\frac{\sigma_{OC}^{ln}}{N_{SG}^{nom}}$	R	0,347	-0,021	0,083	
	R^2	0,120	0,001	0,007	
	t	2,027	-0,117	0,455	
	p	0,050	0,907	0,652	

Na rys. 26 przedstawiono dwa wykresy punktowe o najwyższym stopniu korelacji $\frac{\mu_{OC}^{norm}}{N_{SG}^{nom}} = f(t_{pow})$ oraz $\frac{\mu_{OC}^{ln}}{N_{SG}^{nom}} = f(\bar{N}_{SG}^{sr})$ z zaznaczonymi liniami przerywanymi przedziałami ufności $1 - \alpha = 0,95$.



Rys. 26. Wykresy punktowe: $\frac{\mu_{OC}^{norm}}{N_{SG}^{nom}} = f(t_{pow})$ po lewej oraz $\frac{\mu_{OC}^{ln}}{N_{SG}^{nom}} = f(\bar{N}_{SG}^{sr})$ po prawej stronie

Rezultatem obliczeń są równania regresji przedstawione w tabeli 28. Są one prawdziwe tylko w przedziałach wartości zmiennych niezależnych podanych w tabeli 26. Każde równanie scharakteryzowano oceną statystyczną składającą się z współczynnika korelacji R , średniego błęd szacunku, wartości statystyki Fishera, poziomu istotności dla testu Fishera oraz liczby pomiarów. Do celów projektowych zostało wybrane równanie o najwyższym współczynniku korelacji Pearsona [87]. Podobnie jak w podrozdziale 4.4 dla każdej zmiennej niezależnej najwyższy współczynnik korelacji został

pogrubiony. Modele oznaczone numerami pierwszymi są liniowe. Numery drugie i trzecie są kombinacją różnych przekształceń linearyzowanej regresji nieliniowej o możliwie wysokim stopniu korelacji. Test Fishera służy do sprawdzenia istotności wpływu zmiennej niezależnej na zmienną zależną. Postawiono, hipotezę zerową H_0 brzmiącą: „Równania regresji nie są istotne statystycznie”. Wartość poziomu istotności przyjęto $p = 0,05$. Wszystkie wartości prawdopodobieństwa p w tabeli 28 – poza parametrami kształtu – są niższe niż przyjęty poziom istotności, dlatego należy odrzucić hipotezę zerową i przyjąć alternatywną, która stwierdza, że równania regresji są istotne statystycznie.

Tabela 28. Równania regresji wielorakiej określające parametry rozkładów zapotrzebowania na ciepło przez odbiorniki oraz czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła na badanych statkach

Nazwa	Postać zależności	Ocena statystyczna				
		R	błąd	F	p	n
1. μ_{OC}^{norm}	$\frac{\mu_{OC}^{norm}}{N_{SG}^{nom}} = [-1,1\bar{N}_{SG}^{sr} - 15,05t_w - 7,2t_{pow} + 963,92] \cdot 10^{-7}$	0,770	$1,28 \cdot 10^{-5}$	13,585	$1,18 \cdot 10^{-5}$	32
2. μ_{OC}^{norm}	$\frac{\mu_{OC}^{norm}}{N_{SG}^{nom}} = [-0,063\bar{N}_{SG}^{sr^2} + 6,25\bar{N}_{SG}^{sr} - 34,01t_w + 6,82t_{pow} + 800] \cdot 10^{-7}$	0,798	$1,47 \cdot 10^{-5}$	11,867	$1,08 \cdot 10^{-5}$	32
3. μ_{OC}^{norm}	$\frac{\mu_{OC}^{norm}}{N_{SG}^{nom}} = [-0,21\bar{N}_{SG}^{sr} - 35,89 \cdot \ln(t_w) + 5,24 \cdot \ln(t_{pow}) + 146,75] \cdot 10^{-6}$	0,707	$1,27 \cdot 10^{-5}$	8,988	$2,71 \cdot 10^{-4}$	32
1. σ_{OC}^{norm}	$\frac{\sigma_{OC}^{norm}}{N_{SG}^{nom}} = [-1,51\bar{N}_{SG}^{sr} + 2,32t_w - 6,84t_{pow} + 303,13] \cdot 10^{-7}$	0,567	$9,32 \cdot 10^{-6}$	4,430	0,011	32
2. σ_{OC}^{norm}	$\frac{\sigma_{OC}^{norm}}{N_{SG}^{nom}} = [-0,12\bar{N}_{SG}^{sr^2} - 0,17t_w^2 + 10,5t_w - 0,32t_{pow}^2 + 183,85] \cdot 10^{-7}$	0,643	$8,83 \cdot 10^{-6}$	4,750	0,0049	32
3. σ_{OC}^{norm}	$\frac{\sigma_{OC}^{norm}}{N_{SG}^{nom}} = [0,045\bar{N}_{SG}^{sr} - 24,82 \cdot \ln(\bar{N}_{SG}^{sr}) - 1,49t_w + 12,17 \cdot \ln(t_w) - 0,072t_{pow} - 1,24 \cdot \ln(t_{pow}) + 80,25] \cdot 10^{-7}$	0,688	$8,85 \cdot 10^{-6}$	3,600	0,011	32
1. μ_{OC}^{ln}	$\frac{\mu_{OC}^{ln}}{N_{SG}^{nom}} = [5,85\bar{N}_{SG}^{sr} + 10,07t_w - 2,6t_{pow} - 261,01] \cdot 10^{-6}$	0,767	$1,24 \cdot 10^{-4}$	13,355	$1,35 \cdot 10^{-5}$	32
2. μ_{OC}^{ln}	$\frac{\mu_{OC}^{ln}}{N_{SG}^{nom}} = [-0,12\bar{N}_{SG}^{sr^2} + 18,19\bar{N}_{SG}^{sr} - 1,08t_w^2 + 44,98t_w + 0,56t_{pow}^2 - 17,511t_{pow} - 686,3] \cdot 10^{-6}$	0,867	$1,02 \cdot 10^{-4}$	12,654	$1,55 \cdot 10^{-6}$	32
3. μ_{OC}^{ln}	$\frac{\mu_{OC}^{ln}}{N_{SG}^{nom}} = [0,61\bar{N}_{SG}^{sr} + 22,32 \cdot \ln(t_w) - 7,75 \cdot \ln(t_{pow}) + 54,46] \cdot 10^{-5}$	0,772	$1,28 \cdot 10^{-4}$	10,835	$1,42 \cdot 10^{-5}$	32
1. σ_{OC}^{ln}	$\frac{\sigma_{OC}^{ln}}{N_{SG}^{nom}} = [3,71\bar{N}_{SG}^{sr} + 12,66t_w - 6,87t_{pow} + 35,06] \cdot 10^{-7}$	0,378	$1,97 \cdot 10^{-5}$	1,556	0,222	32
2. σ_{OC}^{ln}	$\frac{\sigma_{OC}^{ln}}{N_{SG}^{nom}} = [-0,085\bar{N}_{SG}^{sr^2} + 12,69\bar{N}_{SG}^{sr} - 1,34t_w^2 + 67,67t_w - 19,11t_{pow} - 418,37] \cdot 10^{-7}$	0,488	$1,93 \cdot 10^{-5}$	1,629	0,187	32
3. σ_{OC}^{ln}	$\frac{\sigma_{OC}^{ln}}{N_{SG}^{nom}} = [-0,0084\bar{N}_{SG}^{sr^3} + 124,67\bar{N}_{SG}^{sr} - 1,07t_w^3 + 47,1t_w^2 - 474,9t_w - 2,03t_{pow} - 1814] \cdot 10^{-8}$	0,698	$1,64 \cdot 10^{-5}$	3,967	0,006	32



Do dalszych obliczeń powinno się zastosować równania o najwyższych współczynnikach korelacji oraz istotne statystycznie. Zostały zaznaczone ciemniejszym kolorem w powyższej tabeli. Są to kolejno:

- 2. μ_{OC}^{norm}
- 3. σ_{OC}^{norm}
- 2. μ_{OC}^{ln}
- 3. σ_{OC}^{ln}

5.5. Podsumowanie

W rozdziale przedstawiono zasady określania parametrów rozkładów normalnych zapotrzebowania ciepła przez odbiorniki na statku oraz rozkładów logarytmiczno-normalnych czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła w odbiornikach. Podobnie jak w rozdziale 4, podano wzory, którymi posłużono się w trakcie obliczania strumienia ciepła zużywanego w odbiornikach lub w skraplaczu nadmiarowym na podstawie danych uzyskanych podczas badań eksploatacyjnych. Po przedstawieniu histogramów dla badanych statków dokonano analizy jakościowej równań regresji wielorakiej. Na ich podstawie można określić parametry krzywej gęstości prawdopodobieństwa szukanego rozkładu za pomocą zmiennych niezależnych.

6. MOŻLIWOŚCI STOSOWANIA METODY

6.1. Uwagi wstępne

W tym rozdziale przedstawiono możliwości zastosowania zaproponowanej metody projektowej. Na początku, (podrozdział 6.2) przedstawiono metodę prognozowania wartości temperatur wody morskiej oraz powietrza zewnętrznego. Jest ona niezbędna, aby zastosować wzory przedstawione w tabeli 28. Następnie (podrozdział 6.3) przeanalizowano możliwość zastosowania dostępnych programów komputerowych przy symulacji instalacji grzewczej za pomocą metod masowej obsługi. Porównano też trzy warianty modeli masowej obsługi zaproponowane w podrozdziale 2.2. W podrozdziale 6.4 porównano ze sobą metodę masowej obsługi oraz metodę opartą na splotach rozkładów Gaussa. W podrozdziale 6.5 przedstawiono kolejno końcowe wzory służące do obliczenia parametrów charakteryzujących dobierane urządzenia. Wzory te, w zależności od przyjętej metody, bazują na parametrach krzywych gęstości prawdopodobieństwa określanych w rozdziałach 4 i 5.

Aby zweryfikować prawidłowości założeń, w podrozdziale **Błąd! Nie można odnaleźć źródła o** **dwolania**. porównano wyniki obliczeń dla tych samych statków, bazując na metodach bilansowej, opartej na splotach Gaussa oraz opartej na teorii masowej obsługi. Na końcu podsumowano te metody.

6.2. Prognozowanie wartości temperatury wody zaburtowej oraz powietrza zewnętrznego

Aby obliczyć szukane parametry rozkładów teoretycznych wytwarzania ciepła i czasu pojawiających się zgłoszeń, muszą być znane: moc nominalna silnika głównego oraz względna moc eksploatacyjna silnika głównego. Z kolei w celu obliczenia szukanych parametrów rozkładów teoretycznych zapotrzebowania na ciepło i czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła muszą być znane: moc nominalna silnika głównego, względna moc eksploatacyjna silnika głównego, wartość temperatury wody zaburtowej i wartość temperatury powietrza zewnętrznego. Moc nominalna silnika głównego jest wartością określaną w projekcie kontraktowym. Względna moc eksploatacyjna silnika głównego powinna zostać założona przez armatora. Można ją obliczyć na podstawie dzienników maszynowych innych statków armatora, obliczając moc eksploatacyjną z kilku ostatnich lat. Innym sposobem jest obszerna analiza ekonomiczna planowanej trasy pływania wraz z predykcją przyszłych cen paliw i możliwości transportowych statku. Trudniejsze do oszacowania są obie wymienione wartości temperatury. W tym rozdziale zostaną zaproponowane metody prognozowania wartości temperatury powietrza zewnętrznego i wody zaburtowej.

Do prognozowania wartości temperatury powietrza zewnętrznego najwygodniej jest wykorzystać odpowiednią mapę oraz oprogramowanie analityczne. W wielu bazach danych meteorologicznych przedstawiono mapy świata z naniesioną warstwą wartości temperatury na poziomie 2 m n.p.m. [91]–[93]. Mapy powinny być możliwe aktualne ze względu na zwiększającą się średnią temperaturę powietrza i wody wskutek zjawiska globalnego ocielenia. Na taką mapę ze średnią temperaturą roczną należy nanieść planowaną trasę statku za pomocą odcinków prostych. Można w tym celu użyć dowolnego programu graficznego lub wykonać to zadanie na papierze. Jeżeli statek ma się poruszać jedynie w niektórych miesiącach, należy użyć odpowiedniej mapy z podziałem na średnie miesięczne wartości temperatury. Następnie należy obliczyć długości odcinków w granicach tych samych obszarów temperatur oddzielonych izotermami. Do finalnego obliczenia średniej rocznej temperatury powietrza zewnętrznego t_{pow}^{sr} na danej trasie korzysta się ze wzoru na średnią ważoną:

$$t_{pow}^{sr} = \frac{1}{S_{max}} \sum_{i=1}^n (s_i \cdot t_{pow i}) \quad (62)$$

gdzie:

s_i – długość trasy w obszarze tej samej temperatury [km]

$t_{pow i}$ – wartość temperatury powietrza danego obszaru [°C]

S_{max} – całkowita długość trasy statku [km]

Do prognozowania wartości temperatury wody zaburtowej bardzo dobrze nadaje się metoda opisana w pozycji [26]. Do jej przeprowadzenia wymagana jest znajomość temperatur wody w określonych rejonach,

trasa rejsu oraz prędkość pływania. Polega na podzieleniu walcowej równokątnej siatki Merkatora na obszary:

- południkami co 30° długości geograficznej,
- równoleżnikami co 20° szerokości geograficznej.

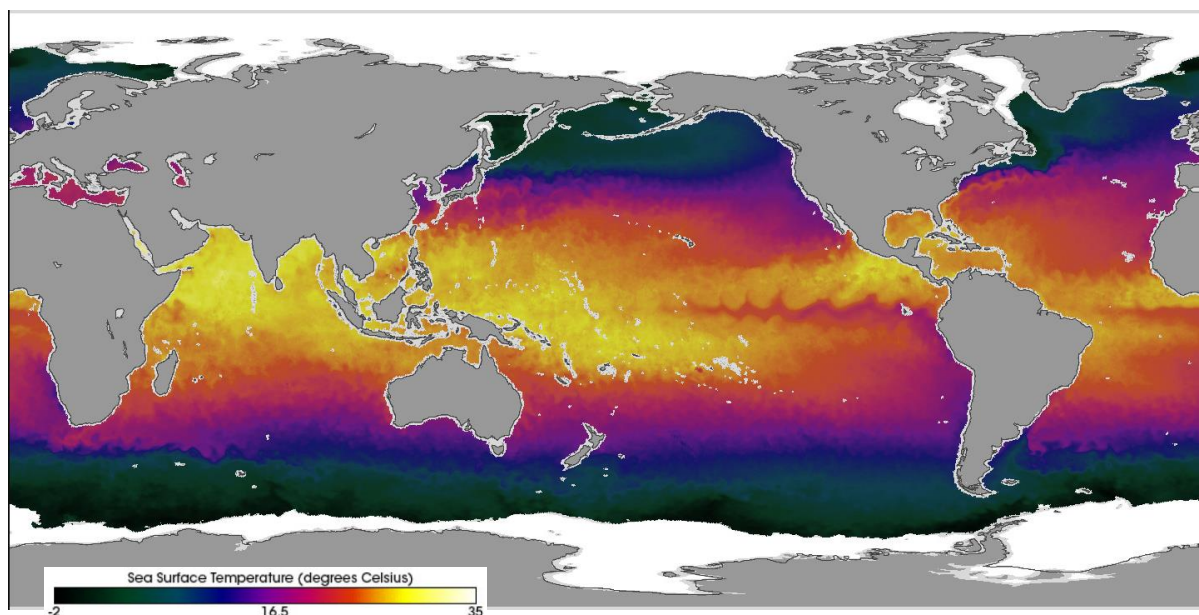
Dla każdego z powstałych prostokątów określa się za pomocą mapy wartość średnią, minimalną i maksymalną rocznej temperatury wody morskiej. Następnie w zależności od prędkości statku można określić czas przebywania na danym akwenu (jeżeli prędkość będzie stała, to wystarczy przyjąć przebytą drogę). W programie opisanym w pracy [94] można określić rozkład normalny temperatury wody zaburtowej. Finalnie wartość średnia temperatury t_w^{sr} będzie wynosić:

$$t_w^{sr} = \frac{1}{s_{max}} \sum_{i=1}^n (s_i \cdot t_{wi}) \quad (63)$$

gdzie:

t_{wi} – wartość temperatury wody zaburtowej danego obszaru [°C]

Wartość temperatury wody morskiej można obliczyć w analogiczny sposób jak prognozowanie temperatury powietrza. Do określenia temperatur wody morskiej można się posłużyć tymi samymi bazami danych jak w przypadku temperatur powietrza [91], [93], [95]. Na rys. 27 przedstawiono mapę świata ze średnimi wartościami temperatur wody morskiej pochodzącą z pozycji [95].



Rys. 27. Mapa świata z zaznaczonymi wartościami temperatury wody morskiej

6.3. Możliwość zastosowania programów symulacyjnych teorii kolejek

Z powodu wspomnianych w poprzednim rozdziale problemów z analitycznym wyprowadzeniem równań dla bardziej złożonych modeli masowej obsługi przetestowano specjalne programy komputerowe, za pomocą których można by zamodelować funkcjonowanie okrętowej instalacji grzewczej. Programy te są skierowane przede wszystkim do przedsiębiorstw, które w swojej pracy muszą mierzyć się z problemami optymalizacyjnymi, np. przepustowość bramek na lotniskach, liczba urządzeń potrzebnych na odpowiednim etapie linii produkcyjnej lub liczba osób zajmujących się produkcją seryjną. Programy te są wygodne w użytkowaniu i pozwalają na symulację w intuicyjny sposób, nawet bardzo skomplikowanych modeli, dla których wyznaczenie równań analitycznych byłoby bardzo uciążliwe lub wręcz niemożliwe.

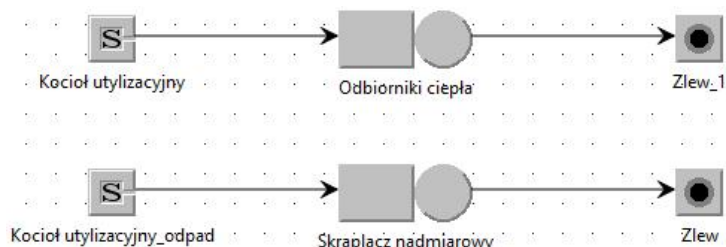
Użytkownik modeluje system za pomocą bloków z przypisanymi stałymi lub zmiennymi właściwościami oraz elementów logicznych. Następnie przebieg symulacji odbywa się w czasie ciągłym lub dyskretnym i polega na wprowadzeniu jako danych wejściowych zmiennych losowych (zgodnych z założeniami początkowymi), a następnie wyznaczeniu funkcji wyjścia.

Przetestowano następujące programy:

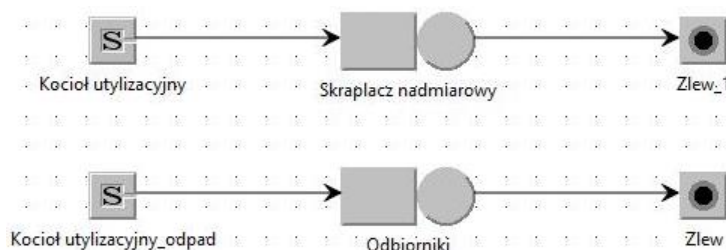
- JMT – Java Modelling Tools v.1.0.3,
- FlexSim 2019,
- PTV Vissim.

JMT – Java Modelling Tools został zaprojektowany przez Politechnikę Mediolańską oraz Londyński Imperial Collage. Umożliwia zdefiniowanie systemu masowej obsługi za pomocą bloków [96]. W programie zostały zamodelowane warianty 1. i 2., które omówiono w podrozdziale 2.2. Nie było możliwości sprawdzenia wariantu 3. Niestety Java Modelling Tools nie ma takiej możliwości, aby strumień odrzuconych zgłoszeń z pierwszej kolejki, był automatycznie strumieniem wejściowym do drugiej kolejki. Należało zbudować dwa systemy osobno i dane przepisać ręcznie. Ponadto w JMT brak jest narzędzia do optymalizacji (minimalizacji) czasu obsługi zgłoszeń na podstawie zadanej wartości procentowej obsłużonych/odrzuconych zgłoszeń. Czas obsługi zgłoszeń porcji ciepła należało założyć, a następnie po symulacji sprawdzić wartość procentową i odpowiednio go skorygować.

Wariant 1. przedstawiono na rys. 28, a wariant 2. – na rys. 29. Blok z literą S oznacza źródło zgłoszeń, blok odbiorników ciepła i skraplacza nadmiarowego to połączenie kolejki wraz z aparatem obsługi. Każdy tego rodzaju program wymaga, aby zdefiniować to, co się dzieje ze zgłoszeniami po wyjściu z systemu masowej obsługi, dlatego też używa się bloku „zlew” (ang. *sink*), aby je usuwać z systemu. W przeciwnym razie można by zgłoszenia opuszczające system wprowadzić do innego aparatu obsługi lub stworzyć układ zamknięty.



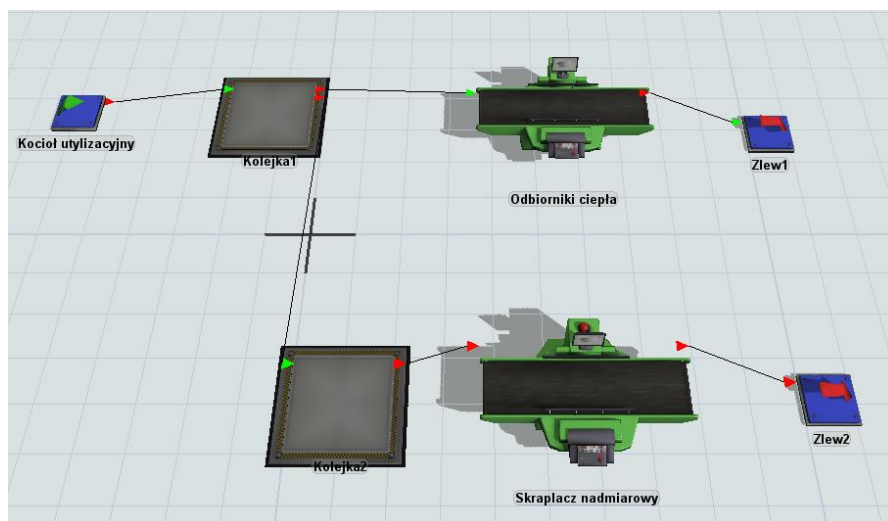
Rys. 28 Układ graficzny modelu instalacji grzewczej wariantu 1 w JMT



Rys. 29 Układ graficzny modelu instalacji grzewczej wariantu 2 w JMT

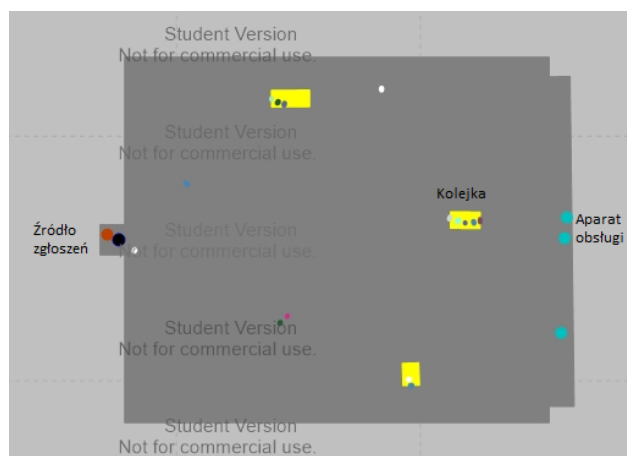
FlexSim 2019 to narzędzia symulacyjne pozwalające na optymalizację obecnych i planowanych procesów, identyfikację i ograniczenie strat, redukcję kosztów oraz zwiększenie przychodów [97]. W programie możliwe jest zaprojektowanie obszernej linii produkcyjnej, a w darmowej wersji liczba elementów schematu jest ograniczona do 30. Rys. 30 przedstawia schemat instalacji parowej

zaprojektowany w programie. Możliwe jest ukierunkowanie odrzuconych zgłoszeń z kolejki 1. do kolejki 2. Program jest zaawansowany graficznie i czyni pracę użytkownika bardziej intuicyjną, przez animację pojawiających się zgłoszeń (np. jako paczki) i przenoszenie ich na inne stanowiska przez taśmociągi lub ludzi.



Rys. 30. Widok systemu masowej obsługi wariantu 1 w programie FlexSim 2019

PTV Vissim to mikroskopowy, oparty na czasie model symulacyjny opracowany w celu modelowania ruchu miejskiego i operacji transportu publicznego oraz przepływu pieszych [98]. Przy wykorzystaniu wersji studenckiej na rys. 31 pokazano prosty model masowej obsługi składający się z trzech niezależnych kolejek i aparatów obsługi ze wspólnym źródłem zgłoszeń, z którego klienci (zaznaczeni jako kolorowe kropki) podążają do najkrótszej kolejki.



Rys. 31. Widok systemu kolejkowego w programie Vissim

Niestety żaden z trzech programów nie był w stanie przedstawić symulacji wariantu 3., dlatego zrezygnowano z ich stosowania w dalszej części pracy.

6.3.1. Analiza porównawcza systemów kolejkowych

Porównanie zostało wykonane dla trzech wariantów przedstawionych w podrozdziale 2.2 dla takich samych normalnych rozkładów czasu pojawiających się zgłoszeń oraz normalnych rozkładów czasu obsługi zgłoszeń. W odróżnieniu od reszty pracy jako porcję przyjęto parę o masie 1 kg. Pomimo, że powyższe

rozkłady prawdopodobieństwa są bardziej zbliżone do rozkładów logarytmiczno-normalnych lub gamma, to wybór rozkładów normalnych jest spowodowany ograniczeniem w możliwościach analitycznego obliczenia wariantów 1. i 2. Nawet przy wykorzystaniu programów opisanych w podrozdziale 6.3 nie było możliwości wyznaczenia minimalnego czasu obsługi zgłoszeń w skraplaczu nadmiarowym, który jest wynikiem tej analizy. Można również przyjąć, że wzajemny stosunek wyników nie będzie zależał od rodzaju funkcji gęstości prawdopodobieństwa, którym zostały opisane histogramy, a od zastosowanego modelu masowej obsługi. W wariantach 1. i 2. do obliczeń został zastosowany arkusz kalkulacyjny Excel wraz z dodatkiem do obliczeń optymalizacyjnych Solver. W przypadku wariantu 1. system kolejkowy, w którym źródłem zgłoszeń jest kocioł utylizacyjny, a aparatem obsługi pierwszy odbiornik ciepła zastosowano system typu M/M/1/k (podobnie jak dla wariantu 2., z tym, że źródłem zgłoszeń jest kocioł utylizacyjny, a 1 aparatem obsługi skraplacz nadmiarowy). Prawdopodobieństwo, że w kolejce znajdzie się 6. zgłoszenie (założono $k = 5$ miejsc z kolejce), oznacza, że to zgłoszenie jest odrzucane. Ogólny wzór na prawdopodobieństwo pojawienia się n -tego zgłoszenia p_n jest iloczynem prawdopodobieństwa, że w systemie nie znajduje się żadne zgłoszenie p_0 oraz współczynnika wykorzystania ρ podniesionego do potęgi o wartości liczby miejsc w kolejce k [39]:

$$p_n = \rho^k \cdot p_0 = \left(\frac{\lambda}{\mu}\right)^k \cdot p_0 \quad (64)$$

Jako źródło zgłoszeń do systemu, w którym aparatem obsługi jest skraplacz nadmiarowy zastosowano strumień odrzuconych porcji pary. Następnie za pomocą narzędzia do obliczeń optymalizacyjnych Solver ustawiono 95-procentowe prawdopodobieństwo tak, aby w kolejce nie pojawiło się 6. nadmiarowe zgłoszenie, i określono przepustowość skraplacza nadmiarowego.

Wariant 3. został obliczony przez dedykowany program komputerowy PythonMMO. Wykonano symulację, której sumaryczny czas wszystkich iteracji wynosił jedną dobę. Jako dane do porównania posłużyła część pomiarów ze statku Blandine przy założeniu rozkładu normalnego czasu pojawiających się zgłoszeń i czasu obsługi zgłoszeń porcji pary. Przedstawiono je w tabeli 29.

Tabela 29. Zestawienie danych wejściowych do analizy porównawczej – system stabilny

Rozkład czasu pojawiających się zgłoszeń	Wartość średnia	t_{KU}^{sr}	1,64 [s]
	Odchylenie standardowe	$\sigma_{t_{KU}}$	1,15 [s]
	Wartość minimalna	t_{KU}^{min}	0,29 [s]
	Wartość maksymalna	t_{KU}^{max}	4,03 [s]
Rozkład czasu obsługi zgłoszeń w odbiornikach ciepła	Wartość średnia	t_{OC}^{sr}	3,32 [s]
	Odchylenie standardowe	$\sigma_{t_{OC}}$	1,98 [s]
	Wartość minimalna	t_{OC}^{sr}	0,61 [s]
	Wartość maksymalna	t_{OC}^{sr}	14,99 [s]
Wielkość porcji pary		–	1 [kg]
Liczba miejsc w pierwszej kolejce		k_1	5
Liczba miejsc w drugiej kolejce		k_2	5

Przy przeliczeniu strumienia ciepła pochodzącego z obliczeń (podrozdziały 4.2 i 5.2) na strumień masowy pary przyjęto entalpię pary $i_{par} = 2776$ kJ/kg oraz entalpię skroplin $i_{skr} = 410,66$ kJ/kg. Po zmianie jednostek we wszystkich wariantach średnia wydajność kotła utylizacyjnego wynosiła 1998,9 kg/h, a średnie zapotrzebowanie urządzeń na parę 1371,7 kg/h. Obliczona przepustowość skraplacza nadmiarowego przy założeniu 95% prawdopodobieństwa, że skraplacz będzie w stanie skroplić cały strumień pary, wynosiła:

- dla wariantu 1.: 906,68 kg/h,
- dla wariantu 2.: 983,94 kg/h,
- dla wariantu 3.: 4800 kg/h.

Wszystkie trzy warianty są logicznie i matematycznie poprawne. Widać, że pomimo podobieństwa wariantów 1. i 2. otrzymany wynik pozwala dobrać skraplacz nadmiarowy o niższej przepustowości przy wykorzystaniu wariantu 1. Zgodnie z wariantem 3. Na podstawie obliczeń otrzymano znacznie wyższą wartość od pozostałych. Wynika to z tego, że systemy kolejkowe zastosowane w wariantach 1. i 2. nie uwzględniają odchylenia standardowego, a jedynie wartość średnią krzywej gęstości prawdopodobieństwa czasu pojawiających się zgłoszeń i czasu obsługi zgłoszeń porcji pary. Z danych zawartych w tabeli 29 wynika, że współczynnik zmienności (stosunek odchylenia standardowego do wartości średniej czasu pojawiających się zgłoszeń i czasu obsługi zgłoszeń) wynosi odpowiednio 0,7 i 0,6. Rozpatrywana sytuacja na statku Blandine jest typowa, ponieważ średni czas obsługi zgłoszeń porcji pary jest większy niż średni czas pojawiających się zgłoszeń. W teorii masowej obsługi tak system jest nazywany niestabilnym. W teoretycznym przypadku – przy braku skraplacza nadmiarowego oraz możliwości gromadzenia porcji pary w kolejce – kolejka ta dążyłaby do nieskończoności. W celu sprawdzenia wpływu odchylenia standardowego czasu pojawiających się zgłoszeń i czasu obsługi zgłoszeń porcji pary we wszystkich trzech wariantach przyjęto na potrzeby symulacji, że to odchylenie standardowe będzie równe 5% wartości średniej czasu pojawiających się zgłoszeń i czasu obsługi zgłoszeń (jest to najniższe odchylenie standardowe zarejestrowane podczas badań empirycznych na innych statkach). Z tego powodu do symulacji przyjęto nowe wartości przedstawione w tabeli 30. Nie ograniczono symulacji wariantu 3. przez wartości minimalne i maksymalne.

Tabela 30. Zestawienie danych wejściowych do analizy porównawczej – system niestabilny

Rozkład czasu pojawiających się zgłoszeń	Wartość średnia	t_{KU}^{sr}	1 [s]
	Odchylenie standardowe	$\sigma_{t_{KU}}$	0,05 [s]
Rozkład czasu obsługi zgłoszeń	Wartość średnia	t_{OC}^{sr}	2 [s]
	Odchylenie standardowe	$\sigma_{t_{OC}}$	0,1 [s]
Wielkość porcji pary		–	1 [kg]
Liczba miejsc w pierwszej kolejce		k_1	5
Liczba miejsc w drugiej kolejce		k_2	5

Po przeliczeniu jednostek okazało się, że we wszystkich wariantach średnia wydajność kotła utylizacyjnego wynosi 3600 kg/h, a średnie zapotrzebowanie urządzeń na parę 1800 kg/h. Obliczona przepustowość skraplacza nadmiarowego przy założeniu 95% prawdopodobieństwa, że skraplacz będzie w stanie skropić cały strumień pary, wynosi:

- dla wariantu 1.: 2434,70 kg/h,
- dla wariantu 2.: 2320,83 kg/h,
- dla wariantu 3.: 2181,82 kg/h.

Odchylenie standardowe czasu pojawiających się zgłoszeń oraz czasu obsługi porcji pary przyjęte jako 5% wartości średniej czasu pojawiających się zgłoszeń oraz czasu obsługi porcji pary pokazało, że ma ogromny wpływ na symulację. W przypadku odchylenia wynoszącego 10% wartości średniej skraplacz nadmiarowy w wariantach 1. i 2. musi mieć przepustowość aż 3871 kg/h. Obciążenie systemu ρ założone zostało na poziomie 95%. Gdyby w modelu masowej obsługi przyjęć obciążenie systemu 100%, wielkość dobieranego skraplacza nadmiarowego w wariantach 1. i 2. dążyłaby do nieskończoności [26], a w wariantach 3. byłaby nielogicznie duża.

Ostatecznie do obliczeń wykonanych w niniejszej pracy wykorzystano wariant 3. Program PythonMMO pozwala na precyzyjną analizę „krok po kroku” systemu masowej obsługi, z uwzględnieniem logarytmiczno-normalnych funkcji gęstości prawdopodobieństwa. Uwzględnia również rzeczywiste wartości odchyleń standardowych.

6.4. Porównanie systemu kolejkowego i metody opartej na splotach rozkładów Gaussa

Porównania obliczeń dokonanych za pomocą metod wykorzystujących systemy kolejkowe oraz sploty rozkładów Gaussa dokonano na przykładzie części pomiarów na statku Blandine. Obie metody zostały opisane w podrozdziałach 2.2 i 2.3. Ponieważ porównania dokonano dla jednego statku, zdecydowano o obliczeniach (w przeciwieństwie to pozostałej części pracy) na podstawie masowego strumienia pary i masowych porcji pary o wartości 1 kg. W przypadku systemu masowej obsługi opisano histogram czasu pojawiających się zgłoszeń oraz czas obsługi zgłoszeń porcji pary za pomocą logarytmiczno-normalnej krzywej gęstości prawdopodobieństwa (66). Dla metody opartej na splotach rozkładów Gaussa histogramy wytwarzania i zapotrzebowania na ciepło opisano rozkładami normalnymi (65).

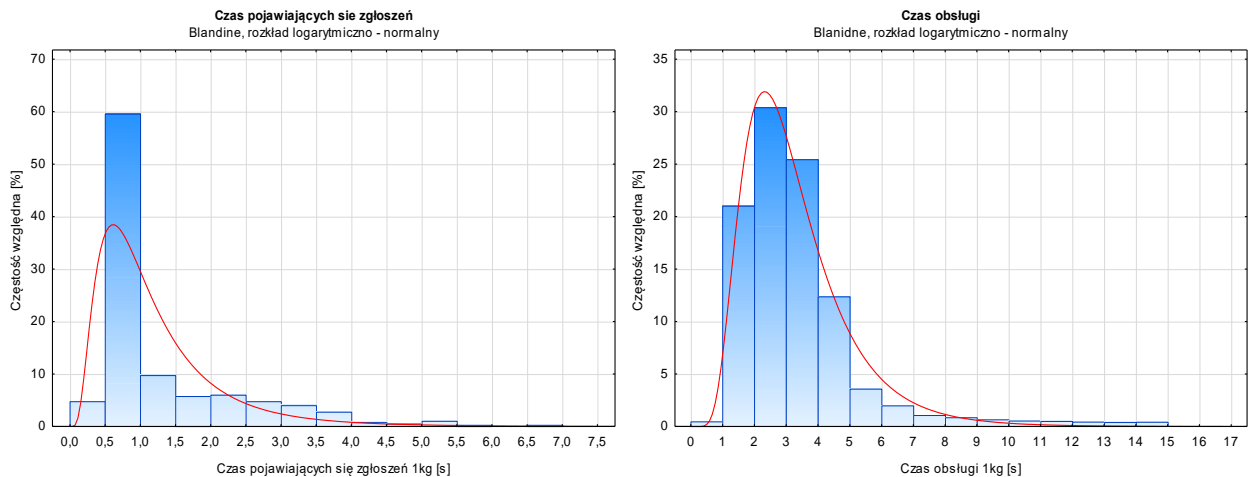
Funkcja gęstości prawdopodobieństwa rozkładu normalnego [47]:

$$f(x) = \frac{1}{\sigma^{norm}\sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(x-\mu^{norm})^2}{2\sigma^{norm2}}} \quad x \in R \quad (65)$$

Funkcja gęstości prawdopodobieństwa rozkładu logarytmiczno-normalnego [47]:

$$f(x) = \frac{1}{\sigma^{ln}x\sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(\ln x - \mu^{ln})^2}{2\sigma^{ln2}}} \quad x \in R > 0 \quad (66)$$

Na rys. 32 przedstawiono histogramy czasu pojawiających się zgłoszeń i czasu obsługi zgłoszeń porcji pary. Zestawienie wartości odczytanych i obliczonych za pomocą programu opisanego w podrozdziale 2.2 pokazano w tabeli 31. Przy obliczaniu mocy cieplnej skraplacza nadmiarowego przyjęto, że będzie on w stanie skroplić cały strumień pary z prawdopodobieństwem 90%.



Rys. 32. Histogramy czasu pojawiających się zgłoszeń i czasu obsługi zgłoszeń porcji 1 kg pary dla statku Blandine

Tabela 31. Zestawienie parametrów rozkładów logarytmiczno-normalnych czasu pojawiających się zgłoszeń oraz czasu obsługi zgłoszeń porcji pary dla statku Blandine

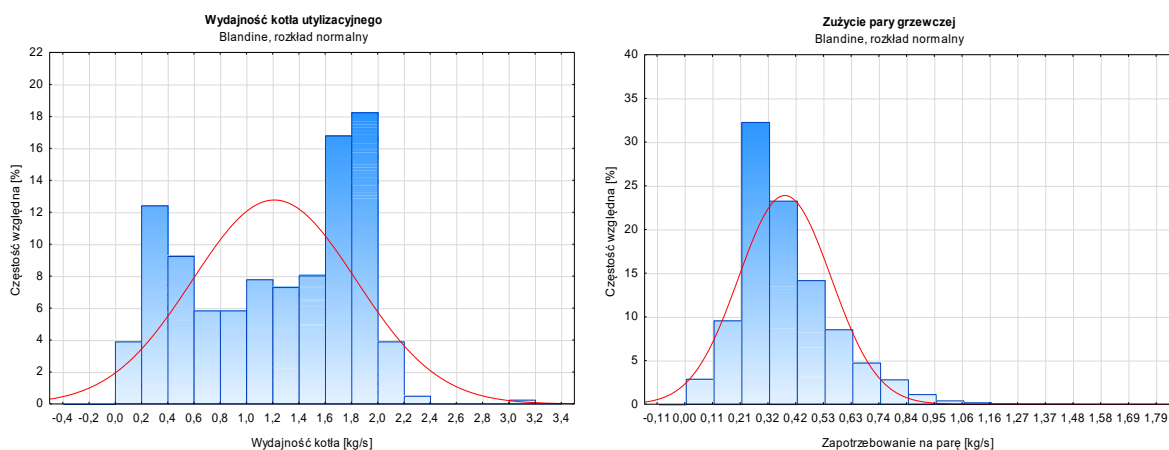
Blandine	Czas pojawiających się zgłoszeń 1 kg [-]		Czas obsługi 1kg pary [-]		Minimalny czas obsługi 1kg pary przez skraplacz nadmiarowy [s]
Rozkład logarytmiczno-normalny	μ_{KU}^{ln}	-0,0351	μ_{OC}^{ln}	1,0726	0,53
	σ_{KU}^{ln}	0,6739	σ_{OC}^{ln}	0,4799	
	średni czas [s]	1,26	średni czas [s]	3,32	



Po obliczeniu otrzymano przepustowość skraplacza nadmiarowego:

$$\dot{m}_{SN1} = \frac{3600}{0,53} = 6792 \text{ [kg/h]} \quad (67)$$

Rys. 33 przedstawia histogramy wydajności kotła utylizacyjnego oraz zużycia pary grzewczej przez odbiorniki ciepła na statku. Po obliczeniu ich średniej arytmetycznej oraz odchylenia standardowego, zgodnie ze wzorami (13) i (14) obliczono parametry rozkładu normalnego przepustowości skraplacza nadmiarowego. Zestawienie wartości odczytanych i obliczonych przedstawiono w tabeli 32.



Rys. 33. Histogramy wydajności kotła i zapotrzebowania na parę dla statku Blandine

Tabela 32. Zestawienie parametrów rozkładów normalnych wydajności kotła i zapotrzebowania na parę dla statku Blandine

Blandine	Wydajność kotła utylizacyjnego [kg/s]		Zapotrzebowanie na parę [kg/s]		Wynikowa przepustowość skraplacza nadmiarowego [kg/s]	
Rozkład normalny	μ_{KU}^{norm}	1,2125	μ_{OC}^{norm}	0,3810	μ_{SN}^{norm}	0,8315
	σ_{KU}^{norm}	0,6249	σ_{OC}^{norm}	0,1763	σ_{SN}^{norm}	0,4486

Średnia przepustowość skraplacza nadmiarowego wyniosła 0,8315 kg/s (2993,4 kg/h). Uwzględniając odchylenie standardowe, obliczona przepustowość skraplacza nadmiarowego powinna wynosić z 95% prawdopodobieństwem ($\mu + 2\sigma$):

$$\dot{m}_{SN2} = 2993,4 + 2 \cdot 1614,96 = 6223 \text{ [kg/h]} \quad (68)$$

Pomimo dwóch różnych metod obliczania tej samej wartości na powyższym przykładzie można zauważyć, że otrzymane wyniki są bardzo zbliżone. Pozwala to na zastosowanie w procesie projektowania dowolnej z dwóch metod. W niniejszej pracy w algorytmie obliczeniowym opisanym w podrozdziale 7.1 będą proponowane obie metody, a uzyskane wyniki o zbliżonych wartościach mogą świadczyć o poprawności obliczeń.

6.5. Dobór parametrów urządzeń w instalacji grzewczej

W rozdziale 4 pokazano metodę doboru parametrów rozkładów teoretycznych dla wytwarzania ciepła przez kocioł utylizacyjny i czasu pojawiających się zgłoszeń porcji ciepła, a w rozdziale 5 – parametrów rozkładów teoretycznych zapotrzebowania na ciepło i czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła. Ponadto w podrozdziałach 4.4 i 5.4 określono wpływ zmiennych niezależnych na zmienne zależne, czyli wspomniane parametry rozkładów prawdopodobieństwa. Dysponując powyższymi zależnościami, można na ich

podstawie określić parametry techniczne urządzeń wchodzących w skład instalacji grzewczej, które są dobierane przez projektanta siłowni okrętowej na etapie projektu klasyfikacyjnego. Wybrane parametry urządzeń i armatury, które mogą zostać obliczone dzięki metodzie zaproponowanej w tej pracy to:

- wydajność kotła utylizacyjnego,
- wydajność kotła opalanego,
- moc cieplna skraplacza nadmiarowego,
- moc cieplna chłodnicy skroplin,
- wydajność pomp zasilających i obiegowych,
- średnica rurociągów parowych oraz skroplinowych.

W kolejnych podrozdziałach (6.5.1 – 6.5.6) została przedstawiona metodyka obliczania każdego z wymienionych parametrów urządzeń. Część z nich można obliczyć za pomocą jednej z dwóch metod przedstawionych w podrozdziałach 2.2 i 2.3. Przy metodzie opartej na splotach Gaussa wartość średnia i odchylenie standardowe są parametrami rozkładu normalnego mocy cieplnej kotła utylizacyjnego lub zapotrzebowania na ciepło. Korzystając z metody opartej na modelach masowej obsługi, należy pamiętać o tym, że wartości parametrów rozkładu logarytmiczno-normalnego nie są tak samo interpretowane jak parametry rozkładu normalnego. Są one wartościami niemianowanymi. Dopiero ich logarytm naturalny będzie wartością absolutną wyrażoną w [s/MJ]. Aby obliczyć medianę M_x równą wartości średniej geometrycznej rozkładu logarytmiczno-normalnego, korzysta się ze wzoru [99], [100]:

$$M_x = \mu^{geo\ ln} = e^{\mu^{ln}} \quad (69)$$

Zdecydowano się na zastosowanie wartości średniej geometrycznej rozkładu logarytmiczno-normalnego zamiast wartości średniej arytmetycznej, ponieważ logarytm średniej geometrycznej jest równocześnie wartością oczekiwaną w rozkładzie normalnym logarytmu zmiennej x . Obliczona mediana będzie odpowiednikiem średniego czasu pojawiających się zgłoszeń oraz średniego czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła dla poszczególnych obliczeń. Aby z kolei wyznaczyć wartość maksymalną, należy do powyższej mediany dodać iloczyn mediany i odchylenia standardowego, który jest miarą rozproszenia zmiennej losowej względem średniej geometrycznej. W rezultacie można przedstawić je jako wartości absolutne [100]:

$$\tau \cdot \sigma^{geo\ ln} = \mu^{geo\ ln} \cdot (e^{\tau \cdot \sigma^{ln}} - 1) \quad (70)$$

gdzie:

μ^{ln}, σ^{ln} – parametr kształtu i skali rozkładu logarytmiczno-normalnego [–]

$\mu^{geo\ ln}, \sigma^{geo\ ln}$ – średnia geometryczna i odchylenie standardowe rozkładu logarytmiczno-normalnego [s]

τ – współczynnik określający prawdopodobieństwo zmiennej losowej w przedziale ufności [–]

Należy jednak pamiętać o tym, że w metodzie masowej obsługi używa się jednostek czasu trwania wytworzenia porcji ciepła [s/MJ], której odwrotnością jest strumień ciepła. Zapisując odwrotność wartości średniej geometrycznej rozkładu logarytmiczno-normalnego, otrzymuje się wzór na wytworzony w kotle lub wykorzystany przez odbiorniki strumień ciepła czynnika grzewczego:

$$\dot{Q}^{sr} = \frac{1}{\mu^{geo\ ln}} = \frac{1}{t_{KU/OC}} \quad (71)$$

Podobna sytuacja wystąpi przy przekształceniu odchylenia standardowego. Nie można wprost stwierdzić, że odchyleniem standardowym strumienia ciepła będzie odwrotność odchylenia standardowego czasu pojawiających się zgłoszeń lub czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła. Powodowałyby to pojawienie się współczynnika τ w mianowniku. Ponadto zwiększanie przedziału ufności zmniejszałyby wartość odchylenia standardowego od średniej geometrycznej. Należy wykonać to przekształcenie na jednostkach niemianowanych. Maksymalny strumień ciepła liczony jest zgodnie z następującym wzorem:



$$\dot{Q}^{max} = \frac{1}{\mu^{geo\ ln}} + \frac{1}{\mu^{geo\ ln}} \cdot (e^{\tau \cdot \sigma^{ln}} - 1) \quad (72)$$

Można go przekształcić do prostszej postaci za pomocą wzoru (69):

$$\dot{Q}^{max} = \frac{e^{\tau \cdot \sigma^{ln}}}{e^{\mu^{ln}}} \quad (73)$$

Tabela 33 przedstawia zestawienie zakresu przedziału ufności rozkładu normalnego i logarytmiczno-normalnego wraz z korespondującymi wartościami prawdopodobieństwa oznaczającego szansę, że moc cieplna dobieranego urządzenia nie będzie zbyt niska [59]. Współczynnik opisany literą τ to mnożnik odchylenia standardowego w przedziale od 0,5 do 3,5. Na podstawie przykładu z podrozdziału 6.4 można uzyskać zbliżony wynik przepustowości skraplacza nadmiarowego, zakładając maksymalne odchylenie jako 2σ .

Tabela 33. Przedziały ufności dla rozkładu normalnego i logarytmiczno-normalnego.

Maksymalne oddalenie od wartości oczekiwanej, rozkład normalny	Maksymalne oddalenie od średniej geometrycznej, rozkład log-normalny	Przedział ufności
$\mu^{norm} + 0,5 \cdot \sigma^{norm}$	$e^{0,5 \cdot \sigma^{ln}} / e^{\mu^{ln}}$	38,29%
$\mu^{norm} + 1 \cdot \sigma^{norm}$	$e^{1 \cdot \sigma^{ln}} / e^{\mu^{ln}}$	68,27%
$\mu^{norm} + 1,5 \cdot \sigma^{norm}$	$e^{1,5 \cdot \sigma^{ln}} / e^{\mu^{ln}}$	86,64%
$\mu^{norm} + 2 \cdot \sigma^{norm}$	$e^{2 \cdot \sigma^{ln}} / e^{\mu^{ln}}$	95,45%
$\mu^{norm} + 2,5 \cdot \sigma^{norm}$	$e^{2,5 \cdot \sigma^{ln}} / e^{\mu^{ln}}$	98,76%
$\mu^{norm} + 3 \cdot \sigma^{norm}$	$e^{3 \cdot \sigma^{ln}} / e^{\mu^{ln}}$	99,73%
$\mu^{norm} + 3,5 \cdot \sigma^{norm}$	$e^{3,5 \cdot \sigma^{ln}} / e^{\mu^{ln}}$	99,95%

6.5.1. Kocioł utylizacyjny

Wartość strumienia ciepła wytwarzanego przez kocioł utylizacyjny można obliczyć, bazując na parametrach rozkładu teoretycznego opisującego histogram strumienia ciepła wytwarzanego w kotle utylizacyjnym lub czasu pojawiających się zgłoszeń porcji ciepła. W modelach masowej obsługi średni czas pojawiających się zgłoszeń porcji ciepła jest odwrotnością wartości średniej strumienia ciepła wytwarzanego w kotle utylizacyjnym:

$$\dot{Q}_{KU}^{sr} = \frac{1}{t_{KU}} = \frac{1}{e^{\mu_{KU}^{ln}}} \quad (74)$$

Aby obliczyć możliwości wytwarzania strumienia ciepła w kotle utylizacyjnym, należy wartość średnią z równania (74) pomnożyć przez odchylenie standardowe (70), jednakże dla czasu pojawiających się zgłoszeń, a nie dla czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła:

$$\dot{Q}_{KU}^{max} = \dot{Q}_{KU}^{sr} \cdot e^{\tau \cdot \sigma_{KU}^{ln}} \quad (75)$$

Należy też uwzględnić fakt, że zbyt wysoka wartość przyjętego współczynnika τ może spowodować, że maksymalny strumień ciepła kotła utylizacyjnego będzie wyższy niż wynikający bezpośrednio ze strumienia spalin dostarczanego do kotła przez silnik główny. Ponadto strumień \dot{Q}_{KU}^{max} będzie dużo wyższy niż zapotrzebowanie na ciepło, co daje możliwość rozważenia zastosowania systemu turbogeneratora utylizacyjnego.

Z metody opartej na splotach rozkładów Gaussa wynika, że maksymalna wartość strumienia ciepła wytwarzanego w kotle utylizacyjnym będzie równa sumie średniej wartości strumienia ciepła wytwarzanego w kotle utylizacyjnym i iloczynowi współczynnika τ oraz odchylenia standardowego:

$$\dot{Q}_{KU}^{max} = \mu_{KU}^{norm} + \tau \cdot \sigma_{KU}^{norm} \quad (76)$$

6.5.2. Kocioł opalany

Kocioł opalany jest wykorzystywany głównie podczas stanu eksploatacyjnego postój w porcie, gdy silnik główny statku jest wyłączony, lub okresowo w warunkach wysokiego zapotrzebowania na ciepło – podczas stanu eksploatacyjnego pływania w morzu. Minimalna moc cieplna kotła powinna być zazwyczaj równa maksymalnemu zapotrzebowaniu ciepła podczas postoju w porcie. Minimalna moc cieplna kotła będzie wyższa wtedy, gdy statek jest wyposażony w odbiorniki ciepła przekraczające swoim zapotrzebowaniem możliwości wytwarzania ciepła przez kocioł utylizacyjny, np. podgrzewanie ładunku przewożonego przez zbiornikowce lub podgrzewanie technologiczne na trawlerach-przetwórnich. W niniejszej pracy zbierano dane dotyczące stanu eksploatacyjnego pływania w morzu, jednakże uzupełniając je o dane zapotrzebowania ciepła przez odbiorniki wykorzystywane w porcie można zapisać:

$$\dot{Q}_{KO}^{max} = \dot{Q}_{OC}^{max port} \quad (77)$$

W celu zgrubnego oszacowania wartości strumienia ciepła wytwarzanego w kotle opalonym przeanalizowano stosunek tego strumienia podczas stanu eksploatacyjnego postój w porcie do strumienia ciepła wytwarzanego przez kocioł utylizacyjny podczas stanu eksploatacyjnego pływania w morzu dla danych pochodzących z pięciu statków (Blandine, Balbina, Valdivia, Allegoria i AAL Gladstone). W każdym przypadku stosunek średniego strumienia ciepła kotła utylizacyjnego do średniego strumienia ciepła kotła opalanego wynosił od 0,77 do 0,81 dla całości danych pochodzących z dzienników maszynowych i dla średniego obciążenia silnika głównego. Ponadto na wszystkich tych statkach kocioł opalany został dobrany w ten sposób, że miał te same parametry techniczne co kocioł utylizacyjny.

6.5.3. Skraplacz nadmiarowy

Maksymalna moc cieplna skraplacza nadmiarowego wyrażona w [MJ/s] jest bezpośrednim wynikiem symulacji przeprowadzonej za pomocą modelu masowej obsługi. Obliczony czas obsługi zgłoszeń porcji ciepła w skraplaczu nadmiarowym jest odwrotnością maksymalnego wykraplanego strumienia ciepła pary wodnej:

$$\dot{Q}_{SN}^{max} = \frac{1}{t_{SN}} \quad (78)$$

Z metody opartej na splotach rozkładów Gaussa wynika, że średnia wartość mocy cieplnej skraplacza nadmiarowego będzie różnicą pomiędzy średnią mocą cieplną kotła utylizacyjnego, a średnim zapotrzebowaniem na ciepło przez odbiorniki:

$$\mu_{SN} = \mu_{KU}^{norm} - \mu_{OC}^{norm} \quad (79)$$

Oprócz wartości średniej mocy cieplnej skraplacza nadmiarowego, należy obliczyć odchylenie standardowe mocy cieplnej skraplacza nadmiarowego będące pierwiastkiem różnicy wariancji mocy cieplnej kotła utylizacyjnego i zapotrzebowania na parę przez odbiorniki ciepła:

$$\sigma_{SN} = \sqrt{\sigma_{KU}^{norm2} - \sigma_{OC}^{norm2}} \quad (80)$$

Maksymalną moc cieplną skraplacza można określić przez dodanie do wartości średniej iloczynu odchylenia standardowego i współczynnika τ , który określa, z jakim prawdopodobieństwem wartość oczekiwana znajduje się wewnątrz przedziału ufności:

$$\dot{Q}_{SN}^{max} = \mu_{SN} + \tau \cdot \sigma_{SN} \quad (81)$$

W sytuacji awaryjnej, gdy skraplacz nadmiarowy nie będzie w stanie skroplić całej pary, należy w systemie przewidzieć zawór upustowy lub zapewnić uruchomienie dodatkowych niewykorzystanych odbiorników ciepła, które są normalnie wyłączone (np. ogrzewanie szlamu w zbiorniku szlamowym). W razie upuszczenia pary do atmosfery lub do wentylowanej skrzyni cieplnej, należy zwracać uwagę na to, aby poziom wody w skrzyni cieplnej znajdował się między dopuszczalnym minimum a maksimum. Sytuacja, w której dobrany, za pomocą metody opisanej w tej pracy skraplacz nadmiarowy nie jest w stanie skroplić całej pary, jest bardzo mało prawdopodobna, aczkolwiek mogłaby wystąpić w skrajnych warunkach. Przykładem takich warunków może być zużycie zapasu paliwa ciężkiego i zasilanie silników głównych paliwem lekkim przy pełnym obciążeniu wszystkich silników, których spaliny zasilają kocioł utylizacyjny (np. podczas omijania rejonu morza, na którym występują niebezpieczne warunki pogodowe oraz w warunkach tropikalnych, podczas najwyższych temperatur powietrza atmosferycznego i wody zaburtowej). W takim wypadku kocioł utylizacyjny pracuje z maksymalną wydajnością, a brak paliwa ciężkiego oraz warunki tropikalne powodują bardzo niskie zapotrzebowanie na ciepło.

6.5.4. Chłodnica skroplin

Moc cieplna chłodnicy skroplin wynika z maksymalnego zapotrzebowania na ciepło. Chłodnica powinna móc schłodzić strumień skroplin za odbiornikami ciepła podczas ich maksymalnego obciążenia od temperatury 100°C do około 80–90°C. W wypadku metody masowej obsługi, na podstawie średniego czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła w odbiornikach, można określić średni strumień ciepła we wszystkich odbiornikach ciepła na statku, który jest jego odwrotnością:

$$\dot{Q}_{OC}^{sr} = \frac{1}{t_{OC}} = \frac{1}{e^{\mu_{OC}^{ln}}} \quad (82)$$

Do obliczenia średniego strumienia ciepła oddawanego w chłodnicy skroplin należy skorzystać ze wzoru [18]:

$$\dot{Q}_{CH}^{sr} = \frac{\dot{Q}_{OC}^{sr}}{i_{par} - i_w} c_{pw} \cdot (100 - t_w) \quad (83)$$

Aby określić maksymalną moc cieplną chłodnicy skroplin wyrażoną w [MJ/s], należy przy użyciu równania (84) zapisać:

$$\dot{Q}_{CH}^{max} = \dot{Q}_{CH}^{sr} \cdot e^{\tau \cdot \sigma_{OC}^{ln}} \quad (84)$$

Z metody opartej na splotach rozkładów Gaussa wynika, że maksymalna wartość mocy cieplnej chłodnicy skroplin będzie równa sumie średniej wartości zapotrzebowania na ciepło i iloczynowi współczynnika τ oraz odchylenia standardowego. W celu dobrania współczynnika τ należy skorzystać z tabeli 33.

$$\dot{Q}_{CH}^{max} = \frac{\mu_{OC}^{norm}}{i_{par} - i_w} c_{pw} \cdot (100 - t_w) + \tau \cdot \frac{\sigma_{OC}^{norm}}{i_{par} - i_w} c_{pw} \cdot (100 - t_w) \quad (85)$$

6.5.5. Pompy zasilające i obiegowe

Dobór pomp zasilających kocioł, jest bezpośrednim następstwem określenia wydajności kotłów. Masowy strumień wody zasysany przez pompę zasilającą kotły musi być równy lub większy od masowego strumienia pary wytwarzanej w kotłach utylizacyjnych i opalanych, co można zapisać:

$$\dot{V}_{PZ} = n \frac{\dot{Q}_{KU}^{max}}{\rho_w \cdot (i_{par} - i_w)} \quad (86)$$



gdzie:

n – współczynnik bezpieczeństwa 1,15 – 1,25[–]

\dot{V}_{PZ} – wydajność pomp zasilających [m^3/s]

Aby przeliczyć moc cieplną kotła utylizacyjnego na jego wydajność, należy skorzystać z zależności (30).

Pompy obiegowe powinny być dobrane zgodnie z zaleceniem producenta kotła. Generalnie przyjmuje się, że wartość wydajności pomp obiegowych powinna wynosić 8–10 krotność wydajności kotła [5], a w warunkach nominalnych przyjmuje się za wystarczającą 4–6 krotność wydajności kotła [101]. Ciśnienie tłoczenia pompy jest zależne od strat ciśnienia w instalacji oraz statycznej wysokości podnoszenia.

$$\dot{V}_{PO} = k \frac{\dot{Q}_{KU}^{max}}{\rho_w \cdot (i_{par} - i_w)} \quad (87)$$

gdzie:

k – krotność wydajności kotła [–]

\dot{V}_{PO} – wydajność pomp obiegowych [m^3/s]

6.5.6. Średnice rurociągów

Rurociągi w instalacji parowej można podzielić na 3 główne obszary pokazane na rys. 1. Główne średnice, które należy obliczyć, to: dolot wody zasilającej do kotła, wylot pary z kotła oraz rurociąg pary i skroplin przed i za skraplaczem nadmiarowym. Pozostałe odgałęzienia zależą od schematu instalacji parowej, rodzaju kotła, przepustowości i przyłączy poszczególnych urządzeń wchodzących w skład systemu. W instalacji oleju grzewczego można wyróżnić dwie główne średnice, pomijając odgałęzienia do odbiorników, mianowicie rurociąg dolotowy i wylotowy z podgrzewacza oleju i rurociąg do nadmiarowej chłodnicy oleju. Na podstawie równania ciągłości strugi wewnętrzna średnica rurociągu d_{wew} wynosi [78]:

$$d_{wew} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot v^{max} \cdot \rho}} \quad (88)$$

Zalecane maksymalne prędkości przepływu w rurociągach można przyjąć za pozycjami literaturowymi [18], [102] lub na podstawie przepisów towarzystwa klasyfikacyjnego American Bureau of Shipping [6].

W celu doboru średnicy rurociągu parowego za kotłem, we wzorze (88) jako strumień masowy wody zasilającej podstawiona zostanie tożsama wartość wydajności kotła. Dla rurociągu dolotowego do kotła – wydajność pomp zasilających, dla rurociągu skroplin za chłodnicą skroplin – przepustowość chłodnicy, a dla rurociągu skraplacza nadmiarowego – przepustowość skraplacza. Ponadto suma masowego natężenia przepływu przez chłodnicę skroplin i skraplacz nadmiarowy, powinna być równa wydajności pompy zasilającej kocioł. Masowe natężenie przepływu przez wybrane urządzenie można obliczyć ze wzoru (30) opisanego w podrozdziale 4.2 lub (54) – w podrozdziale 5.2.

6.6. Porównanie parametrów instalacji grzewczych określonych przy wykorzystaniu proponowanych metod z parametrami rzeczywistych instalacji grzewczych na wybranych statkach

W celu porównania parametrów głównych urządzeń instalacji grzewczych określonych przy zastosowaniu proponowanych metod probabilistycznych z parametrami instalacji grzewczych na rzeczywistych statkach wybrano dwa statki: Blandine oraz BBC Kwiatkowski. O wyborze zdecydowało to, że autor dysponował obszerną dokumentacją techniczną tych statków, w tym dotyczącą bilansu cieplnego. Dodatkowo istotny był fakt, że na jednym ze statków (Blandine) instalacją grzewczą była instalacja parowa, a na drugim – instalacja oleju grzewczego.



W tabelach 34 oraz 35 przedstawiono uproszczone bilanse cieplne dla wymienionych statków. Ich pełne bilanse znajdują się w załączniku G.

Tabela 34. Uproszczony bilans cieplny kontenerowca Blandine dla warunków letnich i zimowych dla stanu eksploatacyjnego pływania w morzu

Nazwa grupy odbiorników ciepła	Zapotrzebowanie na ciepło latem [kW]	Zapotrzebowanie na ciepło zimą [kW]
Zbiorniki zapasowe i przelewowe paliwa ciężkiego	99	897
Zbiorniki osadowe i rozchodowe paliwa ciężkiego	380	977
Zbiorniki ściekowe, brudnego oleju i szlamu	8	179
Zbiorniki oleju smarownego i oleju termicznego	1	60
Podgrzewacze i filtry w siłowni	395	399
Podgrzewanie rurociągów oleju opałowego	33	304
Klimatyzacja	210	210
Straty	16	150
Ogrzewanie pomieszczeń i siłowni	0	337
SUMA	1142	3513

Tabela 35. Uproszczony bilans cieplny drobnicowca BBC Kwiatkowski dla warunków letnich i zimowych dla stanu eksploatacyjnego pływania w morzu

Nazwa grupy odbiorników ciepła	Zapotrzebowanie na ciepło latem [kW]	Zapotrzebowanie na ciepło zimą [kW]
Zbiorniki zapasowe i przelewowe paliwa ciężkiego	104	182
Zbiorniki osadowe i rozchodowe paliwa ciężkiego	7	10
Zbiorniki ściekowe, brudnego oleju i szlamu	7	11
Zbiorniki oleju smarownego i oleju termicznego	3	9
Podgrzewacze i filtry w siłowni	105	105
Podgrzewanie rurociągów oleju opałowego	41	41
Klimatyzacja	0	124
Straty	9	16
Zimowe dogrzewanie siłowni	0	14
SUMA	276	512

W tabeli 36 przedstawiono zestawienie parametrów głównych urządzeń wchodzących w skład instalacji grzewczych na Blandine oraz BBC Kwiatkowski. Ograniczono się do kotłów utylizacyjnych oraz skraplacza nadmiarowego (nadmiarowej chłodnicy oleju grzewczego).

Tabela 36. Zestawienie parametrów wybranych urządzeń wchodzących w skład instalacji grzewczej na statkach Blandine i BBC Kwiatkowski

Urządzenie instalacji grzewczej	BBC Kwiatkowski	Blandine
Kocioł utylizacyjny	$N_{KU} = 650 \text{ kW}$	$m_{par} = 5000 \text{ kg/h}$ $p_{par} = 7 \text{ bar}$ $N_{KU} = 3410 \text{ kW}$
Skraplacz nadmiarowy / nadmiarowa chłodnica oleju	$Q_{SN} = 750 \text{ kW}$	$F_{SN} = 40 \text{ m}^2$ $Q_{SN} = 3370 \text{ kW}$

6.6.1. System masowej obsługi

Bazując na podstawowych danych badanego statku, obliczono na początku wartości parametrów kształtu i skali dla rozkładu logarytmiczno-normalnego czasu pojawiających się zgłoszeń z tabeli 17 oraz czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła z tabeli 28. Wzory istotne statystycznie o najwyższym współczynniku korelacji to odpowiednio:

- dla parametru kształtu czasu pojawiających się zgłoszeń dla $t_{sp2} = 180^\circ\text{C}$:

$$\mu_{KU\ 180}^{ln} = -0,00025N_{SG}^{nom} + 5,02 \cdot 10^{-9}N_{SG}^{nom^2} + 0,00025N_{SG}^{sr} - 1,14 \cdot 10^{-8}N_{SG}^{sr^2} + 0,5742 \quad (89)$$

- dla parametru skali czasu pojawiających się zgłoszeń dla $t_{sp2} = 180^\circ\text{C}$:

$$\sigma_{KU\ 180}^{ln} = 0,000035N_{SG}^{nom} - 3,52 \cdot 10^{-10}N_{SG}^{nom^2} - 0,000078N_{SG}^{sr} + 2,93 \cdot 10^{-9}N_{SG}^{sr^2} + 0,2634 \quad (90)$$

- dla parametru kształtu czasu pojawiających się zgłoszeń dla $t_{sp2} = 210^\circ\text{C}$:

$$\mu_{KU\ 210}^{ln} = (-2,61 \cdot N_{SG}^{nom} - 7,32 \cdot N_{SG}^{sr} + 110975) \cdot 10^{-5} \quad (91)$$

- dla parametru skali czasu pojawiających się zgłoszeń dla $t_{sp2} = 210^\circ\text{C}$:

$$\sigma_{KU\ 210}^{ln} = (1,71 \cdot N_{SG}^{nom} - 0,77 \cdot N_{SG}^{sr} + 9649) \cdot 10^{-5} \quad (92)$$

- dla parametru kształtu czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła:

$$\frac{\mu_{OC}^{ln}}{N_{SG}^{nom}} = \left[-0,12\bar{N}_{SG}^{sr^2} + 18,19\bar{N}_{SG}^{sr} - 1,08t_w^2 + 44,98t_w + 0,56t_{pow}^2 - 17,511t_{pow} - 686,3 \right] \cdot 10^{-6} \quad (93)$$

- dla parametru skali czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła:

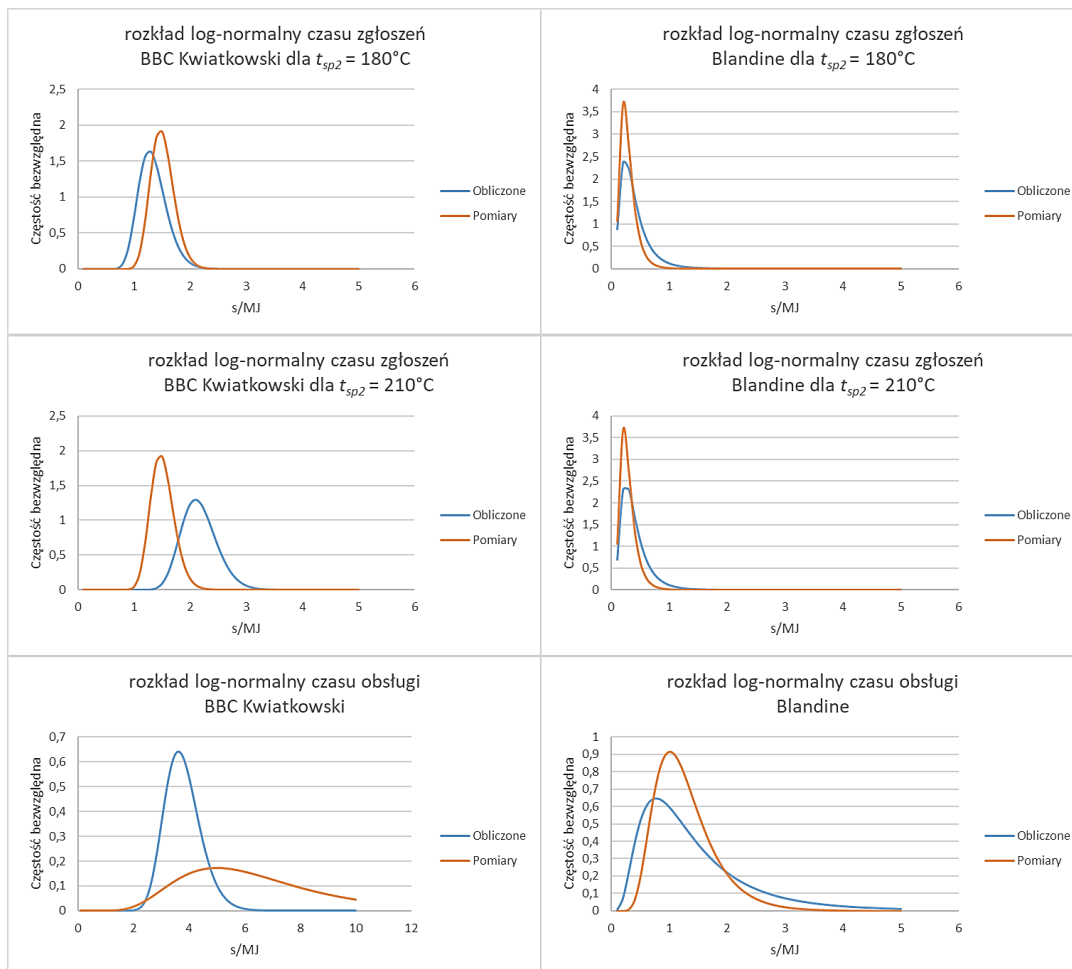
$$\frac{\sigma_{OC}^{ln}}{N_{SG}^{nom}} = \left[-0,0084\bar{N}_{SG}^{sr^3} + 124,67\bar{N}_{SG}^{sr} - 1,07t_w^3 + 47,1t_w^2 - 474,9t_w - 2,03t_{pow} - 1814 \right] \cdot 10^{-8} \quad (94)$$

Po podstawieniu zmiennych niezależnych z tabeli 15 i tabeli 26 dla Blandine i BBC Kwiatkowski otrzymano wyniki, które znajdują się w tabeli 37. Parametry czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła zostały podzielone przez moc nominalną silnika głównego odpowiedniego statku.

Tabela 37. Parametry rozkładów logarytmiczno-normalnych czasu pojawiających się zgłoszeń oraz czasu obsługi tych zgłoszeń określonych przy zastosowaniu metod masowej obsługi dla badanych statków Blandine i BBC Kwiatkowski

Nazwa statku	Parametry rozkładu czasu pojawiających się zgłoszeń, dla $t_{sp2} = 180^\circ\text{C}$		Parametry rozkładu czasu pojawiających się zgłoszeń, dla $t_{sp2} = 210^\circ\text{C}$		Parametry czasu obsługi zgłoszeń	
	$\mu_{KU\ 180}^{ln}$	$\sigma_{KU\ 180}^{ln}$	$\mu_{KU\ 210}^{ln}$	$\sigma_{KU\ 210}^{ln}$	μ_{OC}^{ln}	σ_{OC}^{ln}
Blandine	-1,110	0,590	-1,087	0,564	0,159	0,648
BBC Kwiatkowski	0,275	0,187	0,761	0,146	1,315	0,169

Aby zobaczyć podobieństwo rozkładów obliczonych na podstawie wzorów (89)–(94) (zaznaczono je kolorem niebieskim) oraz rozkładów teoretycznych otrzymanych na podstawie rzeczywistych histogramów czasu pojawiających się zgłoszeń i czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła (zaznaczono je kolorem pomarańczowym), zestawiono je dla obu statków na rys. 34.



Rys. 34. Zestawienie rozkładów logarymiczno-normalnych czasu pojawiających się zgłoszeń i czasu obsługi obliczonych ze wzorów oraz uzyskanych z histogramów dla statków BBC Kwiatkowski i Blandine

Wizualnie można ocenić, że w czterech przypadkach wykresy są do siebie bardzo podobne. Największą różnicę widać dla czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła w przypadku statku BBC Kwiatkowski. Różnica ta wynika głównie z różniących się współczynników skali. Wyznaczony wzór miał jeden z najniższych współczynników korelacji.

Dysponując obliczonymi parametrami rozkładów logarymiczno-normalnych czasu pojawiających się zgłoszeń i czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła, można bezpośrednio obliczyć moc cieplną kotła utylizacyjnego za pomocą wzoru (75). Do przeliczenia strumienia ciepła na strumień masy należy skorzystać ze wzoru (52).

Do obliczenia mocy cieplnej skraplacza nadmiarowego (nadmiarowej chłodnicy oleju) wykorzystano program PythonMMO, którego kod znajduje się w załączniku E. Do symulacji użyto obliczonych parametrów z tabeli 37 oraz wartości minimalne i maksymalne czasu pojawiających się zgłoszeń i czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła z tabeli 13 oraz 21. W symulacji założono dwa poziomy ufności 80% i 90%. Wyniki obliczeń przedstawiono w tabeli 39.

6.6.2. Sploty Gaussa

Analogicznie jak w poprzednim podrozdziale 0 procedurę obliczeniową należy rozpocząć od określenia parametrów rozkładów teoretycznych. Będą to wartość średnia i odchylenie standardowe strumienia ciepła wytwarzanego w kotle utylizacyjnym dla rozkładu normalnego z tabeli 17 oraz wartość średnia i odchylenie standardowe strumienia ciepła zapotrzebowanego przez odbiorniki dla rozkładu normalnego z tabeli 28. Wzory istotne statystycznie o najwyższym współczynniku korelacji to odpowiednio:

- dla wartości średniej wytwarzania ciepła w kotle utylizacyjnym dla $t_{sp2} = 180^{\circ}\text{C}$:

$$\mu_{KU\ 180}^{norm} = -0,00005N_{SG}^{nom} + 1,1857 \ln N_{SG}^{nom} + 0,0002N_{SG}^{sr} - 9,8242 \quad (95)$$

- dla wartości odchylenia standardowego wytwarzania ciepła w kotle utylizacyjnym dla $t_{sp2} = 180^{\circ}\text{C}$:

$$\sigma_{KU\ 180}^{norm} = 0,0002N_{SG}^{nom} - 3,378 \cdot 10^{-9}N_{SG}^{nom2} - 0,000375N_{SG}^{sr} + 1,562 \cdot 10^{-8}N_{SG}^{sr2} + 0,41048 \quad (96)$$

- dla wartości średniej wytwarzania ciepła w kotle utylizacyjnym dla $t_{sp2} = 210^{\circ}\text{C}$:

$$\mu_{KU\ 210}^{norm} = (8,24 \cdot N_{SG}^{nom} + 6,36 \cdot N_{SG}^{sr} - 2278) \cdot 10^{-5} \quad (97)$$

- dla wartości odchylenia standardowego wytwarzania ciepła w kotle utylizacyjnym dla $t_{sp2} = 210^{\circ}\text{C}$:

$$\sigma_{KU\ 210}^{norm} = (5,08 \cdot N_{SG}^{nom} - 0,11 \cdot N_{SG}^{sr} - 15108) \cdot 10^{-5} \quad (98)$$

- dla wartości średniej zapotrzebowania na ciepło przez odbiorniki na statku:

$$\frac{\mu_{OC}^{norm}}{N_{SG}^{nom}} = \left[-0,063\bar{N}_{SG}^{sr2} + 6,25\bar{N}_{SG}^{sr} - 34,01t_w + 6,82t_{pow} + 800 \right] \cdot 10^{-7} \quad (99)$$

- dla wartości odchylenia standardowego zapotrzebowania na ciepło przez odbiorniki na statku:

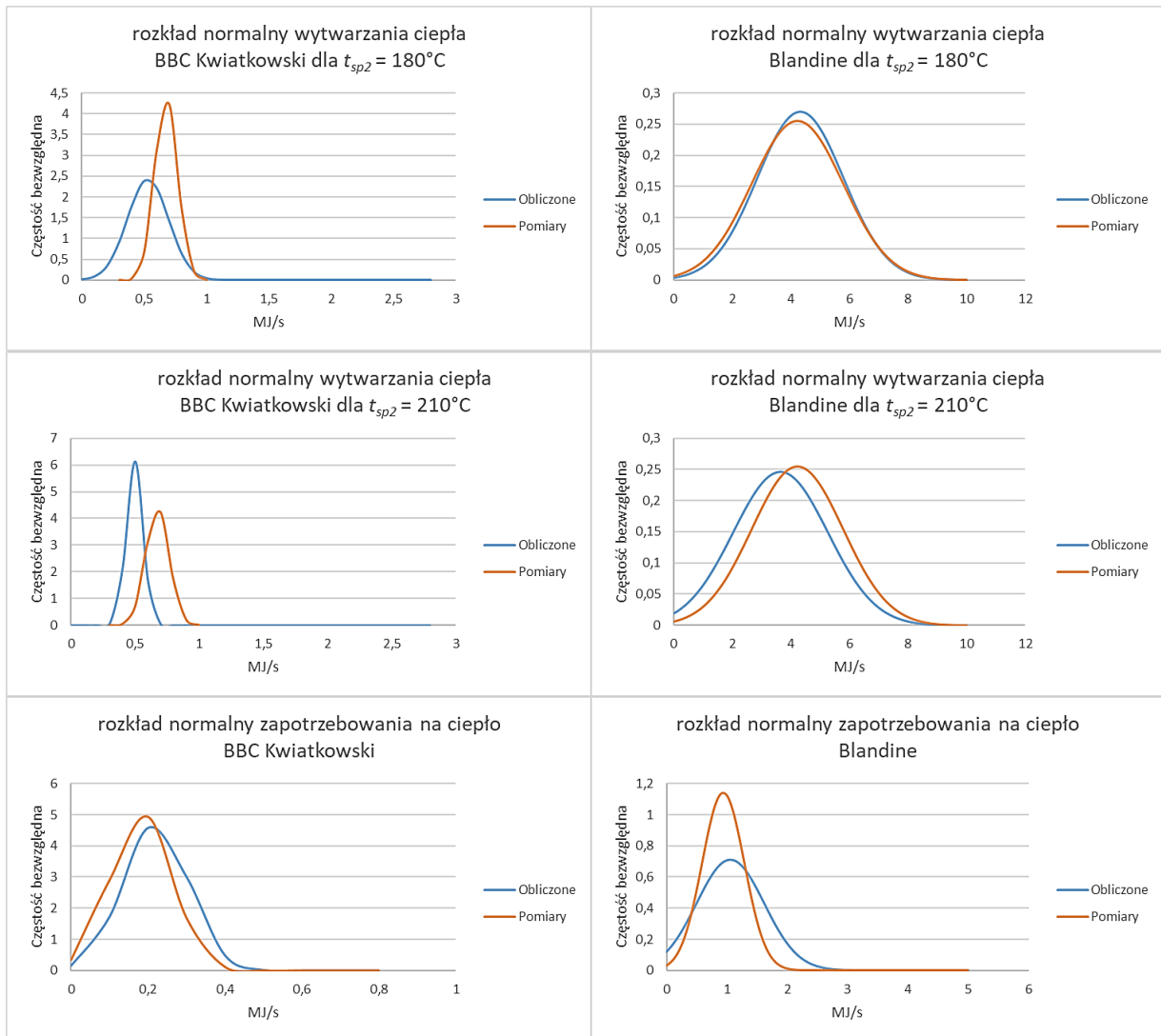
$$\frac{\sigma_{OC}^{norm}}{N_{SG}^{nom}} = \left[0,045\bar{N}_{SG}^{sr} - 24,82 \cdot \ln(\bar{N}_{SG}^{sr}) - 1,49t_w + 12,17 \cdot \ln(t_w) - 0,072t_{pow} - 1,24 \cdot \ln(t_{pow}) + 80,25 \right] \cdot 10^{-7} \quad (100)$$

Po podstawieniu zmiennych niezależnych z tabel 15 oraz 26 dla Blandine i BBC Kwiatkowski otrzymano wyniki, które zawiera tabela 38. Parametry zapotrzebowania na ciepło zostały podzielone przez moc nominalną silnika głównego.

Tabela 38. Parametry rozkładów normalnych na podstawie metody opartej na splotach Gaussa dla badanych statków Blandine i BBC Kwiatkowski

Nazwa statku	Wytwarzanie ciepła dla $t_{sp2} = 180^{\circ}\text{C}$		Wytwarzanie ciepła dla $t_{sp2} = 210^{\circ}\text{C}$		Zapotrzebowanie na ciepło	
	$\mu_{KU\ 180}^{norm}$	$\sigma_{KU\ 180}^{norm}$	$\mu_{KU\ 210}^{norm}$	$\sigma_{KU\ 210}^{norm}$	μ_{OC}^{norm}	σ_{OC}^{norm}
Blandine	4,316	1,475	3,637	1,320	1,058	0,560
BBC Kwiatkowski	0,530	0,165	0,495	0,095	0,220	0,085

Aby zobaczyć podobieństwo rozkładów obliczonych na podstawie wzorów (95)–(100) (zaznaczono je kolorem niebieskim) oraz rozkładów teoretycznych otrzymanych na podstawie rzeczywistych histogramów wydajności kotła i zapotrzebowania na ciepła przez odbiorniki (zaznaczono je kolorem pomarańczowym), zestawiono je dla obu statków na rys. 35.



Rys. 35. Zestawienie rozkładów normalnych wytwarzania i zapotrzebowania na ciepło obliczonych ze wzorów oraz uzyskanych z histogramów dla statków BBC Kwiatkowski i Blandine

Wizualnie można ocenić, że we wszystkich przypadkach wykresy są do siebie bardzo podobne.

Na podstawie obliczonych parametrów rozkładów normalnych można bezpośrednio obliczyć moc cieplną kotła utylizacyjnego, chłodnicy skroplin oraz skraplacza nadmiarowego zgodnie ze wzorami (76), (85) i (81).

6.6.3. Wyniki analizy porównawczej

Dobór kotła utylizacyjnego powinien być dokonany z uwzględnieniem rozkładu zapotrzebowanego ciepła (tabela 38) lub rozkładu czasu obsługi zgłoszeń (tabela 37). Przyjmując dane z tabeli 38, można określić maksymalne zapotrzebowanie ciepła na statku:

$$N_{OC}^{max} = N_{OC}^{sr} + \sigma_{OC} \quad \text{dla przedziału ufności } 0,682 \quad (101)$$

lub

$$N_{OC}^{max} = N_{OC}^{sr} + 2 \cdot \sigma_{OC} \quad \text{dla przedziału ufności } 0,954 \quad (102)$$

Zakładając poziom ufności 0,954, w przypadku statku Blandine otrzymano $N_{OC}^{max} = 2176 \text{ kW}$, a dla statku BBC Kwiatkowski $N_{OC}^{max} = 390 \text{ kW}$. Jeśli porówna się to z danymi z bilansów cieplnych (tabele 34 i 35), można zauważyć, że dla obu statków obliczone wartości zapotrzebowania na ciepło są mniejsze. Dobór kotła utylizacyjnego powinien zapewnić pokrywanie ciepła na założonym poziomie prawdopodobieństwa. Dane zawarte w tabeli 38 pozwalają na określenie minimalnej wydajności kotła utylizacyjnego:

$$N_{KU}^{min} = N_{KU}^{sr} - \sigma_{KU} \quad \text{dla przedziału ufności 0,682} \quad (103)$$

lub

$$N_{KU}^{min} = N_{KU}^{sr} - 2 \cdot \sigma_{KU} \quad \text{dla przedziału ufności 0,954} \quad (104)$$

Rozpatrując stan pływania w morzu, wydaje się, że odpowiednie będzie obliczenie wartości minimalnej wydajności kotła utylizacyjnego według zależności (104). Dla obu statków minimalne wydajności kotłów, zarówno dla $t_{sp2} = 180^\circ\text{C}$, jak i $t_{sp2} = 210^\circ\text{C}$, są większe od maksymalnego zapotrzebowania ciepła. Na statku Blandine dobrany jest kocioł utylizacyjny o wydajności 5000 kg pary/godz., co odpowiada mocy cieplnej 3420 kW. Z obliczeń dla $t_{sp2} = 210^\circ\text{C}$ wartość średnia mocy kotła utylizacyjnego wynosi 3637 kW, co sugeruje możliwość przyjęcia wyższej temperatury t_{sp2} niż 210°C .

Na statku BBC Kwiatkowski dobrany jest kocioł (nagrzewnica) utylizacyjny o mocy 650 kW. Z porównania obliczeń z danymi w tabeli 38 wynika, że można dobrać kocioł o mniejszej mocy (około 500 kW) przy założeniu $t_{sp2} = 210^\circ\text{C}$.

Obliczenia dotyczące doboru skraplacza nadmiarowego przeprowadzono według zaleceń w podrozdziale 6.5.3. Według metody opartej na splotach Gaussa wartość średniej mocy cieplnej skraplacza nadmiarowego obliczono z zależności (79), a odchylenie standardowe mocy skraplacza – ze wzoru (80). Wykorzystując dane z tabeli 38, obliczono, przy założeniu poziomu ufności 95,4%, dla statku BBC Kwiatkowski maksymalną moc cieplną nadmiarowej chłodnicy oleju, która wynosi 360 kW. Jest ona dwukrotnie mniejsza od rzeczywiście dobranej.

Dla statku Blandine obliczona maksymalna moc cieplna skraplacza nadmiarowego dla $t_{sp2} = 210^\circ\text{C}$ i założonego poziomu ufności 95,4% wynosi aż 4960 kW. Oczywiście w rzeczywistości maksymalna moc cieplna skraplacza nadmiarowego nie musi być większa niż maksymalna moc cieplna rzeczywiście dobranej kotła utylizacyjnego, czyli około 3420 kW. Tak wysoka wartość obliczonej mocy skraplacza potwierdza konieczność dostosowania wielkości kotła utylizacyjnego do zapotrzebowania ciepła przez odbiorniki przez przyjęcie wyższej niż 210°C temperatury t_{sp2} .

Dodatkowo wielkość skraplacza nadmiarowego (Blandine) i nadmiarowej chłodnicy oleju (BBC Kwiatkowski) została również obliczona z symulacji systemu masowej obsługi przy wykorzystaniu programu PythonMMO. W obu przypadkach przyjmowano $t_{sp2} = 210^\circ\text{C}$. Wyniki przedstawiono w tabeli 39. Obliczenia tą metodą, przy założeniu poziomu ufności 95%, dają trochę wyższe wartości mocy cieplnej skraplacza nadmiarowego (dla statku Blandine) czy nadmiarowej chłodnicy oleju (dla BBC Kwiatkowski).

Tabela 39. Zestawienie wartości mocy cieplnej skraplacza nadmiarowego / nadmiarowej chłodnicy oleju uzyskanych w wyniku symulacji przeprowadzonej przez program PythonMMO dla statków Blandine i BBC Kwiatkowski

Nazwa statku	Moc cieplna skraplacza nadmiarowego/nadmiarowej chłodnicy oleju [kW]	
	Poziom ufności 95%	Poziom ufności 90%
Blandine	5556	4545
BBC Kwiatkowski	435	294

Porównując wyniki obliczeń określających parametry dobieranych kotłów utylizacyjnych czy też skraplacza nadmiarowego (lub nadmiarowej chłodnicy oleju) z rzeczywiście funkcjonującymi urządzeniami na statkach Blandine i BBC Kwiatkowski, można jednoznacznie stwierdzić, że w niektórych przypadkach możliwe było dobranie mniej przewymiarowanych urządzeń. Potwierdza to słuszność postawionej w podrozdziale 1.5 hipotezy, że zastosowanie metod probabilistycznych może skutkować minimalizacją przewymiarowania dobieranych urządzeń w instalacjach grzewczych.

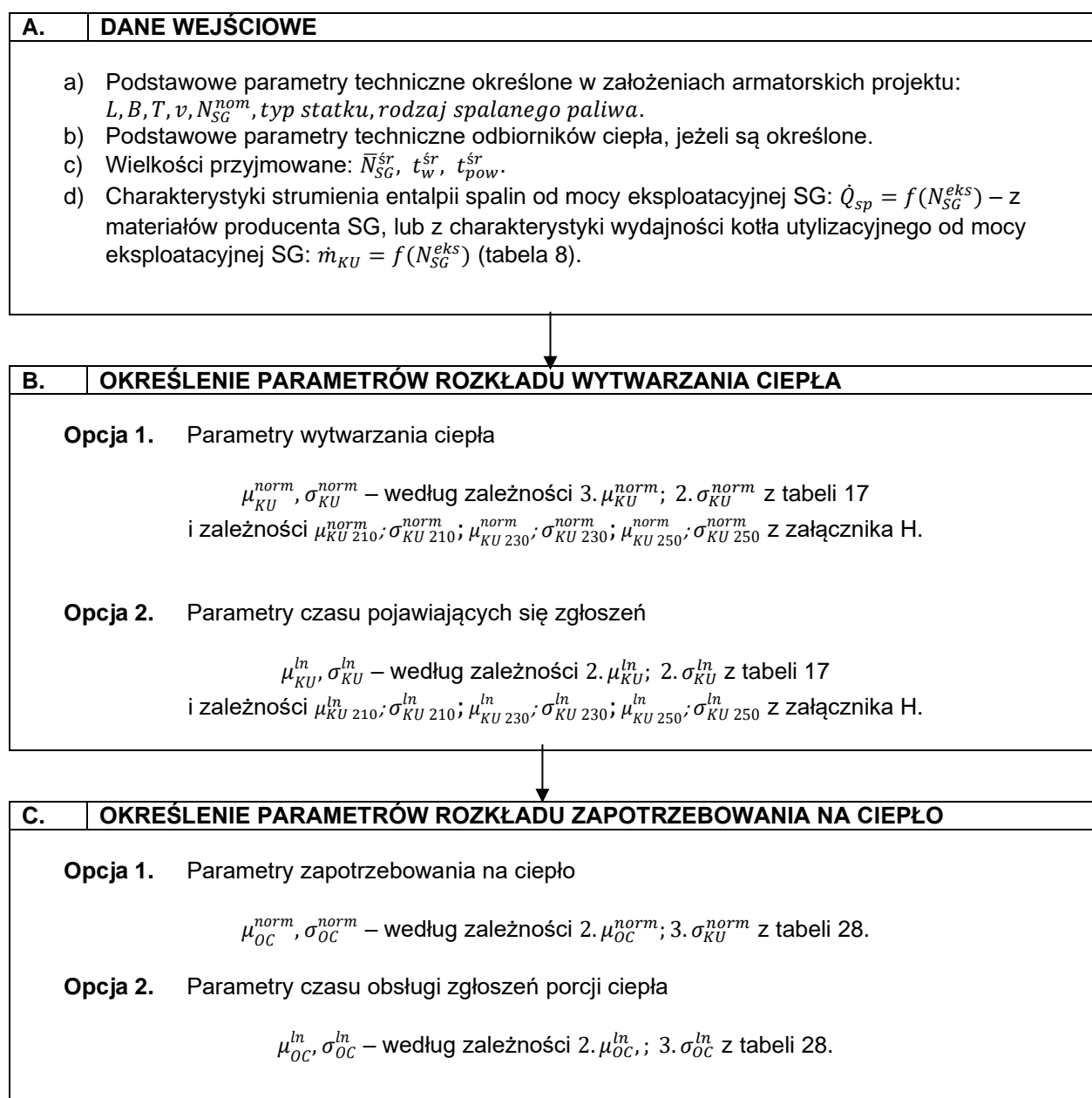
6.7. Podsumowanie

W tym rozdziale przedstawiono wzory do praktycznego wykorzystania metody doboru parametrów urządzeń instalacji grzewczej. W podrozdziale 6.2 zaproponowano metodę prognozowania wartości temperatur wody morskiej (zaburtowej) oraz powietrza zewnętrznego. Jest to prosta metoda obliczeniowa wykorzystująca ogólnodostępne bazy danych, takie jak NOAA lub NASA. Następnie zaproponowano 3 możliwe warianty modeli masowej obsługi i wybrano ten, który najlepiej odzwierciedla instalację grzewczą (wariant 3). W podrozdziale 6.4 porównano metodę masowej obsługi z metodą opartą na splotach rozkładów Gaussa. Wyniki analizy porównawczej pokazały, że za pomocą obu metod można uzyskać bardzo zbliżone wyniki. W podrozdziale 6.5 przedstawiono praktyczne wzory służące do obliczenia parametrów charakteryzujących dobierane urządzenia na podstawie wcześniej określonych parametrów teoretycznych rozkładów prawdopodobieństwa opisujących histogramy gospodarki ciepłem w instalacji grzewczej. Przedstawione w podrozdziale 6.6 porównanie wyników obliczeń uzyskanych przez zastosowanie proponowanych metod projektowych z parametrami rzeczywistych instalacji grzewczych dwóch wybranych statków wskazuje, że możliwa jest minimalizacja przewymiarowania dobieranych urządzeń projektowanej instalacji grzewczej przy stosowaniu w ich projektowaniu metod probabilistycznych. Wyniki opisane w tym podrozdziale sugerują, że nie można odrzucić głównej hipotezy pracy doktorskiej i przyjąć hipotezy alternatywnej (podrozdział 1.5).

7. PRAKTYCZNY ALGORYTM PROCESU PROJEKTOWANIA INSTALACJI GRZEWCZEJ

7.1. Schemat postępowania podczas procesu projektowego

Poniżej przedstawiono ogólny algorytm procesu projektowania okrętowej instalacji grzewczej. Umożliwia on projektantowi siłowni przeprowadzenie obliczeń projektowych okrętowego systemu grzewczego. Zastosowane oznaczenia, numery wzorów i tabel są zgodne z występującymi w poprzednich rozdziałach. Schemat, opisuje wykorzystanie rozkładów Gaussa (opcja 1.) oraz metodę opartą na systemie kolejkowym (opcja 2.). W punkcie B projektant może zdecydować, której metody użyje i konsekwentnie ją stosować, aż do zakończenia obliczeń. Gdy nie sprecyzowano, czy dany schemat postępowania jest przeznaczony dla opcji 1. lub 2., oznacza to, że obowiązuje dla obu przypadków.



↓

D.	PRZYJĘCIE WARIANTU ROZWIĄZANIA UKŁADU GRZEWCZEGO I PRZYJĘCIE TEMPERATURY SPALIN ZA KOTŁEM
-----------	--

W przypadku projektu klasyfikacyjnego zgodnie ze specyfikacją techniczną dostarczoną przez armatora.

W przypadku projektu kontraktowego na podstawie takich czynników, jak: rodzaj instalacji, masa urządzeń, miejsce w siłowni, miejsce w kominie, cena urządzeń, możliwości technologiczne stoczni, lokalizacja zbiorników, plan ogólny, doświadczenie biura projektowego oraz doświadczenie armatora wynikające z eksploatacji innych statków.

Po porównaniu wartości wytwarzania ciepła/czasu pojawiających się zgłoszeń dla różnych wartości temperatury t_{sp2} z wartościami zapotrzebowania na ciepło/czasu obsługi zgłoszeń należy podjąć decyzję o przyjęciu danej temperatury t_{sp2} , w zależności od planowanej nadwyżki wytwarzanego ciepła.

↓

E.	OKREŚLENIE PARAMETRÓW I DOBÓR KOTŁÓW POMOCNICZYCH
-----------	--

Należy skorzystać ze wzorów: (75), (76) i (77) znajdujących się w podrozdziałach 6.5.1 i 6.5.2 i obliczyć wartości:

$$\dot{Q}_{KU}^{max}, \dot{Q}_{KO}^{max}$$

Do każdej wartości należy obliczyć σ oraz dołączyć do wyniku jako jego niepewność zgodnie z tabelą 33.

↓

F.	OKREŚLENIE PARAMETRÓW CIEPŁA ODPROWADZANEGO W SKRAPLACZU NADMIAROWYM LUB W CHŁODNICY OLEJU
-----------	---

Opcja 1. Metoda oparta na rozkładach Gaussa

Obliczyć μ_{SN} oraz σ_{SN} strumienia ciepła oddawanego w skraplaczu nadmiarowym \dot{Q}_{SN} za pomocą wzorów (79) i (80) w podrozdziale 6.5.3. Na końcu obliczyć \dot{Q}_{SN}^{max} ze wzoru (81).

Opcja 2. Metoda masowej obsługi

- a) Przekopiować i uruchomić program PythonMMO znajdujący się w załączniku E. Informacje na temat jego działania znajdują się w podrozdziale 2.2 oraz bezpośrednio przed kodem.
- b) Wprowadzić w kod programu minimalne i maksymalne wartości oraz współczynniki kształtu i skali dla czasu pojawiających się zgłoszeń i czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła. Uzpełnić liczbę iteracji oraz wypełnić pole założonego czasu obsługi skraplacza.
- c) Uruchomić symulację.
- d) Po uzyskaniu wyników zmienić czas obsługi zgłoszeń porcji ciepła w skraplaczu nadmiarowym i przeprowadzać kolejną symulację do momentu, uzyskania oczekiwanej wartości pola *failures%*.

G. DOBÓR LICZBY I WIELKOŚCI POZOSTAŁYCH URZĄDZEŃ I ARMATURY

Należy skorzystać ze wzorów: (78), (81) i (84) - (88) znajdujących się w podrozdziałach od 6.5.4 do 6.5.6 i kolejno obliczyć wartości:

$$\dot{Q}_{CH}^{max}, \dot{V}_{PZ}, \dot{V}_{PO}, d^{wew}$$

Do każdej wartości należy obliczyć σ oraz dołączyć do wyniku jako jego niepewność zgodnie z tabelą 33.

7.2. Przykład obliczeniowy

Przedstawiony poniżej przykład obliczeniowy obejmuje dobór podstawowych parametrów urządzeń wchodzących w skład instalacji grzewczej wybranego statku. Główne punkty przykładu (A–G) pokrywają się z punktami schematu postępowania z podrozdziału 7.1. Parametry wybranego do analizy kontenerowca zawierają się w przedziale parametrów, które umożliwiają wykorzystanie metody projektowej z tej pracy.

A. DANE WEJŚCIOWE

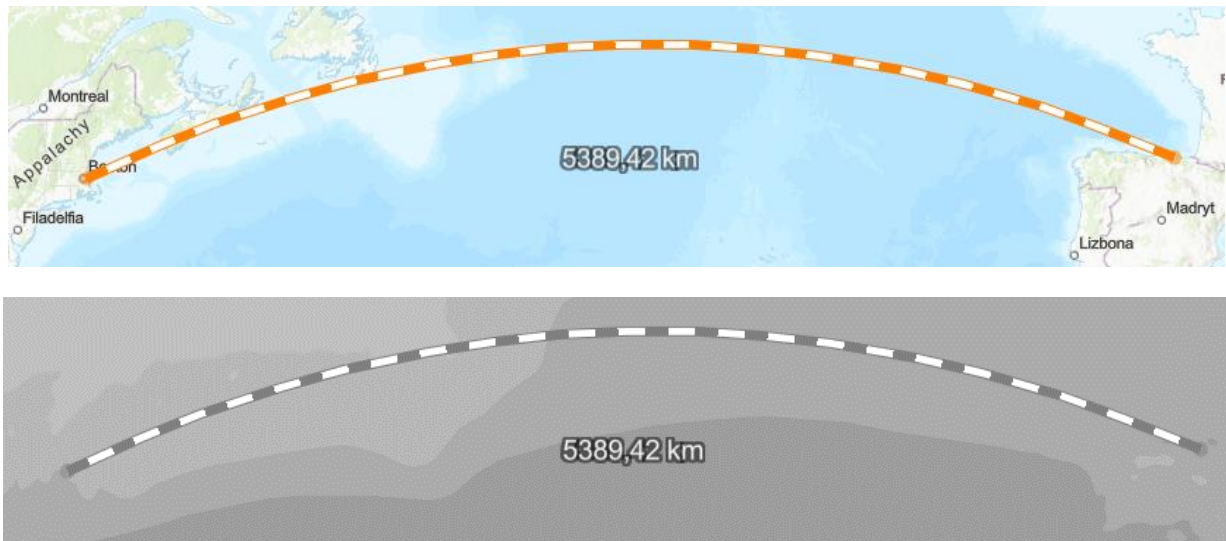
Założono napęd bezpośredni z silnikiem wolnoobrotowym i śrubą o skoku ustalonym. Układ napędowy nie jest wyposażony w prądnicę wałową. Całość strumienia spalin z silnika głównego przepływa przez kocioł utylizacyjny. Dodatkowo na statku będzie się znajdować kocioł opalany. Silnik główny i kocioł opalany są zasilane paliwem ciężkim. Założono, że nie jest znana charakterystyka strumienia masowego i temperatury spalin od mocy eksploatacyjnej silnika głównego. Założone parametry techniczne statku przedstawiono w tabeli 40.

Tabela 40. Założone parametry techniczne projektowanego statku

Typ statku	kontenerowiec
Długość całkowita	150 m
Szerokość	23 m
Zanurzenie	9,7 m
Prędkość maksymalna	21 węzłów
Nośność	11632 t
Silnik główny	12806 kW; 119 obr/min
Rejon pływania	Bilbao–Boston (5400 km)
Liczba członków załogi	22 osoby
Towarzystwo klasyfikacyjne	ABS

Dodatkowo założono średnie obciążenie silnika głównego na poziomie 70% jego mocy nominalnej. Ponadto na podstawie znajomości rejonu eksploatacji statku (zgodnie z metodą opisana w podrozdziale 6.2) określono temperaturę powietrza zewnętrznego i wody zaburtowej. Na rys. 36 przedstawiono trasę statku na mapie fizycznej oraz na mapie z naniesioną warstwą rocznej średniej wartości temperatury powietrza [92]. Statek przepływa przez dwa obszary. Wartość temperatury ciemniejszego obszaru wynosi 12,5°C, a jaśniejszego 7,5°C. Mierząc długości, można obliczyć średnią roczną temperaturę na tej trasie zgodnie ze wzorem (62):

$$t_{pow}^{sr} = \frac{1}{s_{max}} \sum_{i=1}^n (s_i \cdot t_{pow i}) = \frac{1}{5400} (2850 \cdot 12,5 + 2550 \cdot 7,5) = 10,14 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Rys. 36. Mapa trasy statku

Temperaturę wody morskiej obliczono w analogiczny sposób do temperatury powietrza zewnętrznego.

Zakładając, że statek poruszał się ze stałą prędkością, zgodnie ze wzorem (63), oraz posługując się mapą z pracy [26], można zapisać:

$$t_w^{sr} = \frac{1}{S_{max}} \sum_{i=1}^n (s_i \cdot t_{wi}) = \frac{1}{5400} (2314 \cdot 14,84 + 2571 \cdot 11,23 + 515 \cdot 10,04) = 12,66 \text{ } ^\circ\text{C}$$

B. OKREŚLENIE PARAMETRÓW ROZKŁADU WYTWARZANIA CIEPŁA

Zdecydowano się postępować zgodnie z pierwszą opcją wyszczególnioną w schemacie postępowania zawartym w podrozdziale 7.1.

Podstawiając za $N_{SG}^{nom} = 12806 \text{ kW}$ oraz za $N_{SG}^{sr} = 0,7 \cdot 12806 = 8964,2 \text{ kW}$, otrzymano:

$$\mu_{KU}^{norm} = -0,00005N_{SG}^{nom} + 1,1857 \ln N_{SG}^{nom} + 0,0002N_{SG}^{sr} - 9,8242 = 2,542 \text{ MJ/s},$$

co przeliczając na strumień pary o ciśnieniu 7 bar i strumieniu wody zasilającej o temperaturze 98°C wynosi:

$$\dot{m}_{par\ KU} = 3869 \text{ kg/h}$$

$$\sigma_{KU}^{norm} = 0,0002N_{SG}^{nom} - 3,378 \cdot 10^{-9}N_{SG}^{nom2} - 0,000375N_{SG}^{sr} + 1,562 \cdot 10^{-8}N_{SG}^{sr2} + 0,41048 = 0,311 \text{ MJ/s}$$

Obliczono też parametry rozkładu normalnego wytwarzania ciepła dla temperatur spalin t_{sp2} równych odpowiednio 210, 230 i 250°C :

$$\mu_{KU\ 210}^{norm} = (7,24 \cdot N_{SG}^{nom} + 6,36 \cdot N_{SG}^{sr} - 2278) \cdot 10^{-5} = 1,474 \text{ MJ/s}$$

$$\sigma_{KU\ 210}^{norm} = (5,08 \cdot N_{SG}^{nom} - 0,11 \cdot N_{SG}^{sr} - 15108) \cdot 10^{-5} = 0,490 \text{ MJ/s}$$

$$\mu_{KU\ 230}^{norm} = (8,52 \cdot N_{SG}^{nom} - 2,35 \cdot N_{SG}^{sr} + 11635) \cdot 10^{-5} = 0,997 \text{ MJ/s}$$

$$\sigma_{KU\ 230}^{norm} = (5,05 \cdot N_{SG}^{nom} - 2 \cdot N_{SG}^{sr} - 14341) \cdot 10^{-5} = 0,445 \text{ MJ/s}$$

$$\mu_{KU\ 250}^{norm} = (7,62 \cdot N_{SG}^{nom} + 2,2 \cdot N_{SG}^{sr} - 51092) \cdot 10^{-5} = 0,662 \text{ MJ/s}$$

$$\sigma_{KU250}^{norm} = (4,87 \cdot N_{SG}^{nom} - 2,4 \cdot N_{SG}^{sr} - 17244) \cdot 10^{-5} = 0,236 \text{ MJ/s}$$

C. OKREŚLENIE PARAMETRÓW ROZKŁADU ZAPOTRZEBOWANIA NA CIEPŁO

Podstawiając za $N_{SG}^{nom} = 12806 \text{ kW}$; $\bar{N}_{SG}^{sr} = 0,7$; $t_w^{sr} = 12,66^\circ\text{C}$; $t_{pow}^{sr} = 10,14^\circ\text{C}$, otrzymano:

$$\mu_{OC}^{norm} = N_{SG}^{nom} \cdot [-0,063\bar{N}_{SG}^{sr^2} + 6,25\bar{N}_{SG}^{sr} - 34,01t_w + 6,82t_{pow} + 800] \cdot 10^{-7} = 0,727 \text{ MJ/s},$$

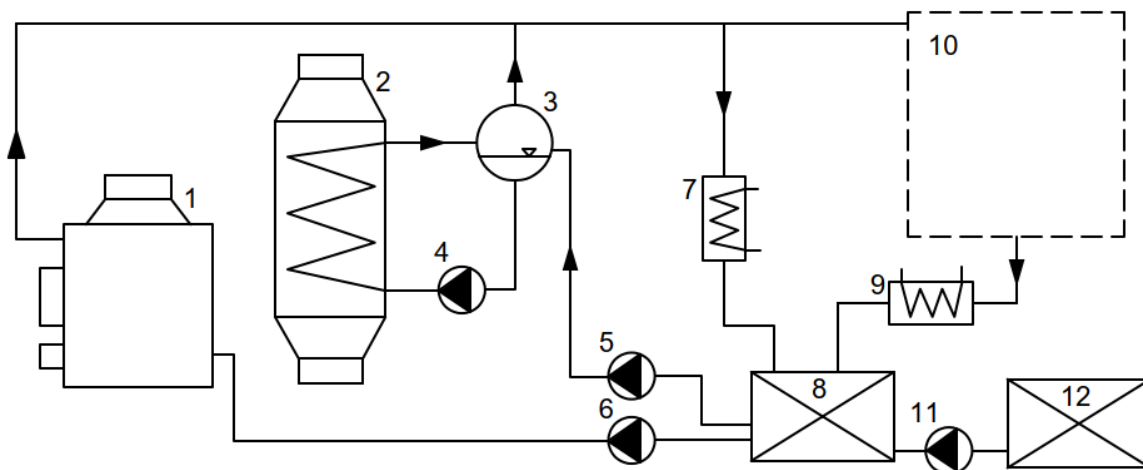
co przeliczając na strumień pary o ciśnieniu 7 bar i strumieniu wody zasilającej o temperaturze 98°C wynosi:

$$\dot{m}_{par\ OC} = 1106 \text{ kg/h}$$

$$\sigma_{OC}^{norm} = N_{SG}^{nom} \cdot [0,045\bar{N}_{SG}^{sr} - 24,82 \cdot \ln(\bar{N}_{SG}^{sr}) - 1,49t_w + 12,17 \cdot \ln(t_w) - 0,072t_{pow} - 1,24 \cdot \ln(t_{pow}) + 80,25] \cdot 10^{-7} = 0,253 \text{ MJ/s}$$

D. PRZYJĘCIE WARIANTU ROZWIĄZANIA UKŁADU GRZEWczego I PRZYJĘCIE TEMPERATURY SPALIN ZA KOTŁEM

Przyjęcie wariantu rozwiązania układu grzewczego wymaga przeprowadzenia analizy techniczno-ekonomicznej z uwzględnieniem specyfikacji technicznej i przepisów towarzystw klasyfikacyjnych. Punkt ten nie jest zrealizowany w tym przykładzie obliczeniowym, ponieważ praca skupia się na parametrach poszczególnych urządzeń i armatury. Poniżej przedstawiono jedynie uproszczony schemat instalacji grzewczej:



Rys. 37. Uproszczony schemat instalacji grzewczej projektowanego statku

- 1 – kocioł opalany; 2 – kocioł utylizacyjny; 3 – waleczak kotła utylizacyjnego; 4 – pompa obiegowa kotła utylizacyjnego;
5 – pompa zasilająca kotła utylizacyjnego; 6 – pompa zasilająca kotła opalanego; 7 – skraplacz nadmiarowy;
8 – skrzynia cieplna; 9 – chłodnica skroplin; 10 – odbiorniki ciepła; 11 – pompa uzupełniająca; 12 – zbiornik zapasowy

W celu poszerzenia przykładu obliczeniowego, ostateczny wybór temperatury spalin za kotłem przeniesiono do punktu G.

E. OKREŚLENIE PARAMETRÓW I DOBÓR KOTŁÓW POMOCNICZYCH

Na potrzeby obliczeń założono współczynnik $\tau = 2$. Projektant podczas procesu projektowania powinien rozważyć różne współczynniki τ w zależności od założonego przedziału ufności pokazanego w tabeli 33.

Kocioł utylizacyjny:

$$\dot{Q}_{KU}^{max} = \mu_{KU}^{norm} + \tau \cdot \sigma_{KU}^{norm} = 2,542 + 2 \cdot 0,311 = \mathbf{3,165 MJ/s}$$

Zaproponowana moc cieplna kotła jest określona dla temperatury spalin za kotłem wynoszącej 180°C. Jeżeli temperatura spalin wylotowych za kotłem będzie wyższa, to moc cieplna się zmniejszy. Ponadto należy pamiętać o tym, że obliczona wartość mocy cieplnej kotła utylizacyjnego wynika z możliwości wytwarzania pary ze spalin silnika głównego. Gdy zapotrzebowanie na ciepło jest dużo mniejsze i nie planuje się wykorzystania pozostałego ciepła, należy dobrać mniejszy kocioł. Do obliczenia wydajności kotła utylizacyjnego przy założeniu wyższej temperatury spalin za kotłem należy skorzystać ze wzorów przedstawionych w tabeli w załączniku H.

Dla temperatury t_{sp2} wynoszącej 210°C:

$$\dot{Q}_{KU}^{max} = \mu_{KU\ 210}^{norm} + \tau \cdot \sigma_{KU\ 210}^{norm} = 1,474 + 2 \cdot 0,49 = \mathbf{2,454 MJ/s}$$

Dla temperatury t_{sp2} wynoszącej 230°C:

$$\dot{Q}_{KU}^{max} = \mu_{KU\ 230}^{norm} + \tau \cdot \sigma_{KU\ 230}^{norm} = 0,997 + 2 \cdot 0,445 = \mathbf{1,887 MJ/s}$$

Dla temperatury t_{sp2} wynoszącej 250°C:

$$\dot{Q}_{KU}^{max} = \mu_{KU\ 250}^{norm} + \tau \cdot \sigma_{KU\ 250}^{norm} = 0,662 + 2 \cdot 0,236 = \mathbf{1,134 MJ/s}$$

W ostatnim przypadku zaproponowany kocioł ma zbyt małą moc cieplną, ponieważ obliczona wartość jest niższa niż suma wartości średniej zapotrzebowania na ciepło i dwukrotności jego odchylenia standardowego:

$$\mu_{OC}^{norm} + 2 \cdot \sigma_{OC}^{norm} = \mathbf{1,233 MJ/s} > \mathbf{1,134 MJ/s}$$

Kocioł opalany:

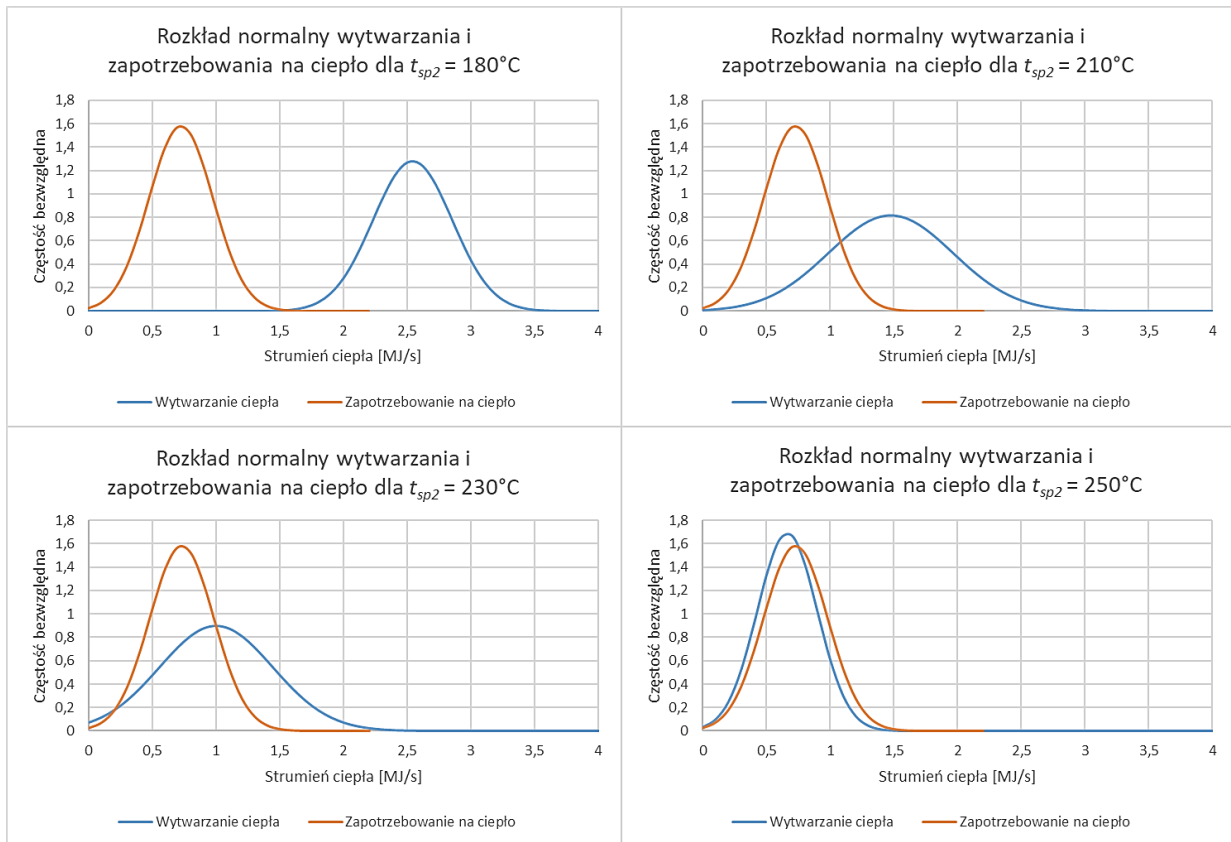
Można przyjąć kocioł opalany o tej samej wielkości co kocioł utylizacyjny lub o 20% mniejszym strumieniu ciepła. W obu wypadkach jest to zgrubne oszacowanie i należy je potwierdzić metodą bilansową.

Dla temperatury t_{sp2} wynoszącej 210°C:

$$\mathbf{F.} \quad \dot{Q}_{KO}^{max} = \dot{Q}_{OC}^{max\ port} \approx 0,8 \cdot \dot{Q}_{KU}^{max} = 0,8 \cdot 2,454 = \mathbf{1,963 MJ/s}$$

G. OKREŚLENIE PARAMETRÓW CIEPŁA ODPROWADZANEGO W SKRAPLACZU NADMIAROWYM

W celu wizualizacji krzywych gęstości prawdopodobieństwa wytwarzania ciepła i zapotrzebowania na ciepło przedstawiono je pod postacią rozkładów normalnych na rys. 38. Parametry rozkładów prawdopodobieństwa zostały obliczone w punktach B i C.



Rys. 38. Rozkłady normalne wytwarzania ciepła i zapotrzebowania na ciepło dla temperatur t_{sp2} 180°C, 210°C, 230°C i 250°C

Odejmując średnie strumienie ciepła, otrzymano średnią wartość strumienia ciepła w skraplaczu nadmiarowym.

Dla temperatury t_{sp2} wynoszącej 180°C:

$$\mu_{SN} = \mu_{KU}^{norm} - \mu_{OC}^{norm} = 2,532 - 0,727 = \mathbf{1,816 \text{ MJ/s}}$$

Odchylenie standardowe strumienia ciepła skraplanego w skraplaczu nadmiarowym wynosi:

$$\sigma_{SN} = \sqrt{|\sigma_{KU}^{norm2} - \sigma_{OC}^{norm2}|} = \sqrt{|0,311^2 - 0,253^2|} = \mathbf{0,401 \text{ MJ/s}}$$

Skraplacz nadmiarowy:

$$\dot{Q}_{SN}^{max} = \mu_{SN} + \tau \cdot \sigma_{SN} = 1,816 + 2 \cdot 0,401 = \mathbf{2,618 \text{ MJ/s}}$$

Dla temperatury t_{sp2} wynoszącej 210°C:

$$\mu_{SN} = \mu_{KU}^{norm} - \mu_{OC}^{norm} = 1,474 - 0,727 = \mathbf{0,748 \text{ MJ/s}}$$

$$\sigma_{SN} = \sqrt{|\sigma_{KU}^{norm2} - \sigma_{OC}^{norm2}|} = \sqrt{|0,49^2 - 0,253^2|} = \mathbf{0,551 \text{ MJ/s}}$$

$$\dot{Q}_{SN}^{max} = \mu_{SN} + \tau \cdot \sigma_{SN} = 0,748 + 2 \cdot 0,551 = \mathbf{1,850 \text{ MJ/s}}$$



Dla temperatury t_{sp2} wynoszącej 230°C:

$$\mu_{SN} = \mu_{KU}^{norm} - \mu_{OC}^{norm} = 0,997 - 0,727 = \mathbf{0,27 \text{ MJ/s}}$$

$$\sigma_{SN} = \sqrt{|\sigma_{KU}^{norm2} - \sigma_{OC}^{norm2}|} = \sqrt{|0,445^2 - 0,253^2|} = \mathbf{0,366 \text{ MJ/s}}$$

$$\dot{Q}_{SN}^{max} = \mu_{SN} + \tau \cdot \sigma_{SN} = 0,27 + 2 \cdot 0,366 = \mathbf{1,002 \text{ MJ/s}}$$

Dla temperatury t_{sp2} wynoszącej 250°C:

$$\mu_{SN} = \mu_{KU}^{norm} - \mu_{OC}^{norm} = 0,662 - 0,727 = \mathbf{-0,065 \text{ MJ/s}}$$

$$\sigma_{SN} = \sqrt{|\sigma_{KU}^{norm2} - \sigma_{OC}^{norm2}|} = \sqrt{|0,236^2 - 0,253^2|} = \mathbf{0,091 \text{ MJ/s}}$$

$$\dot{Q}_{SN}^{max} = \mu_{SN} + \tau \cdot \sigma_{SN} = -0,065 + 2 \cdot 0,091 = \mathbf{0,117 \text{ MJ/s}}$$

Finalnie do dalszych obliczeń przyjęto temperaturę spalin za kotłem równą 210°C. Zestawienie parametrów kotłów utylizacyjnych i skraplaczy nadmiarowych w zależności od temperatury t_{sp2} przedstawiono w tabeli 41.

Tabela 41. Zestawienie strumieni ciepła kotła utylizacyjnego i skraplacza nadmiarowego w zależności od wartości temperatury t_{sp2}

t_{sp2}	KU [MJ/s]	SN [MJ/s]
180°C	3,165	2,618
210°C	2,454	1,850
230°C	1,887	1,002
250°C	1,134	0,117

H. DOBÓR LICZBY I WIELKOŚCI POZOSTAŁYCH URZĄDZEŃ I ARMATURY

Urządzenia dobrano zgodnie z kolejnością podrozdziałów 6.5.4–6.5.6. Założono współczynnik $\tau = 2$.

Chłodnica skroplin:

Założono, że skropliny są schładzane do 85°C a para grzewcza ma ciśnienie nominalne 7 barów.

$$\dot{Q}_{CH}^{max} = \frac{\mu_{OC}^{norm}}{i_{par} - i_w} c_{pw} \cdot (100 - t_w) + \tau \cdot \frac{\sigma_{OC}^{norm}}{i_{par} - i_w} c_{pw} \cdot (100 - t_w) = \mathbf{0,032 \text{ MJ/s}}$$

Pompy zasilające:

$$\dot{V}_{PZ} = n \frac{\dot{m}_{KU}^{max}}{\rho_w \cdot (i_{par} - i_w)} = 1,2 \cdot \frac{3600 \cdot 1000 \cdot 2,454}{968,6 \cdot (2763 - 355,9)} = \mathbf{4,546 \text{ m}^3/\text{h}}$$

Pompy obiegowe:

$$\dot{V}_{PO} = n \frac{\dot{m}_{KU}^{max}}{\rho_w \cdot (i_{par} - i_w)} = 6 \cdot \frac{3600 \cdot 1000 \cdot 2,454}{968,6 \cdot (2763 - 355,9)} = \mathbf{22,732 \text{ m}^3/\text{h}}$$



Średnice rurociągów:

Gęstość pary przyjęto dla pary suchej nasyconej o ciśnieniu 7 barów. Prędkości maksymalne czynników przyjęto 30 m/s dla pary i 2 m/s dla skroplin.

- Średnica rurociągu pary za kotłem powinna wynosić minimalnie:

$$d_{KU\ par}^{wew} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot v^{max} \cdot \rho}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{\dot{Q}_{KU\ par}^{max}}{(i_{par} - i_w)}}{\pi \cdot v_{par}^{max} \cdot \rho_{par}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{1000 \cdot 2,454}{(2763 - 355,9)}}{\pi \cdot 30 \cdot 3,67}} = \mathbf{0,109\ m}$$

Zgodnie z przepisami ABS i standardem ANSI dobrano rurę stalową 5" Sch. 40.

- Średnica rurociągu wody zasilającej przed kotłem powinna wynosić minimalnie:

$$d_{KU\ w}^{wew} = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{\dot{Q}_{KU\ w}^{max}}{(i_{par} - i_w)}}{\pi \cdot v_w^{max} \cdot \rho_w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{1000 \cdot 2,454}{(2763 - 355,9)}}{\pi \cdot 2 \cdot 968,6}} = \mathbf{0,026\ m}$$

Zgodnie z przepisami ABS i standardem ANSI dobrano rurę stalową 1" Sch. 10S.

- Średnica rurociągu pary przed skraplaczem nadmiarowym powinna wynosić minimalnie:

$$d_{SN\ par}^{wew} = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{\dot{Q}_{SN\ par}^{max}}{(i_{par} - i_{skr})}}{\pi \cdot v_{par}^{max} \cdot \rho_{par}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{1000 \cdot 1,85}{(2763 - 355,9)}}{\pi \cdot 30 \cdot 3,67}} = \mathbf{0,094\ m}$$

Zgodnie z przepisami ABS i standardem ANSI dobrano rurę stalową 4" Sch. 40.

- Średnica rurociągu skroplin za skraplaczem nadmiarowym powinna wynosić minimalnie:

$$d_{SN\ skr}^{wew} = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{\dot{Q}_{SN\ skr}^{max}}{(i_{par} - i_{skr})}}{\pi \cdot v_{skr}^{max} \cdot \rho_{skr}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{1000 \cdot 1,85}{(2763 - 355,9)}}{\pi \cdot 2 \cdot 968,6}} = \mathbf{0,022\ m}$$

Zgodnie z przepisami ABS i standardem ANSI dobrano rurę stalową 1" Sch. 10S.

7.3. Podsumowanie

W rozdziale przedstawiono praktyczny schemat postępowania przy projektowaniu okrętowej instalacji grzewczej. W podrozdziale 7.1 znajduje się schemat blokowy z instrukcją postępowania krok po kroku.

Na podstawie tej instrukcji w podrozdziale 7.2 wykonano obliczenia i dobrano wielkości charakterystyczne urządzeń i armatury instalacji grzewczej na projektowanym statku.

8. PODSUMOWANIE I WNIOSKI KOŃCOWE

Głównym celem pracy była modernizacja procesu projektowania instalacji grzewczych spalinyowych siłowni okrętowych związana z wykorzystywaniem modeli probabilistycznych w metodach projektowania opisanych instalacji. Cel ten został w pełni osiągnięty. W pracy przedstawiono propozycję nowej, oryginalnej metody doboru głównych parametrów urządzeń instalacji grzewczych w spalinyowych siłowniach okrętowych. Praca jest istotnym krokiem w rozwoju metod teorii projektowania siłowni okrętowej.

W pracy scharakteryzowano rozwiązania konstrukcyjne okrętowych instalacji grzewczych, przedstawiono metody stosowane obecnie w trakcie projektowania instalacji grzewczych spalinyowych siłowni okrętowych oraz wykazano konieczność udoskonalenia metod projektowych przez zastosowanie w nich modeli probabilistycznych.

W pracy zaplanowano przeprowadzenie eksperymentu badawczego pozwalającego na opracowanie nowej metody projektowania okrętowych instalacji grzewczych. W ramach eksperymentu zebrano wyniki eksploatacyjne dotyczące 13 statków drobnicowych, na podstawie których przeprowadzono analizę statystyczną charakterystyk wytwarzania ciepła w kotłach utylizacyjnych oraz charakterystyk zapotrzebowania ciepła na statkach. Wyniki analiz statystycznych potwierdziły założenia przedstawione w podrozdziałach 2.2 i 2.3.

Jak wspomniano, zgodnie z celem pracy podstawową jego część stanowi opracowanie nowej, oryginalnej metody doboru parametrów okrętowych instalacji grzewczych, której innowacyjnym elementem jest wykorzystanie modeli probabilistycznych do opisu rzeczywistych warunków eksploatacji okrętowych instalacji grzewczych. Zaproponowano zamodelowanie okrętowej instalacji grzewczej jako układu masowej obsługi oraz układu, w którym wydajności kotłów i zapotrzebowanie ciepła mają funkcje prawdopodobieństwa opisane funkcją Gaussa.

Istotnym osiągnięciem zaprezentowanym w pracy jest nowa, oryginalna metoda określania zapotrzebowania ciepła na statku, wykorzystująca wyniki badań eksploatacyjnych przeprowadzonych na 4 statkach drobnicowych. Nie ma w literaturze fachowej podobnej metody, która pozwalałaby na prognozowanie zapotrzebowania ciepła na statkach zamodelowanego jako procesu losowego.

W części końcowej pracy zamieszczono schemat ideowy procesu projektowania okrętowych instalacji grzewczych (podrozdział 7.1), określający konieczne wartości wejściowe i zależności stosowane w kolejnych etapach obliczeń. W celu zilustrowania możliwości zastosowania proponowanej metody przedstawiono przykład obliczeniowy (podrozdział 7.2).

Podsumowaniem pracy jest wniosek, że sformułowana w podrozdziale 1.5 hipoteza została potwierdzona. Metody probabilistyczne pozwalają na uwzględnienie zmienności wytwarzania ciepła w kotłach utylizacyjnych oraz zmienności zapotrzebowania ciepła na statku. Ich zastosowanie w procesie projektowania instalacji może skutkować minimalizacją przewymiarowania dobieranych urządzeń (podrozdział 6.6).

Oto wnioski końcowe dotyczące charakteru i zakresu prac objętych niniejszą rozprawą, obszaru zastosowania proponowanej metody projektowej oraz propozycje dotyczące dalszych badań:

- wyniki przeprowadzonych analiz, opracowane modele wraz z wykorzystanymi danymi empirycznymi mają charakter nowej metody wchodzącej w skład teorii projektowania wstępnych okrętowych siłowni spalinyowych. Metoda obejmuje dobór parametrów głównych urządzeń okrętowych instalacji grzewczych. W zależności od rozwiązania konstrukcyjnego instalacji grzewczej są to: parametry kotłów utylizacyjnych, chłodnic skroplin lub chłodnic oleju grzewczego, skraplacza nadmiarowego oraz parametry pomp. Całość jest oparta na modelach probabilistycznych i może znaleźć zastosowanie w praktyce projektowej;
- rezultaty badań eksploatacyjnych pozwalają na traktowanie zjawisk wytwarzania i pokrywania zapotrzebowania na ciepło na statkach jako procesów stochastycznych. Zaproponowana metoda probabilistyczna projektowania instalacji grzewczych może być przydatna na wstępnych etapach



projektowania oraz służyć także jako narzędzie do analizy doboru różnych wariantów rozwiązań układu okrętowych instalacji grzewczych. Metoda może być również przydatna do oceny celowości modernizacji istniejących instalacji grzewczych na statkach, w szczególności, wobec globalnego trendu odchodzenia od zasilania silników okrętowych paliwem ciężkim;

- kluczowym parametrem wpływającym na moc cieplną kotła jest wartość temperatury spalin na wylocie z kotła utylizacyjnego, ponieważ obliczona moc cieplna jest wartością wynikającą z możliwości wytwarzania pary lub podgrzewania oleju przez spaliny silnika głównego, a nie wynikającą z zapotrzebowania na ciepło;
- przedstawiona metoda jest narzędziem analizy projektowej, dzięki któremu projektant może, przy założeniu odpowiedniego poziomu ufności, porównać wiele wariantów rozwiązań projektowanej okrętowej instalacji grzewczej i na tej podstawie określić parametry głównych urządzeń występujących w tej instalacji;
- opracowana metoda może być wykorzystana w programach komputerowego wspomaganie projektowania siłowni okrętowych. Zastosowanie takich programów jest uwarunkowane dostępem do odpowiednich baz danych obejmujących typoszeregi wszystkich elementów okrętowych instalacji grzewczych;
- w celu uściślenia wyników obliczeń i rozszerzenia zakresu metody w dalszych pracach należałoby pozyskać dane empiryczne dotyczące: eksploatacyjnych wydajności kotłów utylizacyjnych oraz eksploatacyjnego zapotrzebowania ciepła na większej liczbie statków, w tym rozszerzenie na inne typy statków transportowych (np. zbiornikowce) i specjalistycznych (np. statki rybackie);
- warto się również zastanowić nad rozszerzeniem proponowanej metody o analizę ekonomiczną uwzględniającą koszty inwestycyjne oraz koszty eksploatacyjne związane z obsługą, remontami i naprawami elementów instalacji grzewczych. Jest to oczywiście powiązane z pozyskaniem dodatkowych danych empirycznych.

LITERATURA

- [1] D. Kreft, „Analiza porównawcza rozwiązań okrętowych instalacji grzewczych”, *Journal of Polish CIMEEAC*, t. 13, 2018.
- [2] Z. Giernalczyk, M; Górski, *Siłownie okrętowe cz.2 Instalacje okrętowe*. Gdynia: Akademia Morska w Gdyni, 2011.
- [3] P. Urbański, *Spalinowe siłownie okrętowe eksploatacja i gospodarka energetyczna*. Gdańsk: Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Gdańskiej, 1989.
- [4] W. Wojnowski, *Okrętowe siłownie spalinowe*. Gdańsk, 1991.
- [5] P. Urbański, *Instalacje spalinowych siłowni okrętowych*. Gdańsk: Politechnika Gdańska, 1984.
- [6] ABS, „Rules for building and classing Steel Vessel, part 4 vessel systems and machinery”, Spring, TX, 2019.
- [7] P. Urbański, *Gospodarka energetyczna na statkach*. Gdynia: Wydawnictwo Morskie, 1978.
- [8] W. Michalski, R. Zeńczak, „Ocena efektywności okrętowych systemów grzewczych”, w *Marine Technology 2000 XIX Sesja Naukowa Okrętowców*, Szczecin - Dziwnówek, 2000.
- [9] R. Michalski, „Wybrane zagadnienia analizy termodynamicznej parowych i olejowych systemów grzewczych na statku”, *XXII Sympozjum Siłowni Okrętowych*, 2001.
- [10] CTO, „Ujednoczone metody projektowo-obliczeniowe systemu parowego cz.III”, Gdańsk, 1974.
- [11] D. G. M. Watson, *Practical Ship Design*. Oxford: Elsevier, 1998.
- [12] W. Chądzyński, *Elementy współczesnej metodyki projektowania obiektów pływających*. Szczecin: Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Szczecińskiej, 2001.
- [13] T. Lamb, *Ship Design and Construction volume I,*. New York: The Society of Navel Architects and Marine Engineers, 2003.
- [14] J. Paczeński i Staszewski J., *Projektowanie Okrętów część I*. Gdańsk: Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Gdańskiej, 1974.
- [15] D. Kreft, „Analiza metod stosowanych przy projektowaniu okrętowych instalacji grzewczych”, *Journal of Polish CIMEEAC*, t. 13, 2018.
- [16] D. Bocheński, *Projektowanie wstępne siłowni pogłębiarek z zastosowaniem metod i modeli probabilistycznych*. Gdańsk: Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, 2013.
- [17] Z. Giernalczyk, M; Górski, *Siłownie okrętowe cz. 1 Podstawy napędu i energetyki okrętowej*. Gdynia: Akademia Morska w Gdyni, 2011.
- [18] A. Balcerski, *Siłownie Okrętowe*. Gdańsk: Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, 1986.



- [19] M. Ziółkowski, *Metoda doboru silników głównych i pomocniczych na wstępnych etapach projektowania siłowni statków towarowych - praca doktorska*. Gdańsk: Politechnika Gdańska, 2006.
- [20] ABS, „Guide for vessels operating in low temperature environments”, Huston, 2015.
- [21] IMO, „MARPOL Annex VI”, Londyn, 1997.
- [22] M. Zambelli, I. Luna, S. Soares, M. Kadowaki, i T. Ohishi, „Hydropower Scheduling in Large Scale Power Systems”, *Hydropower - Practice and Application*, nr June 2014, 2012, doi: 10.5772/32649.
- [23] R. A. Nymmik, „Probabilistic model for fluences and peak fluxes of solar energetic particles”, *Radiat Meas*, t. 30, nr 3, s. 287–296, 1999, doi: 10.1016/S1350-4487(99)00065-7.
- [24] J. Valenzuela i J. Wang, „A probabilistic model for assessing the long-term economics of wind energy”, *Electric Power Systems Research*, t. 81, nr 4, s. 853–861, 2011, doi: 10.1016/j.epsr.2010.11.015.
- [25] X. Wang i A. Ab, „EQUIVALENT ENERGY FUNCTION APPROACH TO POWER SYSTEM PROBABILISTIC MODELING”, *IEEE Transactions on Power Systems*, t. 3, nr 3, 1988.
- [26] A. Balcerski, *Modele probabilistyczne w teorii projektowania i eksploatacji spalinowych siłowni okrętowych*. Gdańsk: Fundacja Promocji Przemysłu Okrętowego i Gospodarki Morskiej, 2007.
- [27] A. Balcerski i P. Krzyślak, „Określanie losowej, eksploatacyjnej charakterystyki wydajności kotłów utylizacyjnych na uprzemysłowionych statkach rybackich”, *VII Sympozjum Siłowni Okrętowych - Szczecin*, 1985.
- [28] A. Balcerski, „Studium projektowania układów energetycznych trawlerów łowczo-przetwórczych”, *Zeszyty Naukowe Politechniki Gdańskiej*, t. 474, 1991.
- [29] D. Bocheński, *Dobór głównych parametrów układu wytwarzania i gospodarki wodą słodką na uprzemysłowionych statkach rybackich z uwzględnieniem rzeczywistych warunków ich eksploatacji - praca doktorska*. Gdańsk: Politechnika Gdańska, 1995.
- [30] D. Bocheński i D. Kreft, „Możliwości wykorzystania metod i modeli probabilistycznych w projektowaniu okrętowych instalacji parowych”, *Journal of Polish CIMEEAC*, t. 14, 2019.
- [31] A. Balcerski, „Raport: Badania identyfikacyjne rzeczywistych warunków pracy maszyn i urządzeń siłowni różnych typów morskich jednostek pływających”, Gdańsk, 1996.
- [32] S. C. Horng i S. Y. Lin, „Ordinal optimization of G/G/1/K polling systems with k-limited service discipline”, *J Optim Theory Appl*, t. 140, nr 2, s. 213–231, 2009, doi: 10.1007/s10957-008-9444-9.
- [33] D. D. Kouvatsos, „Maximum Entropy and the GI/GI/1/N Queue”, *Acta Informatica*, t. 23, s. 545–565, 1986, doi: 10.1007/978-1-4899-3692-9_21.
- [34] K. Mitchell i A. Van de Liefvoort, „Approximation models of feed-forward G/G/1/N queueing networks with correlated arrivals”, *Performance Evaluation*, t. 51, nr 2–4, s. 137–152, 2003, doi: 10.1016/S0166-5316(02)00095-0.

- [35] Ł. S. P. Kisielewski, „ZASTOSOWANIE TEORII MASOWEJ OBSŁUGI DO MODELOWANIA SYSTEMÓW TRANSPORTOWYCH”, *Efektywność transportu*, s. 680–683, 2016.
- [36] C. F. Daganzo, „Queue spillovers in transportation networks with a route choice”, *Transportation Science*, t. 32, nr 1, s. 3–11, 1998, doi: 10.1287/trsc.32.1.3.
- [37] M. K. Govil i M. C. Fu, „Queueing theory in manufacturing: A survey”, *J Manuf Syst*, t. 18, nr 3, s. 214–240, 1999, doi: 10.1016/S0278-6125(99)80033-8.
- [38] A. Balcerski, *Metoda doboru głównych parametrów systemów przetwórczych uprzemysłowionych statków rybackich - Praca doktorska*. Gdańsk: Instytut Okrętowy PG, 1976.
- [39] B. W. Gniedenko i I. N. Kowalenko, *Wstęp do teorii obsługi masowej*. Moskwa: Drukarnia Uniwersytetu im. A. Mickiewicza w Poznaniu, 1966.
- [40] J. Łukaszewicz, „Teoria kolejek czyli obsługi masowej”. *Zastosowania Matematyki*, Wrocław, 1965.
- [41] D. B. A. Obretenow, *Teoria masowej obsługi - Poradnik*. Sofia: PWN, 1989.
- [42] J. Józefowska, „Systemy masowej obsługi”, *Materiały do wykładów*, s. 1–30.
- [43] T. L. Saaty, „Résumé of Useful Formulas in Queuing Theory”, *Oper Res*, t. 5, nr 2, s. 161–200, 2008, doi: 10.1287/opre.5.2.161.
- [44] A. Gosavi, „Basic Queueing Formulas”, *Notes*, s. 1–6.
- [45] W. G. Marchal, „An approximate formula for waiting time in single server queues”, *AIIIE Transactions*, t. 8, nr 4, s. 473–474, 1976, doi: 10.1080/05695557608975111.
- [46] D. Bocheński, „Badania identyfikacyjne energochłonności i parametrów urabiania oraz transportu urobku na wybranych typach pogłębiarek i refulerów”, Gdańsk, 2003.
- [47] K. Bieńkowska i i inni, *Poradnik Inżyniera - matematyka*. Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1971.
- [48] M. Korzyński, *Metodyka Eksperymentu*, Wyd. II zm. Warszawa: PWN, 2017.
- [49] Z. Polański, *Planowanie doświadczeń w technice*. Warszawa: PWN, 1984.
- [50] L. Morawski i Z. Szuca, „The microprocessor device for measurements of torque and rotational speed on the propeller shaft of ship”, *Pomiary Automatyka Kontrola*, t. R. 53, nr, nr 1, s. 5–7, 2007.
- [51] A. Balcerski, „Metody pośredniego określania mocy okrętowych tłokowych silników spalinowych napędu głównego”, *Technika i Gospodarka Morska*, t. 4, 1988.
- [52] K. Chachulski, *Metody i algorytmy rozwiązywania problemów eksploatacyjno-ruchowych okrętowych układów napędowych*. Szczecin: Wydawnictwo Wyższej Szkoły Morskiej, 1992.
- [53] D. Kreft, „Metoda pośredniego wyznaczania mocy efektywnej wolnoobrotowego silnika okrętowego na podstawie eksploatacyjnych pomiarów ciśnienia powietrza doładowującego”, *Journal of Polish CIMEEAC*, t. 14, 2019.

- [54] M. Kalina, S; Mieszkowski, *Pomiary cieplne cz.II*. Warszawa: Wydawnictwo Naukowo- Techniczne, 1993.
- [55] Log Abstracts, „Valdivia, Balbina, Blandine, AAL Gladstone, Allegoria”.
- [56] J.J Siet AS KG, „Valdivia - Scheme of cooling water system”, Hamburg, 2004.
- [57] L. Industrial i I. Co, „Ultrasonic Flow Meter User Manual”.
- [58] L. A. Kulka, Z, Nadachowski, M, *Przetworniki analogowo–cyfrowe i cyfrowo–analogowe*. Warszawa: Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, 1987.
- [59] J. R. Taylor, *Wstęp do analizy błędu pomiarowego*. Warszawa: PWN, 2012.
- [60] Polski Komitet Normalizacyjny, *Polska norma PN-EN 837-2:2000*. 2000.
- [61] WIKA Polska, „Manometry - zakresy pomiarowe Podziałka i oznaczenie skali wg EN 837”, 2008.
- [62] Polski Komitet Normalizacyjny, *Polska norma PN-EN 13190:2004*. 2004.
- [63] WIKA Polska, „Karta katalogowa: Termometry manometryczne, model TP-TO”, 2018.
- [64] Project Guide, „MAN B&W S60ME-C10.5-TII”, Kopenhaga, 2017.
- [65] Win GD, „GTD 2.7.0.0”, 2019. [Online]. Dostępne na: [https://www.wingd.com/en/engines/general-technical-data-\(gtd\)/](https://www.wingd.com/en/engines/general-technical-data-(gtd)/)
- [66] Sulzer Brothers Limited, „General technical data for RTA52/62/72/84M marine diesel engines”, Winterthur, Szwajcaria, 1987.
- [67] C. El Nouty i D. Filatova, *Statystyka dla inżynierów cz.1*. Kielce: Politechnika Świętokrzyska, 2018.
- [68] W. Starzyńska, *Statystyka praktyczna*. Warszawa: Wydawnictwo Naukowe PWN, 2000.
- [69] J. Mucha, *Metody geostatystyczne w dokumentowaniu złóż, Skrypt*. Kraków: Katedra Geologii Kopalnianej, AGH, 1994.
- [70] StatSoft, „Electronic Statistics Textbook”. [Online]. Dostępne na: www.statsoft.pl/textbook/stathome.html
- [71] A. Perepeczko, *Okrętowe kotły parowe*. Gdańsk: Wydawnictwo Morskie, 1979.
- [72] K. Bartosik, *Eksploatowanie kotłów okrętowych*. Radom: Instytut Technologii Eksploatacji – Państwowy Instytut Badawczy, 2007.
- [73] MAN B&W, „CEAS Engine Calculations”. [Online]. Dostępne na: <https://marine.man-es.com/two-stroke/ceas>
- [74] K. Witkowski, „Okrętowe silniki tłokowe - 9.3.2. spalanie”.
- [75] Project Guide, „WinGD W-X92”, 2018.
- [76] S. B. Limited, „General technical data for RND marine diesel engines”, 1987.

- [77] A. Balcerski i M. Giernalczyk, „Metodyka określania charakterystyki rzeczywistego strumienia pary skraplanej w skraplaczu nadmiarowym siłowni spalinowej”, w *XVIII International Symposium on Ship Power Plants*, Gdynia, 1996.
- [78] Pudlik i W, *Termodynamika*. Gdańsk: Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, 2011.
- [79] J. Merkisz, *Ekologiczne problemy silników spalinowych, Tom I i II*. Poznań: Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, 1999.
- [80] W. Pudlik, *Wymiana i wymienniki ciepła*. Gdańsk: Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, 2008.
- [81] wang Hsiao-Mei, „Comparison of the Goodness-of-Fit Tests: the Pearson Chi-square and Kolmogorov-Smirnov Tests”, *Ling Tung University*, t. 6, nr 1, s. 57–64, 2009, [Online]. Dostępne na: http://joqm.ctu.edu.tw/Download/joqm/QM6-1/QM-0601-05--paper_proof.pdf
- [82] D. Bobrowski, *Probabilistyka w zastosowaniach technicznych*. Warszawa: Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, 1980.
- [83] W. Meissner, *Metody statystyczne w biologii*. Gdańsk: Wydawnictwo Uniwersytetu Gdańskiego, 2014.
- [84] K. Wang i M. L. Wolverton, *Real estate valuation theory*. Boston: Kluwer Academic Publishers.
- [85] J. Syska, *Współczesne metody analizy regresji wspomagane komputerowo*. Katowice: Instytut Fizyki, Uniwersytet Śląski, 2014.
- [86] A. Stanisławski, *Przystępny kurs statystyki tom I*. Kraków, 1998.
- [87] A. Stanisławski, *Przystępny kurs statystyki tom II*. Kraków, 2007.
- [88] MOL-LUB Ltd., „MOL Thermol 32 olej grzewczy”, 2021.
- [89] P. Puzdrowska, „Znaczenie mocy testu statystycznego w analizie diagnostycznej okrętowego silnika o zs”, *Journal of Polish CIMEEAC*, t. 17, 2022.
- [90] D. Bocheński i D. Kreft, „Cargo Ships' Heat Demand - Operational Experiment”, *Polish Maritime Research*, t. 27, nr 4, s. 60–66, 2020, doi: 10.2478/pomr-2020-0066.
- [91] NOAA, „National Centers for Environmental Information”. [Online]. Dostępne na: <https://www.ncei.noaa.gov/>
- [92] Copernicus Climate Change Service information, „Average air temperature global map”, 2020.
- [93] The University of Maine, „Climate Reanalyzer”. [Online]. Dostępne na: <https://climatereanalyzer.org/>
- [94] A. Balcerski, M. Giernalczyk, i Z. Kneba, „Prognozowanie parametrów rozkładu temperatury wody zaburtowej na założonych liniach oceanicznych”, *Mar. Technol. Trans.*, t. 7, 1996.
- [95] NASA, „NASA Earth Observatory”. [Online]. Dostępne na: <https://earthobservatory.nasa.gov/global-maps/MYD28M>
- [96] G.Casale, G.Serazzi, i M.Bertoli, *Java Modelling Tools - user manual*. Milan, 2018. [Online]. Dostępne na: <http://jmt.sourceforge.net/>

- [97] „FlexSim InterMarium”. [Online]. Dostępne na: <https://flexsim.pl/>
- [98] PTV, *VISSIM 5.30-05 User Manual*. Karlsruhe, 2011.
- [99] E. L. Crow i K. Shimizu, *Lognormal Distributions - Theory and Applications*. New York: M. Dekker, 1988.
- [100] J. C. Ossowski, „Rozkład logarytmiczno-normalny a względne i absolutne miary rozproszenia”, *Dynamiczne Modele Ekonometryczne*, 2003.
- [101] R. Michalski, *Siłownie okrętowe*. Szczecin: Politechnika Szczecińska, 1997.
- [102] Spirax Sarco, *Steam Distribution*. Cheltenham, 2020.
- [103] M. Giernalczyk i Z. Górski, „Metoda określania zapotrzebowania energii do napędu statku, energii elektrycznej i wydajności kotłów dla nowoczesnych statków pasażerskich przy wykorzystaniu metod statystycznych”, *Zeszyty naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie*, t. 14, nr 86, 2008.
- [104] D. Kreft, „Wpływ parametrów zewnętrznych na wytwarzanie pary w kotle opalonym”, *Journal of Polish CIMEEAC*, t. 16, 2021.
- [105] Werft Zhejiang Ouhua Shipbuilding, „Dokumentacja techniczna statku Blandine”, Zhoushan, 2009.
- [106] Spirax Sarco, *Wężownice grzejne dla zastosowań morskich*. Cheltenham: Spirax Sarco LTD.

ZAŁĄCZNIKI

A. Charakterystyka techniczna statków

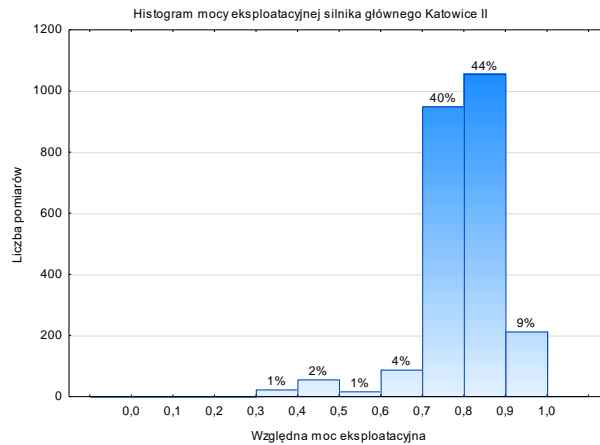
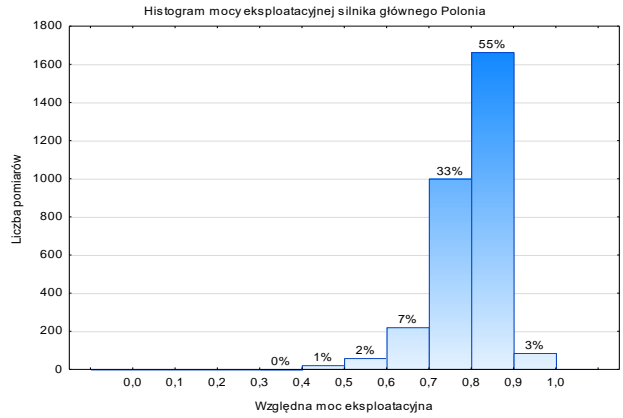
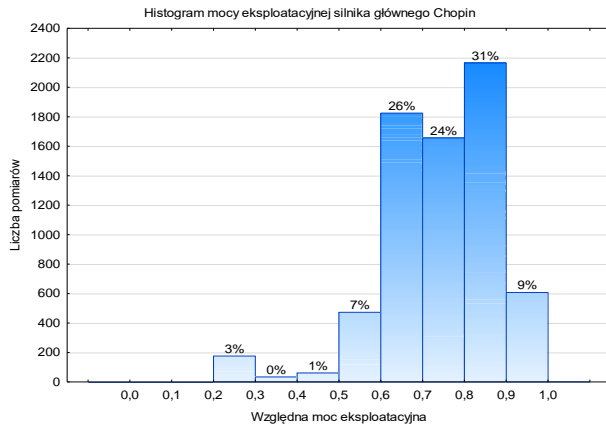
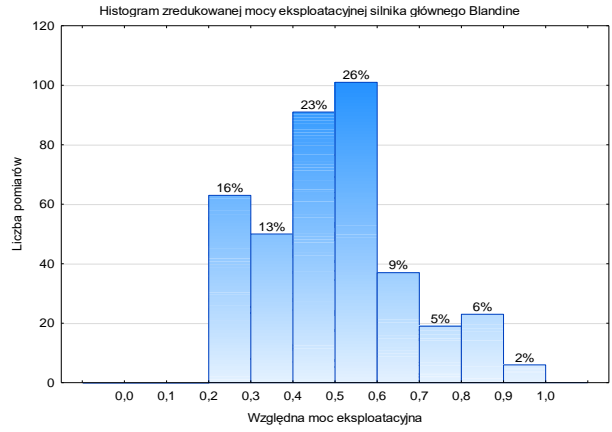
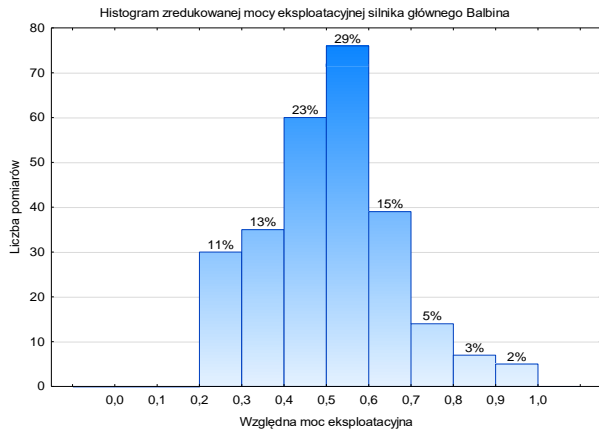
Charakterystyka techniczna trzynastu badanych statków pod kątem wytwarzania ciepła

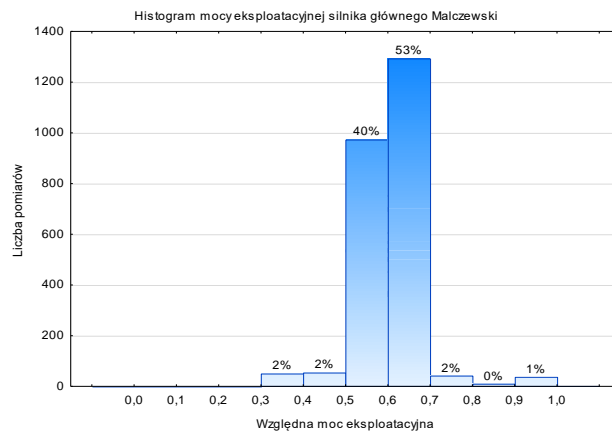
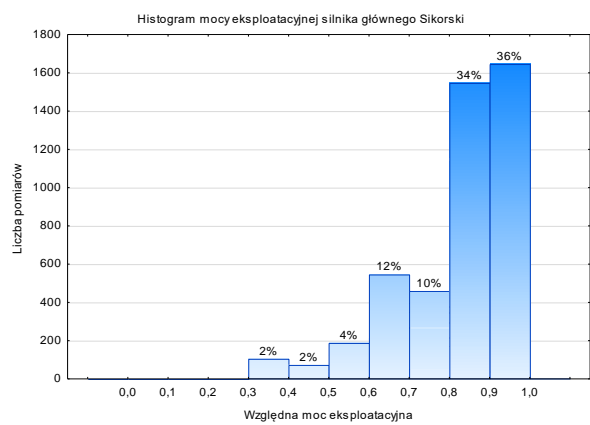
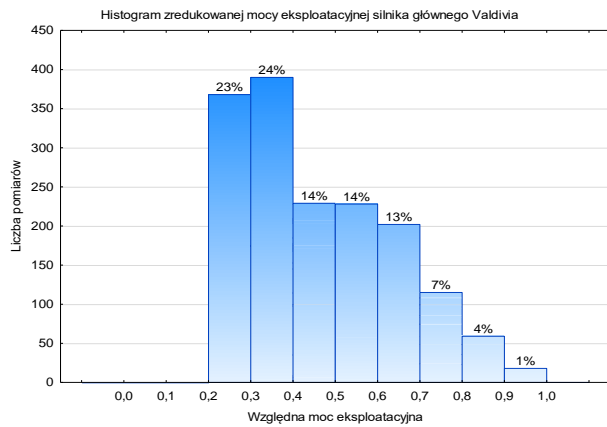
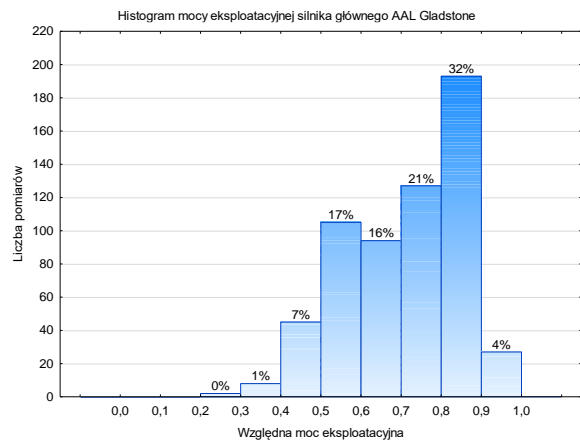
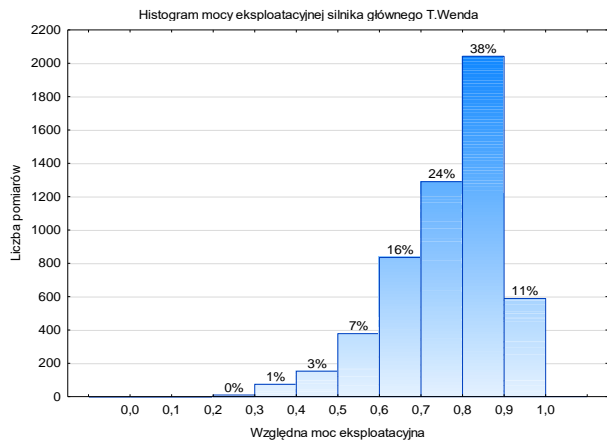
L.p.	Nazwa i typ statku	rok budowy	Parametry wielkościowe					Okres badań	Silnik główny		
			L [m]	B [m]	T [m]	P_N [t]	v [w]		Nazwa	N_{SG}^{nom} [kW]	n_{SG} [min ⁻¹]
1	Balbina, kontenerowiec	2010	294,05	32,29	12,3	65710	24,8	01.11.2015–31.07.2017	Wartsila 7RT-flex96c	40 040	102
2	Blandine, kontenerowiec	2009	294,09	32,29	12,3	65700	24,8	01.02.2016–28.02.2019	Wartsila 7RT-flex96c	40 040	102
3	Chopin, drobnicowiec	1989	148,00	23,00	9	15800	15,6	05.02.1989–08.02.1993	MAN B&W 5L60MCE	5220	111
4	Polonia, drobnicowiec	1988	140,00	22,00	9	13864	16,5	06.02.1993–18.01.1994	Sulzer 6RTA58	7080	116
5	Katowice II, ro-ro	1982	189,17	31,04	9,5	21334	19,5	04.07.1988–24.02.1989	Sulzer 7RND90M	17 255	122
6	T. Wenda, kontenerowiec	1989	195,00	31,00	9,15	1917 TEU	19,2	17.10.1989–19.11.1990	Sulzer 7RTA84C	16 260	98
7	BBC Kwiatkowski, drobnicowiec	2008	122,45	18,20	7,15	7700	14	22.09.2018–02.12.2018	MAK 9M32C	4320	600
8	AAL Gladstone, drobnicowiec	2009	159,99	27,40	8,3	25733	16,3	01.01.2015–31.12.2017	MAN B&W 6S40ME-B	6810	146
9	Valdivia, kontenerowiec	2006	178,57	27,70	9,9	22229	22,2	01.01.2007–31.08.2019	MAN B&W 6L70ME-C	16 980	98
10	Władysław Sikorski, con-ro	1981	200,30	31,70	8,8	22603	20	02.12.1991–29.10.1992	Sulzer 10RND90	21 350	122
11	Jacek Malczewski, drobnicowiec	1979	168,30	24,00	10,5	17057	21,4	24.07.1985–26.04.1986	Sulzer 8RND90	17 075	122
12	Allegoria, kontenerowiec	2006	275,80	40,00	12,3	66280	23,3	01.01.2013–12.03.2021	Sulzer 10RT-flex96C-B	54 926	100
13	BBC Hudson, kontenerowiec	2009	143,14	23,13	9,7	17326	15,5	23.02.2021–30.06.2021	MAN B&W 6S46MC-C	7074	129

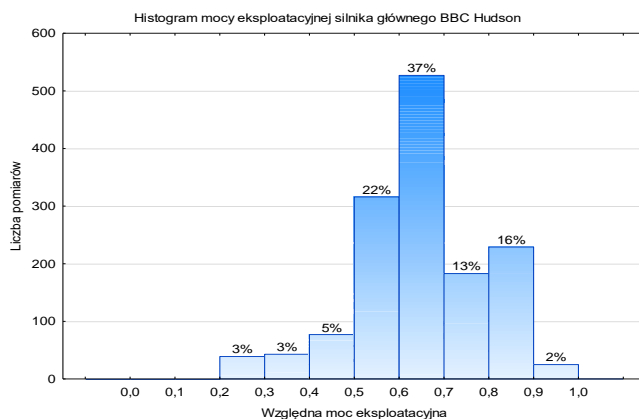
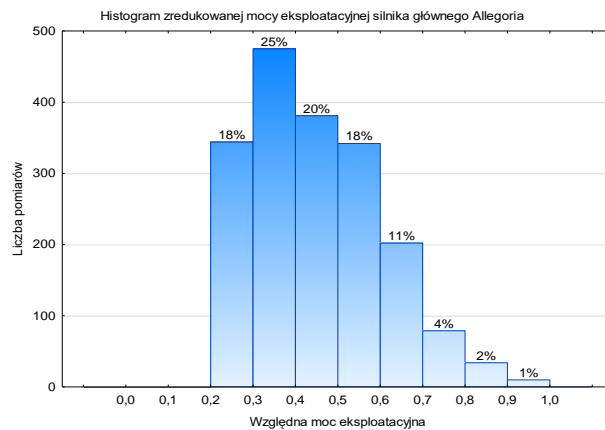
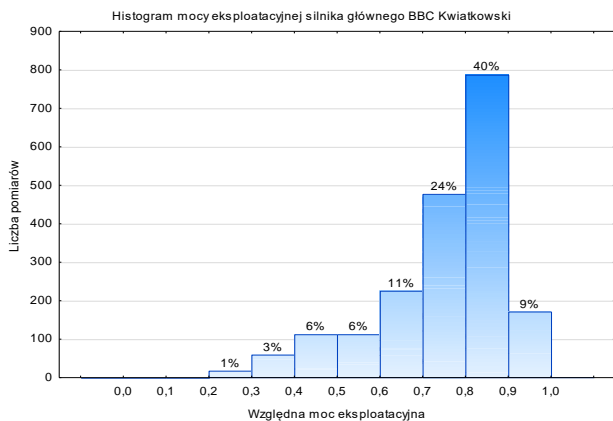
Charakterystyka techniczna czterech badanych statków pod kątem zapotrzebowania na ciepło

L.p.	Nazwa i typ statku	rok budowy	Parametry wielkościowe					Okres badań	Silnik główny		
			L [m]	B [m]	T [m]	P_N [t]	v [w]		Nazwa	N_{SG}^{nom} [kW]	n_{SG} [min ⁻¹]
1	Blandine, kontenerowiec	2009	294,09	32,29	12,3	65700	24,8	22.10.2018–28.01.2019	Wartsila 7RT-flex96c	40 040	102
2	BBC Kwiatkowski, drobnicowiec	2008	122,45	18,20	7,15	7700	14	22.09.2018–02.12.2018	MAK 9M32C	4320	600
3	Valdivia, kontenerowiec	2006	178,57	27,70	9,9	22229	22,2	22.07.2019–12.08.2019	MAN B&W 6L70ME-C	16 980	98
4	BBC Hudson, kontenerowiec	2009	143,14	23,13	9,7	17326	15,5	23.02.2021–30.06.2021	MAN B&W 6S46MC-C	7074	129

B. Histogramy mocy eksploatacyjnej silników głównych







Histogramy względnej mocy eksploatacyjnej silników głównych na badanych statkach. Na osi rzędnych znajduje się ilość dokonanych pomiarów, a nad odpowiednimi kolumnami ich procentowa wartość względna. Na osi odciętych przedstawiono względną moc eksploatacyjną w przedziale wartości od 0 do 100% z krokiem co 10%

C. Określenie mocy silnika głównego w zależności od parametrów wielkościowych statku

Wzory pozwalające obliczyć parametry rozkładów wytwarzania ciepła i jego zapotrzebowania w rozdziałach 4 i 5 są uzależnione przede wszystkim od mocy silnika głównego. Często projektant systemu grzewczego na wstępnych etapach projektowania nie posiada takiej informacji. Poniżej przedstawiono metody oszacowania mocy, znając jedynie główne parametry statku.

Wzór Admiralicji [17] określa moc napędową N_{SG}^{nom} w funkcji wyporności, prędkości pływania oraz współczynnika Admiralicji. Wspomniany współczynnik dobiera się na podstawie pozostałych danych dla statku podobnego, a następnie oblicza się moc nominalną silnika głównego statku projektowanego:

$$N_{SG}^{nom} = \frac{D^{2/3} \cdot v^3}{c_0} \quad (105)$$

gdzie:

D – wyporność [t]
 v – prędkość maksymalna [węzły]
 c_0 – współczynnik admiralicji [–]

Istnieje możliwość zastosowania wzorów uzależniających moc silnika głównego od nośności i prędkości statku w zależności od ich typu [103]:

Dla kontenerowców:

$$N_{SG}^{nom} = (0,9179 + 0,00003412 \cdot P_n) \cdot v^3 \quad (106)$$

Dla masowców:

$$N_{SG}^{nom} = (1,535 + 0,0000197 \cdot P_n) \cdot v^3 \quad (107)$$

Dla statków ro-ro:

$$N_{SG}^{nom} = (1,49042 + 0,00003888 \cdot P_n) \cdot v^3 \quad (108)$$

gdzie:

P_n – nośność [t] (DWT)
 v – prędkość maksymalna [węzły]

Dodatkowo za pomocą liniowej regresji wielorakiej wyprowadzono wzór uzależniający moc silnika głównego od długości całkowitej, szerokości, zanurzenia i prędkości pływania dla statków badanych w tej pracy. Wysokość wolnej burty została uznana jako nieistotna statystycznie. Współczynnik korelacji R dla poniższego wzoru wynosi 0,963.

$$N_{SG}^{nom} = 123,1 \cdot L + 802,4 \cdot B + 3041,3 \cdot T - 155,5 \cdot v - 53529,6 \text{ [kW]} \quad (109)$$

gdzie:

L – długość całkowita [m]
 B – szerokość [m]
 T – zanurzenie [m]
 v – prędkość maksymalna [węzły]

D. Wpływ parametrów zewnętrznych na zużycie paliwa przez kocioł pomocniczy opalany

Jako, że powyższa praca skupia się na obliczeniach związanych z kotłem utylizacyjnym, postanowiono dodać załącznik opisujący zależność zużycia paliwa przez kocioł opalany od czynników zewnętrznych [104]. Analizę statystyczną przeprowadzono na podstawie danych pochodzących z dziennika maszynowego kontenerowca Blandine [105].

Analizę przeprowadzono dla czterech stanów:

- pływanie w morzu,
- manewry,
- postój na kotwicy,
- postój w porcie.

Jako zmienne niezależne wytypowano średnią dobową moc względną silnika głównego \bar{N}_{SG}^{sr} i zespołów prądotwórczych \bar{N}_{ZP}^{sr} , temperaturę wody zaburtowej t_w oraz zanurzenie T . W przypadku cumowania w porcie i postoju na kotwicy nie analizowano wpływu obciążenia silnika głównego, ponieważ zazwyczaj jest wyłączony. W poniższej tabeli przedstawiono współczynniki korelacji dla zmiennej zależnej którą był strumień ciepła dostarczanego w paliwie do kotła opalanego wyrażony w MJ/h.

Wartości korelacji strumienia ciepła wytwarzanego w kotle opalonym Blandine

	\bar{N}_{ZP}^{sr} [%]	\bar{N}_{SG}^{sr} [%]	t_w [°C]	T [m]
Pływanie w morzu				
Współczynnik korelacji R	0,2498	- 0,2233	0,02	- 0,315
Poziom istotności α	0,434	0,253	0,92	0,294
Liczność próby n	12	28	28	13
Manewry				
Współczynnik korelacji R	0,0496	- 0,2290	- 0,0651	0,2803
Poziom istotności α	0,771	0,361	0,694	0,195
Liczność próby n	41	18	39	23
Postój na kotwicy				
Współczynnik korelacji R	0,1497	n.d.	- 0,2230	0,2100
Poziom istotności α	0,2	n.d.	0,062	0,024
Liczność próby n	75	n.d.	71	116
Postój w porcie				
Współczynnik korelacji R	0,3908	n.d.	- 0,015	0,0481
Poziom istotności α	0,022	n.d.	0,927	0,82
Liczność próby n	34	n.d.	40	25

W większości przypadków stwierdzono brak korelacji lub określono ją jako nieistotną statystycznie ($\alpha > 0,1$). Najwyższy współczynnik korelacji o wartości 0,391 otrzymano dla wpływu średniej mocy względnej zespołu prądotwórczego na strumień ciepła zawarty w paliwie dolotowym do kotła opalanego dla stanu eksploatacyjnego postój w porcie. Poniżej przedstawiono wykres rozrzutu tej korelacji. Dodatkowo statystycznie istotne, lecz o słabym współczynniku korelacji okazały się zależności zanurzenia i temperatury wody zaburtowej dla stanu eksploatacyjnego postój na kotwicy. Współczynniki korelacji nie wytłumaczyły wystarczająco zmienności wartości zależnej, dlatego też należy wnioskować, że parametry niezależne, które nie były częścią tej analizy, są bardziej istotne statystycznie.



Wykres korelacji strumienia ciepła dolotowego do kotła i średniej mocy względnej zespołów prądotwórczych.

E. Opis działania i kod programu PythonMMO

Program PythonMMO działa zgodnie ze schematem blokowym przedstawionym na rys. 6. Na pierwszym rysunku załącznika przedstawiono początek obliczeń programu PythonMMO (Program za chwilę czasową skończenia pewnego okresu uznaje najbliższy czas przed rozpoczęciem następnego, stąd też pojawiają się liczby takiej jak 0,19999 s. W pracy czas zakończenia i rozpoczęcia pracy będzie tą samą chwilą w tym wypadku 0,2 s). W celu wyjaśnienia zasady działania i odczytywania wyników, na obu rysunkach załącznika przedstawiono obliczenia dokonane przy założeniu stałych (a nie losowych) wartości pojawiających się zgłoszeń oraz stałych wartości czasu obsługi zgłoszeń. Średni czas pojawiających się zgłoszeń wynosił 0,5 s, czas obsługi zgłoszeń porcji ciepła z odbiorników ciepła 0,7 s, a czas obsługi zgłoszeń porcji ciepła w skraplaczu nadmiarowym 1,4 s. W poniższej tabeli został przedstawiony opis kilku kolejnych operacji w liniijkach zgodnych z liniijkami na rysunku (każda liniijka składa się z dwóch wierszy):

Opis działania programu PythonMMO krok po kroku zgodnie z poniższym rysunkiem

Linijka 1	Stan początkowy. W KU pojawia się zgłoszenie (po 0,5 s) 0,5 s i trafia do odbiornika. Czas obsługi tego zgłoszenia w odbiorniku ciepła wynosi 0,7s.
Linijka 2	W KU pojawia się drugie zgłoszenie. Odbiornik jest zajęty jeszcze 0,2 s więc zgłoszenie trafia do skraplacza o czasie obsługi 1,4 s.
Linijka 3	Podczas trwania drugiego zgłoszenia w KU, odbiornik skończył pracę więc pozostała część 1,2 s ze skraplacza nadmiarowego trafia do odbiornika gdzie dokończenie obsługi zajmie jeszcze 0,6 s.
Linijka 4	Pojawia się trzecie zgłoszenie, gdy stan odbiornika wynosi 0,3 s a skraplacz nadmiarowy jest pusty, więc zgłoszenie trafia do skraplacza 1,4 s.
Linijka 5	Podczas trwania trzeciego zgłoszenia w KU, odbiornik skończył obsługę więc pozostała część 1,1 s ze skraplacza nadmiarowego trafia do odbiornika 0,55 s.
Linijka 6	Pojawia się czwarte zgłoszenie, gdy stan odbiornika wynosi 0,35 s a skraplacz nadmiarowy jest pusty, więc zgłoszenie trafia do skraplacza 1,4 s.

Bazując na wykonanych symulacjach i kontynuując powyższą tabelę, w przypadku wystarczającej przepustowości skraplacza nadmiarowego, system będzie coraz bardziej stabilny, a czas pomiędzy poszczególnymi operacjami będzie dążył do ustalonej wartości. W przypadku, gdy przepustowość skraplacza będzie zbyt niska, system będzie niestabilny, a w skraplaczu będą gromadziły się zgłoszenia (co jest zabronione przez warunek brzegowy). W takim wypadku jego przepustowość będzie dążyć do nieskończoności.

```
0.5 zgl {'odb': 0, 'sn': 0, 'zgl': 0}
0.5 zgl {'odb': 0.7, 'sn': 0, 'zgl': 0}
-----
1.0 zgl {'odb': 0.19999999999999996, 'sn': 0, 'zgl': 0}
1.0 zgl {'odb': 0.19999999999999996, 'sn': 1.4, 'zgl': 0}
-----
1.2 odb {'odb': 0, 'sn': 1.2, 'zgl': 0.30000000000000004}
1.2 odb {'odb': 0.6, 'sn': 0, 'zgl': 0.30000000000000004}
-----
1.5 zgl {'odb': 0.29999999999999993, 'sn': 0, 'zgl': 0}
1.5 zgl {'odb': 0.29999999999999993, 'sn': 1.4, 'zgl': 0}
-----
1.7999999999999998 odb {'odb': 0, 'sn': 1.1, 'zgl': 0.20000000000000007}
1.7999999999999998 odb {'odb': 0.55, 'sn': 0, 'zgl': 0.20000000000000007}
-----
2.0 zgl {'odb': 0.35, 'sn': 0, 'zgl': 0}
2.0 zgl {'odb': 0.35, 'sn': 1.4, 'zgl': 0}
```

Zrzut ekranu z programu PythonMMO

Na końcu symulacji program pokazuje podsumowanie, w którym określa procentowy stosunek zgłoszeń które trafiły to skraplacza nadmiarowego, podczas gdy był zajęty, do wszystkich zgłoszeń (*% failures*). Ponadto pokazuje średni czas obsługi zgłoszeń porcji ciepła w skraplaczu nadmiarowym który został założony, jeżeli spełnia on warunek brzegowy z prawdopodobieństwem 100% (wszystkie odrzucone zgłoszenia z odbiornika zostaną obsłużone w skraplaczu nadmiarowym) oraz założonym poziomem istotności. W przypadku przekroczenia tych wartości w odpowiednich polach zamiast średniego czasu obsługi zgłoszeń porcji ciepła wyświetli się 0. Oznacza to, że należy założyć większą przepustowość skraplacza nadmiarowego.

```
% failures: 0.0
czas obsługi skraplacza nadmiarowego dla którego nie wystąpił błąd: 1.4
czas obsługi skraplacza nadmiarowego dla którego nie wystąpił błąd powyżej poziomu istotności treshold: 1.4
```

Zrzut ekranu wyników programu PythonMMO

Poniżej przedstawiono kod programu w języku skryptowym Python. Schemat programu opisany jest w częściowo w podrozdziale 2.2 oraz na schematach znajdujących się na rys. 5 i 6. Ponadto dla łatwości użytkownika po znaku # wprowadzono komentarze do odpowiednich wierszy kodu. W tych wierszach należy wprowadzić dane potrzebne do symulacji. W symulacji jednostką czasu jest sekunda, a wartości parametrów kształtu i skali w zależności od potrzeb mogą być podane w jednostce masy na jedną sekundę lub jednostce energii(ciepła) na jedną sekundę.

Aby uruchomić program PythonMMO należy skopiować kod do edytora kodu np. *Visual Studio Code*. Następnie po zapisaniu pliku w folderze za pomocą okienka wyszukiwania Windows, uruchamiamy program *Anaconda Prompt*. Za pomocą komend należy otworzyć wcześniej zapisany plik z kodem. Podstawowe komendy:

- „C:” – przejście do dysku C;
- „dir” – pokazanie zawartość folderu, w którym się znajdujemy;
- „cd ABC” – otwarcie folderu o nazwie ABC z lokalizacji, w której się znajdujemy;
- „cd..” – cofnięcie do poprzedniej lokacji;
- „python lognormal.py” – uruchomienie zapisanego wcześniej pliku z kodem o nazwie lognormal.py.

Po otwarciu programu, rozpocznie się symulacja. W celu jej przerwania (np. gdy został ustawiony zbyt długi czas symulacji) należy skorzystać z polecenia „ctrl + c”. Za pomocą strzałek w górę i w dół możemy wybierać poprzednie lub kolejne wpisane komendy.

```
-----
from itertools import count
import tqdm
import numpy as np
from scipy.stats import lognorm
from matplotlib import pyplot as plt
# w linijki z komentarzami należy wpisać dane
def zgloszenie():
    min_czas_zgloszenia = 0.09043 # minimalny czas zgłoszenia
    max_czas_zgloszenia = 100 # maksymalny czas zgłoszenia
    zgl_mean = 0.9189 # parametr kształtu czasu zgłoszeń rozkładu log-normalnego
    zgl_sigma = 0.7329 # parametr skali czasu zgłoszeń rozkładu log-normalnego
    zgloszenie = lognorm.rvs(zgl_sigma, 0, np.exp(zgl_mean))
    while zgloszenie <= min_czas_zgloszenia or zgloszenie >= max_czas_zgloszenia:
        zgloszenie = lognorm.rvs(zgl_sigma, 0, np.exp(zgl_mean))
    return zgloszenie
def obsluga():
    min_czas_obslugi = 0.6 # minimalny czas obsługi zgłoszeń
    max_czas_obslugi = 100 # maksymalny czas obsługi zgłoszeń
```

```

obs_mean = 1.0726 # parametr kształtu czasu obsługi rozkładu log-normalnego
obs_sigma = 0.4799 # parametr skali czasu obsługi rozkładu log-normalnego
obsługa = lognorm.rvs(obs_sigma, 0, np.exp(obs_mean))
while obsługa <= min_czas_obsługi or obsługa >= max_czas_obsługi:
    obsługa = lognorm.rvs(obs_sigma, 0, np.exp(obs_mean))
return obsługa
total_time = 2000 # czas symulacji w jednostkach zgodnych z rozkładami prawdopodobieństwa
max_sn = 0 # maksymalna wielkość skraplacza nadmiarowego dla sn=1, odb=1, zgl=1 - warunek
brzegowy (zostaje wartość 0)
max_sn_5p = 0 # powyżej wartość procentowej threshold skraplacza nadmiarowego dla sn=1, odb=1,
zgl=1 - warunek brzegowy (zostaje wartość 0)
threshold = 1 # prawdopodobieństwo [%] że do skraplacza nadmiarowego trafi drugie zgłoszenie podczas
stanu w którym jest zajęty-warunek brzegowy
skraplacze = [2.25]# czas obsługi zgłoszeń w skraplaczu nadmiarowym - pole do sprawdzania
# skraplacze = np.linspace(200, 20000, 100) (minimalna wartość, maksymalna wartość, liczba
przedziałów klasowych)
zglos = []
obsls = []

for sn in skraplacze:
    t = 0
    times = {
        'odb': 0,
        'sn': 0,
        'zgl': 0
    }
    failures = 0
    inputs = 0
    while t < total_time:
        zgl = zgloszenie()
        zglos.append(zgl)
        inputs += 1
        times['zgl'] = zgl

    while times['zgl'] > 0:
        dt_key = min([k for k in times.keys() if times[k] > 0], key=lambda k: times[k])
        dt = times[dt_key]
        t += dt
        print('-'*10)
        print(t, dt_key, times)

    for k in times.keys():
        times[k] = max(0, times[k] - dt)
    if dt_key == 'zgl':
        if times['odb'] == 0:
            obsl = obsługa()
            obsls.append(obsl)
            times['odb'] = obsl
        else:
            if times['sn'] > 0:
                failures += 1
            else:
                times['sn'] = sn
    elif dt_key == 'odb':
        times['odb'] = obsługa() * times['sn'] / sn

```

```
times['sn'] = 0
print(t, dt_key, times)

if not failures and sn > max_sn:
    max_sn = sn
if failures / inputs < threshold and sn > max_sn_5p:
    max_sn_5p = sn
print('% failures:', failures / inputs)
print('czas obsługi skraplacza nadmiarowego dla którego nie wystąpił błąd:', max_sn)
print('czas obsługi skraplacza nadmiarowego dla którego nie wystąpił błąd powyżej poziomu istotności
treshold:', max_sn_5p)
print('średnio zgłoszenie co', np.mean(zglos))
print('średnia obsługa co', np.mean(obsls))
```

F. Dobór urządzeń instalacji grzewczej

Dobór poszczególnych odbiorników ciepła, podgrzewaczy i węzownic w zbiornikach jest związany z określeniem ich mocy cieplnej, czyli strumienia ciepła wymianianego w podgrzewaczu lub węzownicy grzewczej. Celem obliczenia strumienia ciepła wymianianego w podgrzewaczu należy znać masowe natężenie przepływu czynnika podgrzewanego, jego ciepło właściwe oraz zakładany przyrost temperatury. Następnie obliczany jest współczynnik przenikania ciepła oraz średnia różnica temperatur czynników wymieniających ciepło. Mając te dane możemy obliczyć pole powierzchni wymiany ciepła podgrzewacza.

Obliczenie mocy cieplnej węzownicy grzewczej jest trudniejszym zadaniem. Czynniki podgrzewane w zbiornikach są najczęściej produkty ropopochodne (paliwa, oleje). Strumień ciepła, który musi być dostarczony do czynnika w zbiorniku jest sumą ciepła potrzebnego do podgrzania czynnika w zbiorniku oraz strat cieplnych do otoczenia. Ciepło potrzebne do podgrzania i utrzymania temperatury czynnika w zbiorniku oblicza się uwzględniając najmniej korzystne warunki oraz czas podgrzewania, który jest założony przez armatora lub zdefiniowany przepisami towarzystw klasyfikacyjnych. Rozpatrywane zbiorniki są zazwyczaj zbiornikami kadłubowymi, występujące straty ciepła możemy podzielić na:

- straty ciepła przez dno i burty do wody morskiej;
- straty ciepła przez burty i pokład do powietrza zewnętrznego;
- straty ciepła przez grodzie do wewnętrznych przestrzeni powietrznych;
- straty ciepła przez grodzie do innych zbiorników kadłubowych.

Po obliczeniu powierzchni wymiany ciepła węzownicy grzewczej, określa się jej średnicę i długość. W przypadku węzownic parowych ważne jest takie dobranie jej długości, żeby w końcowej jej części nie płynęły skropliny. W tym celu przyjmuje się, że ich długość nie powinna przekraczać 120–150 m dla średnic 40–50 mm oraz 45–75 m dla średnic 20–25 mm. Dla węzownic parowych bardziej efektywne, z perspektywy wymiany ciepła, jest zastosowanie kilku krótkich węzownic połączonych równolegle niż jednej długiej. Istotną kwestią przy projektowaniu węzownic parowych jest ich ułożenie. Podobnie jak w przypadku rurociągów, ważne jest, aby węzownice znajdowały się możliwie na jednym poziomie. Każde wzniesienie instalacji powoduje problemy z zaleganiem wody co skutkuje efektem uderzeń wodnych. Aby zapewnić właściwe odwodnienie instalacji należy zmniejszyć średnicę pionowych wznoszących się gałęzi oraz przed kolankami zainstalować syfony. Dzięki temu kondensat będzie wypełniał cały przewód i będzie wypierany przez parę, aż do końcowego zaworu odwadniającego [10], [106].

Całkowitą moc grzewczą kotłów dobiera się dla warunków, gdy zapotrzebowanie na ciepło jest największe. Maksymalna wielkość kotła utylizacyjnego jest zdeterminowana przez ilość ciepła spalin silnika głównego oraz założone ciśnienie pary. Kocioł opalany poza pokryciem ewentualnych braków ciepła w trakcie pływania w morzu dobierany jest tak, aby jego wydajność była wystarczająca podczas rozruchu siłowni.

Chłodnica skroplin jest to wymiennik ciepła typu woda–woda, który służy do zredukowania temperatury skroplin za odbiornikami ciepła do 70–90°C w celu redukcji zjawiska wtórnego odparowywania. Chłodnica skroplin musi być w stanie schłodzić skropliny powstające przy największej wydajności kotłów (największym zapotrzebowaniu ciepła). Czasami zamiast chłodnicy skroplin stosuje się węzownice z wodą morską umieszczone wewnątrz skrzyni cieplnej [3].

Skrapłacz nadmiarowy stosowany jest jako urządzenie do regulacji wydajności pary kotła utylizacyjnego. Eliminuje to konieczność zastosowania rozwiązań z tzw. bypassem spalin przez kocioł utylizacyjny, rozwiązań z kotłem utylizacyjnym wielosekcyjnym lub z regulacją przepływu wody przez kocioł. Wielkość skraplacza nadmiarowego dobiera się na podstawie różnicy pomiędzy maksymalną wydajnością kotła utylizacyjnego a minimalnym zapotrzebowaniem pary przez odbiorniki ciepła [10]. Zdarza się, że skrapłacz nadmiarowy i chłodnica skroplin są zastępowane przez jeden wspólny wymiennik ciepła a jego przepustowość równa jest wydajności kotła utylizacyjnego [105].

Niezbędnym urządzeniem w instalacji parowej jest skrzynia cieplna. Do jej głównych zadań należy kompensacja wahań wydatków w instalacji, skraplanie pary wtórnej (w przypadku braku chłodnicy skroplin), zbieranie odparowanego kondensatu oraz filtracja, odpowietrzanie i zmiękczenie wody. Przepustowość skrzyni cieplnej powinna być większa niż maksymalna wydajność kotłów. Objętość skrzyni cieplnej jest dobierana na podstawie jakości odpowietrzania i filtracji oraz przewidywanego czasu wymiany filtrów i możliwości zaolejenia instalacji [10]. Przed skrzynią cieplną jest montowany zbiornik obserwacyjny

skroplin, do którego trafiają skropliny z odbiorników ciepła podgrzewających paliwo lub olej. Zmniejsza on możliwość przedostania się zanieczyszczeń ropopochodnych do skrzyni cieplnej a dalej do kotłów. W przypadku stwierdzenia obecności zanieczyszczeń, kieruje się skropliny do zbiornika zaolejonej wody, a za pomocą przezierników identyfikuje się uszkodzony podgrzewacz. Przed zbiornikiem obserwacyjnym, a za każdym odbiornikiem ciepła są zamontowane: odwadniacz termodynamiczny lub termostatyczny, przeziernik (waposkop) oraz zawór zwrotny. Elementy te dobiera się na podstawie znajomości średnicy rurociągu oraz masowego natężenia przepływu. W przypadku odwadniacza ważna jest znajomość ciśnienia pary przed i ciśnienia wody za urządzeniem. Nie wolno stosować jednego wspólnego odwadniacza do kilku odbiorników ciepła, prowadzi to do zawadnienia wymiennika ciepła i pogorszenia warunków wymiany ciepła [2], [18].

Wszystkie urządzenia połączone są rurociągami. Przepisy towarzystw klasyfikacyjnych przypominają o zastosowaniu przed każdym rurociągiem zbiorczym zaworu zwrotnego. Wysokie temperatury czynnika grzewczego powodują konieczność montowania na rurociągach kompensatorów wydłużeń oraz izolacji termicznej. Rurociągi pary grzewczej czy oleju grzewczego powinny być prowadzone w miejscach bezpiecznych z punktu widzenia załogi (np. pod gretingami) [6].

Przy projektowaniu rurociągów parowych należy mieć na uwadze zjawisko uderzenia wodnego. W celu jego zapobiegania długie rurociągi powinny być lekko pochylone ku dołowi zgodnie z kierunkiem przepływu, aby umożliwić gromadzącej się na dnie wodzie samoistne spływanie. Przed zaworami redukcyjnymi i odcinającymi montuje się zawory odwadniające. Rurociągi kondensatu należy projektować dla warunków stanu eksploatacyjnego statku rozruch siłowni. Wtedy projektant ma pewność, że w rurociągu kondensatu pojawi się maksymalne natężenie przepływu cieczy (a nie pojawi się w nich para). Instalacje kondensatu należy prowadzić tak, aby uniknąć powstawania ciśnienia zwrotnego. W takim wypadku należy stosować grawitacyjny spływ kondensatu. Do odpowietrzania instalacji stosuje się zawór odpowietrzający lub rurociąg odprowadzający powietrze z miejsc, gdzie mogłoby się gromadzić [10]. W okrętowej instalacji parowej można wyróżnić 3 rodzaje pomp:

- pompy obiegowe,
- pompy zasilające,
- pompa uzupełniająca.

Przy doborze każdej pompy należy wybrać jej typ, liczbę sztuk oraz wielkość na podstawie wymaganej wydajności oraz wysokości podnoszenia. Wiele danych precyzują przepisy towarzystw klasyfikacyjnych z których należy skorzystać w trakcie doboru. Każdy kocioł, który nie może być ogrzewany w stanie suchym, wymaga 2 pomp zasilających o wydajność nie mniejszej niż 115 % wydajności maksymalnej kotła. W celu uniknięcia krótkich i częstych przestojów pompy jej wydajność nie powinna przekraczać 2-krotności maksymalnego natężenia pary. Podobnie jak w przypadku pomp zasilających, kotły muszą być wyposażone w 2 równoległe pompy obiegowe. Ich wydajność dobiera się zgodnie z wytycznymi podanymi przez producenta kotła. W warunkach normalnych wydajność pomp przyjmuje się tak, aby krotność obiegu wody wynosiła $n = 4-6$. Ze względu na duże prawdopodobieństwo kawitacji spowodowane temperaturą pompowanej wody, należy zapewnić pompom pracę z napływem oraz lokalizację zapewniającą jak najmniejsze opory w rurociągu ssawnym. Pompa uzupełniająca znajdująca się pomiędzy zbiornikiem zapasowym a skrzynią cieplną i uzupełnia wodę w przypadku, gdy na poziomowskazy skrzyni cieplnej pojawia się alarm niskiego poziomu, spowodowany opadnięciem czujnika pływakowego typu Mobrey [6], [10], [18].

Zalecane prędkości przepływu w rurociągach instalacji parowej, przez American Bureau of Shipping [6] przedstawiono w poniższej tabeli:

Zalecane prędkości przepływu przy projektowaniu instalacji parowej

Rurociąg kondensatu	< 1	m/s
Rurociąg pary suchej nasyconej	20–40	m/s
Rurociąg tłoczny pomp	< 2,5	m/s
Rurociąg pary przegrzanej	35–65	m/s



G. Bilanse ciepła badanych statków

Bilans cieplny instalacji grzewczej statku Blandine

L.p	Nazwa urządzenia	Moc cieplna zainstalowana [kW]	Wsp. jednoczesności	Warunki zimowe			Warunki letnie		
				Wsp. obciążenia	Moc cieplna rzeczywista [kW]	Wydajność pary [kg/h]	Wsp. obciążenia	Moc cieplna rzeczywista [kW]	Wydajność pary [kg/h]
1	Klimatyzacja – pom. miesz.	245,0	1,0	0,8	196,0	298,3	0,8	196,0	298,3
2	Klimatyzacja kuchnia	18,0	1,0	0,8	14,4	21,9	0,8	14,4	21,9
3	Termowentylator siłowni 1	15,0	0,5	0,8	6,0	9,1	0,0	0,0	0,0
4	Termowentylator 1	37,0	0,8	0,8	23,7	36,0	0,0	0,0	0,0
5	Termowentylator 2	100,0	0,8	0,8	64,0	97,4	0,0	0,0	0,0
6	Termowentylator 3	100,0	0,8	0,8	64,0	97,4	0,0	0,0	0,0
7	Termowentylator 4	37,0	0,8	0,8	23,7	36,0	0,0	0,0	0,0
8	Termowentylator 5	100,0	0,8	0,8	64,0	97,4	0,0	0,0	0,0
9	Termowentylator 6	100,0	0,8	0,8	64,0	97,4	0,0	0,0	0,0
10	Podgrzewacz paliwa KO	12,0	0,4	0,8	3,8	5,8	0,8	1,0	1,5
11	Podgrzewacz paliwa SG	305,0	0,5	0,8	122,0	185,7	0,8	122,0	185,7
12	Podgrzewacz paliwa ZP	141,0	0,5	0,8	56,4	85,8	0,8	56,4	85,8
13	Wirówka paliwa lekkiego	105,0	0,7	0,5	34,7	52,7	0,5	34,7	52,7
14	Wirówka paliwa ciężkiego	105,0	0,7	0,5	34,7	52,7	0,5	34,7	52,7
15	Wirówka paliwa ciężkiego	105,0	0,7	0,5	34,7	52,7	0,5	34,7	52,7
16	Wirówka oleju smarnego ZP	40,0	0,7	0,5	13,2	20,1	0,5	13,2	20,1
17	Wirówka oleju smarnego SG	120,0	0,5	0,5	30,0	45,7	0,5	30,0	45,7
18	Wirówka oleju smarnego SG	120,0	0,5	0,5	30,0	45,7	0,5	30,0	45,7
19	Wirówka oleju smarnego ZP	40,0	0,7	0,5	13,2	20,1	0,5	13,2	20,1
20	Wirówka oleju smarnego ZP	40,0	0,7	0,5	13,2	20,1	0,5	13,2	20,1
21	Wirówka oleju smarnego ZP	40,0	0,7	0,5	13,2	20,1	0,5	13,2	20,1
22	Podgrzewacz wody chłodzącej	420,0	0,0	0,8	0,0	0,0	0,8	0,0	0,0
23	Termowentylator siłowni 2	20,0	0,5	0,8	8,0	12,2	0,0	0,0	0,0
24	Termowentylator siłowni 3	20,0	0,5	0,8	8,0	12,2	0,0	0,0	0,0
25	Termowentylator siłowni 4	20,0	0,5	0,8	8,0	12,2	0,0	0,0	0,0
26	Termowentylator siłowni 5	20,0	0,5	0,8	8,0	12,2	0,0	0,0	0,0
27	Zbiornik paliwa ciężkiego 1	595,5	0,3	0,8	157,2	239,3	0,8	16,7	25,5
28	Zbiornik paliwa ciężkiego 2	595,5	0,3	0,8	157,2	239,3	0,8	16,9	25,8
29	Zbiornik paliwa ciężkiego 3	595,5	0,3	0,8	157,2	239,3	0,8	18,4	28,0
30	Zbiornik paliwa ciężkiego 4	595,5	0,3	0,8	157,2	239,3	0,8	18,2	27,7
31	Zbiornik paliwa ciężkiego 5	464,2	0,3	0,8	122,5	186,5	0,8	13,5	20,5
32	Zbiornik paliwa ciężkiego 6	494,7	0,3	0,8	130,6	198,8	0,8	14,5	22,0
33	Zbiornik przelewowy 1	39,7	0,2	0,8	6,4	9,7	0,8	0,4	0,6
34	Zbiornik wody zaolejonej	116,0	0,5	0,8	46,4	70,6	0,8	0,5	0,7
35	Zbiornik przelewowy 2	51,9	0,2	0,8	8,3	12,6	0,8	0,3	0,4
36	Zbiornik rozchodowy oleju smar.	250,1	0,3	0,8	60,0	91,4	0,8	0,7	1,1
37	Zbiornik brudnego oleju	107,2	0,1	0,8	8,6	13,1	0,8	0,4	0,7
38	Zbiornik szlamu 1	204,6	0,1	0,8	16,4	24,9	0,8	2,9	4,4
39	Zbiornik szlamu 2	122,1	0,1	0,8	9,8	14,9	0,8	2,0	3,0
40	Zbiornik rozchodowy paliwa cięż.	222,9	1,0	0,8	178,3	271,4	0,8	71,5	108,8
41	Zbiornik rozchodowy paliwa cięż.	222,9	1,0	0,8	178,3	271,4	0,8	71,5	108,8
42	Zbiornik osadowy paliwa cięż.	387,8	1,0	0,8	310,2	472,2	0,8	118,6	180,5
43	Zbiornik osadowy paliwa cięż.	387,8	1,0	0,8	310,2	472,2	0,8	118,6	180,5
44	Zbiornik osadowy wody zęzowej	244,3	0,5	0,8	97,7	148,7	0,8	2,0	3,1
45	Straty	150,0	1,0	1,0	150,0	228,3	1,0	15,9	24,1
46	Podgrzewanie rurociągów	300,0	1,0	1,0	300,0	456,6	1,0	31,7	48,3
SUMA					3513,4	5347,3		1141,7	1737,6

Bilans cieplny instalacji grzewczej statku BBC Kwiatkowski

numer grupy	nazwa grupy	faza grzania	zapotrzebowanie na ciepło [kW]		współczynnik jednoczesności			współczynnik obciążenia			zapotrzebowanie na ciepło latem [kW]			zapotrzebowanie na ciepło zimą [kW]		
			lato	zima	port	start	sea	port	start	sea	port	start	sea	port	start	sea
1	Zbiorniki zapasowe i przelewowe oleju opałowego	1	129	202	0,9	0,8	0,7	0,8	0,8	0,7	107	110	104	175	189	182
		2	236	432	0	0	0,1									
		3	172	374	0,1	0,2	0,2									
2	Zbiorniki osadowe i rozchodowe oleju opałowego	1	12	17	1	1	0,7	0,5	0,8	0,8	6	10	7	9	14	10
		2	57	65	0	0	0									
		3	19	26	0	0	0									
3	Zbiorniki ściekowe, brudnego oleju i szlamu	1	3	14	0,3	0,3	0,25	0,7	0,6	0,6	4	1	7	7	3	11
		2	41	57	0,1	0	0,2									
		3	23	42	0	0	0,1									
4	Zbiorniki oleju smarownego i oleju termicznego	1	0	14	0,5	0,4	0,3	0,8	0,7	0,4	9	6	3	33	21	9
		2	23	45	0,2	0,2	0,2									
		3	8	32	0,8	0,5	0,3									
5	Podgrzewacze i filtry w siłowni	1	0	0	0	0	0	0,5	0,8	0,7	65	120	105	65	120	105
		2	187	187	0,7	0,8	0,8									
		3	0	0	0	0	0									
6	Podgrzewanie rurociągów oleju opałowego	1	0	0	0	0	0	0,8	1	1	14	41	41	14	41	41
		2	45	45	0,4	0,9	0,9									
		3	0	0	0	0	0									
7	Klimatyzacja	1	0	0	0	0	0	0,8	0,8	0,8	0	0	0	62	62	124
		2	0	155	0,5	0,5	1									
		3	0	0	0	0	0									
8	Straty	1	0	0	0	0	0	1	1	1	9	9	9	16	16	16
		2	9	16	1	1	1									
		3	0	0	0	0	0									
9	Zimowe dogrzewanie siłowni	1	0	0	0	0	0	0,8	0,8	0,8	0	0	0	14	14	14
		2	0	18	1	1	1									
		3	0	0	0	0	0									
SUMA											214	297	276	395	480	512



H. Wpływ temperatury spalin wylotowych t_{sp2} na parametry rozkładów wytwarzania ciepła i czasu pojawiających się zgłoszeń

Z powodu znacznego wpływu wartości temperatury spalin wylotowych za kotłem na wyniki obliczeń strumienia ciepła spalin, a następnie strumienia ciepła wytwarzanej pary lub podgrzewanego oleju grzewczego, zdecydowano na przedstawienie wzorów wynikających z analizy regresji wielorakiej, przedstawionych w tabeli 17, ale dla różnych temperatur t_{sp2} . Oznaczenia w poniższej tabeli są analogiczne do oznaczeń w tabeli 17, a wzory dobrano tak aby miały najprostszą postać, a współczynnik korelacji był wyższy lub równy 0,8. Jak wspomniano w pracy wartości tych temperatur podczas obliczeń zostały przyjęte jako 180°C. Gdy zapotrzebowanie na ciepło na statku jest niższe, rzeczywista wartość temperatury spalin za kotłem może być wyższa. W poniższej tabeli, przedstawiono wzory wynikające z analizy regresji gdy na badanych statkach przyjęto temperatury t_{sp2} wynoszące odpowiednio 210, 230 i 250°C. Gdy ponad 10% ogólnej populacji danych pomiarowych dotyczących wartości temperatur spalin za turbosprężarką t_{sp1} było wyższe niż przyjęta wartość t_{sp2} , wtedy takiego statku nie uwzględniano w analizie. Dla przyjętej temperatury $t_{sp2} = 210^\circ\text{C}$, uwzględniono wszystkie badane statki, dla przyjętej temperatury $t_{sp2} = 230^\circ\text{C}$ przyjęto wszystkie badane statki poza BBC Hudson i Chopin, a dla przyjętej temperatury $t_{sp2} = 250^\circ\text{C}$ uwzględniono w analizie jedynie 10 statków (wszystkie poza BBC Hudson, Chopin i Valdivia).

Równania regresji wielorakiej określające parametry rozkładów możliwości wytwarzania ciepła oraz czasu pojawiających się zgłoszeń na badanych statkach dla przyjętych wartości temperatur spalin za kotłem uciążliwym 210, 230 i 250°C

t_{sp2}	Nazwa	Postać zależności	Ocena statystyczna				
			R	błąd	F	p	n
210°C	$\mu_{KU\ 210}^{norm}$	$\mu_{KU\ 210}^{norm} = (7,24 \cdot N_{SG}^{nom} + 6,36 \cdot N_{SG}^{sr} - 2278) \cdot 10^{-5}$	0,86	0,82	13,12	<0,01	13
	$\sigma_{KU\ 210}^{norm}$	$\sigma_{KU\ 210}^{norm} = (5,08 \cdot N_{SG}^{nom} - 0,11 \cdot N_{SG}^{sr} - 15108) \cdot 10^{-5}$	0,95	0,20	39,78	<0,01	13
	$\mu_{KU\ 210}^{ln}$	$\mu_{KU\ 210}^{ln} = (-2,61 \cdot N_{SG}^{nom} - 7,32 \cdot N_{SG}^{sr} + 110975) \cdot 10^{-5}$	0,80	0,67	7,88	0,01	13
	$\sigma_{KU\ 210}^{ln}$	$\sigma_{KU\ 210}^{ln} = (1,71 \cdot N_{SG}^{nom} - 0,77 \cdot N_{SG}^{sr} + 9649) \cdot 10^{-5}$	0,90	0,08	18,94	<0,01	13
230°C	$\mu_{KU\ 230}^{norm}$	$\mu_{KU\ 230}^{norm} = (8,52 \cdot N_{SG}^{nom} - 2,35 \cdot N_{SG}^{sr} + 11635) \cdot 10^{-5}$	0,86	0,70	11,85	<0,01	11
	$\sigma_{KU\ 230}^{norm}$	$\sigma_{KU\ 230}^{norm} = (5,05 \cdot N_{SG}^{nom} - 2 \cdot N_{SG}^{sr} - 14341) \cdot 10^{-5}$	0,95	0,18	34,32	<0,01	11
	$\mu_{KU\ 230}^{ln}$	$\mu_{KU\ 230}^{ln} = (-3,72 \cdot N_{SG}^{nom} - 5,52 \cdot N_{SG}^{sr} + 110368) \cdot 10^{-5}$	0,87	0,44	12,78	<0,01	11
	$\sigma_{KU\ 230}^{ln}$	$\sigma_{KU\ 230}^{ln} = 4,55 \cdot \ln N_{SG}^{nom} - 4,4 \cdot \ln N_{SG}^{sr} - 2,35$	0,99	0,04	50,84	0,1	11
250°C	$\mu_{KU\ 250}^{norm}$	$\mu_{KU\ 250}^{norm} = (7,62 \cdot N_{SG}^{nom} + 2,2 \cdot N_{SG}^{sr} - 51092) \cdot 10^{-5}$	0,89	0,58	13,77	<0,01	10
	$\sigma_{KU\ 250}^{norm}$	$\sigma_{KU\ 250}^{norm} = (4,87 \cdot N_{SG}^{nom} - 2,4 \cdot N_{SG}^{sr} - 17244) \cdot 10^{-5}$	0,95	0,18	30,40	<0,01	10
	$\mu_{KU\ 250}^{ln}$	$\mu_{KU\ 250}^{ln} = (-4,06 \cdot N_{SG}^{nom} - 8,99 \cdot N_{SG}^{sr} + 219025) \cdot 10^{-5}$	0,92	0,45	20,19	<0,01	10
	$\sigma_{KU\ 250}^{ln}$	$\sigma_{KU\ 250}^{ln} = -9,81 \cdot 10^{-4} \cdot N_{SG}^{nom} - 11,09 \cdot 10^{-4} \cdot N_{SG}^{sr} + 14,16 \cdot \ln N_{SG}^{nom} - 12,66 \cdot \ln N_{SG}^{sr} - 15,48$	0,96	0,19	12,8	0,04	10