

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра Експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

Личко Б.М.

«___» _____ 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Енергетична установка газовозу LNG GLOBAL ENERGY
Power plant of the LNG carrier GLOBAL ENERGY

Виконав: студент 4211 групи

Науменко Б.І.
(підпис) (прізвище ініціали)

Керівник роботи:

К.Т.Н., доцент
(посада, науковий ступень вчене звання)
Ю.В. Кісетов
(підпис) (прізвище ініціали)

Миколаїв – 2026 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики
Спеціальність 135 Суднобудування
Освітня програма Суднові енергетичні установки та устаткування

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми


(підпис)

Кузнецова С.А.

«__» _____ 2026 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

Студенту Науменко Борису Ігоровичу

(Прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Енергетична установка газозову

LNG GLOBAL ENERGY

Керівник роботи канд. техн. наук, доцент кафедри ЕСЕУ та ТЕ Кісетов Ю.В.

Затверджені наказом ректора № _____ від «__» _____ 20__ року

2. Термін подання роботи: «__» _____ 20__ року

3. Вихідні дані по роботі: данні по газозову. Головні розміри: L 294,9 м, B 46,4 м, T 26,5 м; дедвейт 93500 т; швидкість ходу 19,5 вуз, склад СЕУ: 2 ГД, 4 ДГ, 2 ДК, 2 ОУ

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів):

Розділ 1 Загальна характеристика судна та енергетичної установки (ЕУ)

1.1 Загальні відомості про судно

1.2 Основні характеристики

1.3 Морехідні якості

1.4 Загальна характеристика суднової енергетичної установки (СЕУ)

Розділ 2 Визначення ефективності суднової енергетичної установки

2.1 Склад та параметри основного обладнання енергетичної установки

2.2 Розробка структурної схеми енергетичної установки

2.3 Режим роботи судна та суднової енергетичної установки

2.4 Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи

Розділ 3 Визначення параметрів суднового двигуна (СД) 5G70ME-C9.5-GI

3.1 Загальний устрій та характеристики двигуна.

3.2 Системи головного двигуна

3.3 Розрахунок робочого циклу двигуна

3.4 Побудова індикаторної діаграми

Розділ 4 Розрахунок характеристик суднового котла (СК) Aalborg AQ-12

4.1 Загальний устрій котла

4.2 Вибір компоновальної схеми котла

4.3 Розрахунок процесу горіння

4.4 Тепловий баланс котла

4.5 Тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь

Розділ 5 Визначення характеристик загальносуднової системи – баластної

5.1 Розробка розгорнутої принципової схеми

5.2 Гідрравлічний розрахунок системи

5.3 Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок

трубопроводу

Розділ 6 Охорона праці у машинному відділенні (МВ) судна.

Висновки

Список використаних джерел

5. Перелік презентаційних матеріалів:

1. Структурні схеми СЕУ, таблиця режимів роботи – 1 лист

2. Діаграми потоків теплоти СЕУ на двох режимах роботи та ефективності – 1 лист.

3. Поперечний розріз двигуна (ДВЗ) або проточна частина (ГТД) – 1 лист.

4. Компоновальне креслення суднового котла – 1 лист.

5. Схема загальносуднової системи – 1 лист.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання виконав
3			
4			
6			

7. Дата видачі завдання «__»__20__ року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи
1	Загальна характеристика судна та ЕУ	
2	Визначення ефективності СЕУ	
3	Визначення параметрів СД	
4	Розрахунок характеристик СК	
5	Визначення характеристик (ЗСС)	
6	Охорона праці у (МВ)судна	

Завдання прийняв до виконання студент

Керівник роботи

Науменко

ПІБ

Кісєтов

ПІБ

Підпис

Підпис

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі виконано розрахунок енергетичної установки газовозу LNG GLOBAL ENERGY, визначено ефективність її роботи на різних режимах, визначено основні параметри головного двигуна MAN B&W 5G70ME-C9.5-G1, розраховано характеристики допоміжного котла Alfa Laval AQ-12, спроектована баластна система, визначено характеристики потенційних небезпек і шкідливостей у машинному відділенні, розроблено рекомендації щодо засобів гасіння пожеж та дій екіпажу у разі їх виникнення.

Графічна частина роботи складається з 5 креслень: структурні схеми СЕУ, діаграми потоків теплоти, двигун MAN B&W 5G70ME-C9.5-G1, котел Alfa Laval AQ-12, баластна система газовозу GLOBAL ENERGY. Кваліфікаційна робота бакалавра викладена на 72 сторінках, 14 рисунків, 14 таблиць. Список використаної літератури становить 16 джерел.

Ключові слова: судно газовоз, баластна система, дизельний двигун, судновий котел

ABSTRACT

In the bachelor's qualification thesis, the ship power plant of the LNG carrier GLOBAL ENERGY was analyzed and calculated. The efficiency of its operation under various operating conditions was determined, and the main parameters of the MAN B&W 5G70ME-C9.5-GI main engine were evaluated. The performance characteristics of the Alfa Laval AQ-12 auxiliary boiler were calculated, and a ballast system was designed. In addition, the characteristics of potential hazards and harmful factors in the engine room were identified, and recommendations regarding fire-fighting equipment and crew actions in the event of a fire were developed.

The graphical part of the thesis consists of five drawings: structural diagrams of the ship power plant, heat flow diagrams, the MAN B&W 5G70ME-C9.5-GI engine, the Alfa Laval AQ-12 boiler, and the ballast system of the LNG carrier GLOBAL ENERGY.

The bachelor's qualification thesis comprises 72 pages, 14 figures, and 14 tables. The bibliography includes 16 references.

Keywords: LNG carrier, ballast system, diesel engine, marine boiler.

					КРБ.6.135.4211.04.А.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		3

ПРИЙНЯТІ СКОРОЧЕННЯ

АДГ – аварійний дизель-генератор;
ГД – головний двигун;
ГРК – гвинт регульованого кроку;
ГФК – гвинт фіксованого кроку;
ДГ – дизель-генератор;
ДК – допоміжний котел;
ДАУ – дистанційно автоматичне керування;
ЕУ – енергетична установка;
КВЛ – конструктивна ватерлінія;
ККД – коефіцієнт корисної дії;
МВ – машинне відділення;
МОД – малообертовий двигун;
ОУ – опріснювальна установка;
ПНВТ – паливний насос високого тиску;
СЕС – суднова електростанція;
СЕУ – суднова енергетична установка;
УК – утилізаційний котел;
ЦПУ – центральний пост управління;
ФТО – фільтр тонкого очищення

					КРБ.6.135.4211.04.С.ПЗ	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

стор.

Вступ _____	6
Розділ 1 Загальна характеристика судна та енергетичної установки _____	7
1.1 Загальні відомості про судно _____	8
1.2 Основні характеристики _____	9
1.3 Морехідні якості судна _____	10
1.4 Загальна характеристика СЕУ _____	11
Розділ 2 Визначення ефективності суднової енергетичної установки _____	12
2.1 Склад та параметри основного обладнання енергетичної установки _____	13
2.2 Розробка структурної схеми енергетичної установки _____	16
2.3 Режими роботи судна та суднової енергетичної установки _____	16
2.4 Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи _____	17
Розділ 3 Визначення параметрів суднового двигуна	
MAN B&W типу 5G70ME-C9.5-G1 _____	23
3.1 Загальний устрій та характеристики двигуна _____	24
3.2 Системи головного двигуна _____	27
3.3 Розрахунок робочого циклу двигуна _____	28
3.4 Побудова індикаторної діаграми _____	33
Розділ 4 Розрахунок характеристик суднового котла Aalborg AQ-12 _____	36
4.1 Загальний устрій котла _____	37
4.2 Вибір компоновальної схеми котла _____	38
4.3 Розрахунок процесу горіння _____	39
4.4 Тепловий баланс котла _____	41
4.5 Тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь _____	42
Розділ 5 Визначення характеристик загальносуднової системи _____	48
5.1 Розробка розгорнутої принципової схеми _____	49
5.2 Гідравлічний розрахунок системи _____	49
5.3 Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок на міцність трубопроводу _____	55
Розділ 6 Охорона праці в машинному відділенні судна _____	62
6.1 Характеристика потенційних небезпек і шкідливостей у машинному відділенні _____	63
6.2 Рекомендації щодо захисту від пожежної небезпеки або шкідливостей. _____	64
Висновки _____	70
Список використаних джерел _____	71
Додатки	

ВСТУП

У даній роботі розглянута енергетична установка газовозу LNG GLOBAL ENERGY. Судна такого класу на даний момент дуже затребувані у торговому флоті. Частка газовозів у флотах провідних світових компаній-перевізників складає невеликий відсоток, але надалі зростає. Адже зручність таких суден полягає у тому, що вони за один рейс можуть перевозити велику кількість вантажу, а завантаження і вивантаження у портах відбувається порівняно швидко, впродовж однієї – двох діб, що дозволяє ефективніше використовувати портові термінали та портові засоби завантаження та зменшити час простою судна.

Газовоз GLOBAL ENERGY оснащений двовальною дизельною енергетичною установкою. Головні двигуни – MAN B&W типу 5G70ME-C9.5-G1.

В майбутньому планується збільшувати флот газовозів, удосконалювати самі судна. Зокрема збільшувати їх можливості перевезення. А для цього потрібні більш потужні двигуни. Так що тема даної роботи на сьогоднішній день дуже актуальна і буде залишатись такою впродовж наступних років.

					КРБ.6.135.4211.04.В.ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4211.04.01.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
					Загальна характеристика судна та енергетичної установки	Літ.	Арк.
Студент	Науменко Б.І.						7
Керівник	Кісетов Ю.В.						5
						НУК	

РОЗДІЛ 1 Загальна характеристика судна та енергетичної установки

1.1 Загальні відомості про судно [1]

Суднобудівна компанія:	Daewoo Shipbuilding & Marine Engineering Co., Ltd.
Назва судна:	Global Energy
Власник/оператор:	Maran Gas Maritime Inc.
Країна:	Греція
Проектант:	Daewoo Shipbuilding & Marine Engineering Co., Ltd.
Країна:	Республіка Корея
Випробувальна модельна установа, що використовувалася:	KRISO, SSPA
Прапор судна:	Маршаллові Острови
Номер ІМО:	9845013
Загальна кількість однотипних суден, уже побудованих (без урахування представленого судна):	3
Загальна кількість однотипних суден, що ще перебувають у замовленні:	2

Побудоване компанією DSME як перше з чотирьох LNG-танкерів, замовлених у 2017 році компанією Global Shipping – спільним підприємством Nakilat-Marani Ventures, судно Global Energy є газовозом п'ятого покоління для перевезення зрідженого природного газу (LNG) місткістю 173 400 м³. Судно було передано замовнику у травні 2020 року, а його перше однотипне судно – Global Star – у січні 2021 року.

Довжина Global Energy становить 294,9 м, ширина – 46,4 м, конструктивна осадка – 12,5 м. Судно має двоскегову конструкцію та оснащене мембранною системою зберігання вантажу GTT NO96, що складається з чотирьох танків. Вантажна система забезпечує низький рівень випаровування вантажу (boil-off rate) і обладнана повною системою повторного зрідження газу (re-liquefaction system), що дозволяє експлуатувати судно без використання установки спалювання газу (GCU).

Компанія Nakilat стала першим власником LNG-танкерів, який застосував двигун MAN B&W ME-GI. У 2015 році вона переобладнала два головні двигуни MAN B&W S70ME-C, що працювали на важкому паливі (HFO), на п'ятирічному судні класу Q-Max Rasheeda до специфікації ME-GI. Судно Global Energy,

					КРБ.6.135.4211.04.01.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

оснащене двома наддовгохідними двигунами MAN B&W 5G70ME-C9.5-GI, стало першим новозбудованим судном компанії з такими двигунами.

Головні двигуни, виготовлені компанією Hyundai Heavy Industries за ліцензією, мають максимальну тривалу потужність 12 590 кВт при частоті обертання 69 об/хв. Судно обладнане гребними гвинтами фіксованого кроку діаметром 8,3 м, які забезпечують експлуатаційну швидкість 19,5 вузла.

Два наступні однотипні судна матимуть іншу пропульсивну установку порівняно з Global Energy. Вони будуть оснащені низьконапірними двопаливними двигунами WinGD X-DF, що працюють за циклом Отто, а також матимуть дещо більшу вантажомісткість – 174 000 м³.

Судно класифіковано за American Bureau of Shipping +A1(E) Liquefied gas carrier, Ship type 2G (Membrane tank, Maximum pressure of 0.25/ 0.35 barg, Minimum temperature -163°C, Specific gravity 0.5), SH, FL(40), SH-DLA, SHCM, SFA(40), SLAM-S, RRDA, GP, +AMS, +ACCU##, +APS, DFD, TCM, PMP, R2, NIBS, CPS, UWILD, ENVIRO###, BWT, BWE, IHM, CRC(SC), RW, SElev

1.2 Основні характеристики

В таблиці 1.1 наведено головні розміри судна

Таблиця 1.1 Загальні технічні характеристики судна. [1]

Загальна довжина	294,9 м
Довжина між перпендикулярами	288,5 м
Ширина судна	46,4 м
Висота до головної палуби	26,50
Осадка:	
Робоча	12,5 м
Проектна	11,5 м
Валова вантажовмісткість	113800 т
Водотоннажність	131000 т
Дедвейт:	
проектний	82000 т
робочий	93500 т
Загальний об'єм вантажу	176300 м ³
Швидкість (при 85 %MCR)	19,5 вузла
Вантажомісткість вантажних танків	173400 м ³

Об'єм паливних цистерн:	
важке паливо (мазут)	5200 м ³
дизельне паливо	540 м ³
Об'єм баласту	56000 м ³
Добове використання палива	82,0 т/добу

1.3 Морехідні якості

Форма корпусу й співвідношення головних розмірів забезпечують судну відповідні ходові й морехідні якості, як у повному вантажу, так і в баласті.[1]

Швидкість судна при тихій погоді, при хвилюванні не більше 2 балів і вітрі не більше 3 балів за шкалою Бофорта, глибині не менше 40 метрів складає 19,5 вузлів. Швидкість повинна бути досягнута на 85% навантаження при потужності двигунів 12590 кВт, при використанні важкого палива з в'язкістю 180 сСт при 50 °С. [1,2]

Добова витрата пального на головний двигун $G_{HFO}^{ГД} = 82,0 \text{ т/добу}$

Добова витрата пального на дизель-генератор 8L34DF $G_{HFO}^{ДГ^2} = 17,1 \text{ т/добу}$

Добова витрата пального на дизель-генератор 6L34DF $G_{HFO}^{ДГ^2} = 12,8 \text{ т/добу}$

Об'єм паливних цистерн для здійснення рейсу становить $\sum V_{HFO}^{XP} = 5200 \text{ м}^3$

Автономність плавання на максимально навантаженому режиму за запасами палива можемо визначити за формулою, доба [3]

$$T_a = \frac{\sum V_{HFO}}{k_3 \cdot (G_{HFO}^{ГД} + 2G_{HFO}^{ДГ}) \cdot \rho} = \frac{5200}{1,15 \cdot (82 + 17,1 + 2 \cdot 12,8) \cdot 0,960} = 38,$$

де $k_3 = 1,1 - 1,2$ – коефіцієнт запасу пального

Дальність плавання танкера за запасами палива можемо визначити за формулою, милі [3]

$$S = v \cdot T_a = 19,5 \cdot 38 \cdot 24 = 17784$$

де v – середня експлуатаційна швидкість руху судна, вуз; T_a – час ходового режиму, години.

					КРБ.6.135.4211.04.01.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

1.4 Загальна характеристика СЕУ

Суднова енергетична установка складається з:

- двох головних двигунів фірми MAN B&W 5G70ME-C9.5-G1, потужністю 12590 кВт кожний, з частотою обертання 69 об/хв;
- чотири дизель-генератори фірми Wärtsilä, два типу 8L34DF потужністю по 3670 кВт, та два типу 6L34DF потужністю по 2750 кВт;
- одного аварійного дизель-генератора;
- двох допоміжних водотрубних котлів, продуктивністю 6,5 т/год кожен, фірми Alfa Laval;
- дві опріснювальні установки типу AQUA Blue E1 S-type фірми Alfa Laval, продуктивністю 15 т/добу кожна.

Машинне відділення на судні має кормове розташування.

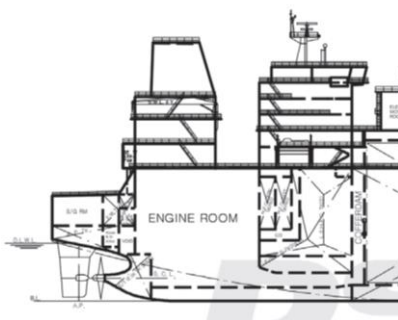


Рис.1.1 Розташування машинного відділення на газовозі GLOBAL ENERGY

Висновки.

1. Особливістю СЕУ цього судна є використання двовальної дизельної установки з МОД 5G70ME-C9.5-G1, СЕС з чотирма ДГ ДГ₁ 8L34DF з потужністю по 3670 кВт та ДГ₂ 6L34DF з потужністю по 2750 кВт та розвиненою котельною установкою 2 ДК паропроductивністю 6,5 т/год кожен.

2. Дальність плавання LNG-танкера по запасам палива складає приблизно 17784 морських миль. Автономність плавання за величиною запасів на борту судна становить 38 діб.

					КРБ.6.135.4211.04.01.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

					КРБ.6.135.4211.04.02.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Визначення ефективності суднової енергетичної установки		
Студент		Науменко Б.І.					
Керівник		Кісетов Ю.В.					
					НУК		
					Літ.	Арк.	Аркуші
						12	11

РОЗДІЛ 2 Визначення ефективності суднової енергетичної установки

2.1 Склад та параметри основного обладнання енергетичної установки

Головний двигун

В якості головного двигуна на судні використовується двигун ряду MAN B&W 5G70ME-C9.5-G1, який є семициліндровими, двотактним, супердовгоходовим, рядними, з наддувом, з водяним охолодженням, має турбокомпресор та електронне керування. Потужність на виході 18827 кВт і частотою обертання валу 69 об/хв. Хід поршня 3256 мм, діаметр циліндра 700 мм. У додатку 2 наведено технічні дані по головному двигуну. [4]

Головні судові передачі, муфти, валопровід та рушії

Валопровід включає: гребний гвинт, гребний вал, дейдвудний пристрій, опорні підшипники, масляну систему змащування та охолодження, стопорний пристрій.[1]

Гребний та проміжний вали виконані кованими з конструкційної сталі. Гребний вал - безфланцевий з насадженою на нього муфтою для з'єднання з проміжним валом. Головний упорний підшипник вбудований в двигун.

В якості рушія на судні встановлений два гребних гвинта діаметром 5,0 м кожен, регульованого кроку, виготовлені з високоміцної бронзи (мідь, алюміній, залізо, нікель).

Діаметри валів визначимо згідно методики, наведеній у Регістрі судноплавства України том 3 [5]. Приймаємо, що гребний вал зроблено зі сталі категорії міцності КМ-25, а проміжний вал – КМ-23 ($R_{гв} = 480$ МПа та $R_{пв} = 440$ МПа відповідно) розрахунок на міцність доцільно проводити на номінальну потужність при 100% навантаженні ГД $N_e = 18200$ кВт при відповідній частоті обертання $n = 69$ хв⁻¹. Приймаємо коефіцієнти, що враховують особливості пропульсивноно комплексу: $F = 100$ для дизельних установок з прямою передачею; $k = 1,22$ – коефіцієнт, що враховує конструкцію з'єднання валу та

					КРБ.6.135.4211.04.02.ПЗ	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

гребного гвинта. Отже найменший припустимий діаметр обчислюється таким чином, мм:

$$d_{np} \geq F \sqrt[3]{\frac{N_e}{n_{BP}}} \geq 100 \sqrt[3]{\frac{18200}{69}} \geq 641$$

Мінімальний розрахунковий діаметр гребного валу, мм:

$$d_{min} \geq F \cdot k \cdot \sqrt[3]{\frac{N_e}{n_{BP}}} \geq 100 \cdot 1,22 \cdot \sqrt[3]{\frac{18200}{69}} \geq 782$$

Розрахункові діаметри валів, мм:

$$d_p^{cp} = d_{min} \sqrt[3]{560 / (R_{TB} + 160)} = 782 \cdot \sqrt[3]{560 / (480 + 160)} = 748$$

$$d_p^{np} = d_{np} \sqrt[3]{560 / (R_{TB} + 160)} = 641 \cdot \sqrt[3]{560 / (440 + 160)} = 626$$

де d_3 – зменшений діаметр валу, мм; d – розрахунковий діаметр валу, мм;

Приймаємо найближче більше значення згідно таблиці номральних діаметрів для валів [5]: діаметр гребного валу $d_{gp} = 630$ мм; · діаметр проміжного валу $d_{np} = 750$ мм. До допоміжного обладнання валопроводу належать: валоповоротний пристрій з електричним приводом, що використовується для прокручування вала після зупинки двигуна задля уникнення прикипання масляної плівки в підшипниках, і гальмівний пристрій, призначений для фіксації валопроводу при аварійних ситуаціях або в період ремонту

Суднова електростанція

До складу суднової електростанції входять 4 синхронні електричні генератори. Два потужністю по 3670 кВт кожен і два потужністю 2750 кВт кожен частотою обертання 720 об/хв.

Основні характеристики приводних теплових двигунів наведені у додатку 3.

Модель приводних теплових двигунів – Wärtsilä 6L34DF / Wärtsilä 8L34DF. Це чотирьохтактні, рядні, нереверсивні простої дії дизельні двигуни, що змонтовані на одній фундаментній рамі з генератором, установленій на

					КРБ.6.135.4211.04.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

амортизаторах. Хід поршня 400 мм, діаметр циліндра 340 мм Всі обслуговуючі насоси і теплообмінні апарати навішені на двигуни, що мають наступні характеристики.[6]

Допоміжна котельна установка

На судні встановлено два допоміжних автоматизованих котла фірми Alfa Laval. [7]

Таблиця 2.1 Основні характеристики допоміжного котла

Паропродуктивність, кг/год	6500
Тиск, МПа	0,6
Температура живильної води, °С	40
ККД	0,86

Опріснювальна установка

Дві опріснювальні установки AQUA – одне з головних досягнень компанії Альфа Лаваль, засноване на знаннях і досвіді, накопичених за довгі роки.

Визначаємо продуктивність установки враховуючи потреби СЕУ та людей на судні [4].

$$D_s^{OY} = (10^{-3} \cdot 24 \cdot \alpha \cdot [\sum D_n^{DK}] + 10^{-3} \cdot w \cdot n_e) \cdot 1 =$$

$$= (10^{-3} \cdot 24 \cdot 0,005 \cdot [6500 + 6500] + 39 \cdot 240 \cdot 10^{-3}) \cdot 2 = 21,84 \text{ т/добу}$$

де 24 – враховує кількість годин на добу; $\alpha = 0,005-0,01$ – коефіцієнт продувки ДК [3]; $w = 240...300$ – норма води на 1 члена екіпажу на добу, кг/добу; n_e – кількість постійно перебуваючих на судні членів екіпажу включає ремонтну бригаду, чол.; 2 – враховує необхідність поповнення добових витрат води при 12 годинному режимі роботи ОУ [3] .

Потреби судна забезпечується двома опріснювальними установками Alfa Laval AQUA Blue E1 S-type, що працює від тепла охолоджуючої води головних двигунів, паропродуктивність яких становить 5 – 60 м³/добу. [8]

2.2 Розробка структурної схеми енергетичної установки

Структурна схема енергетичної установки представлена на рис. 2.1.

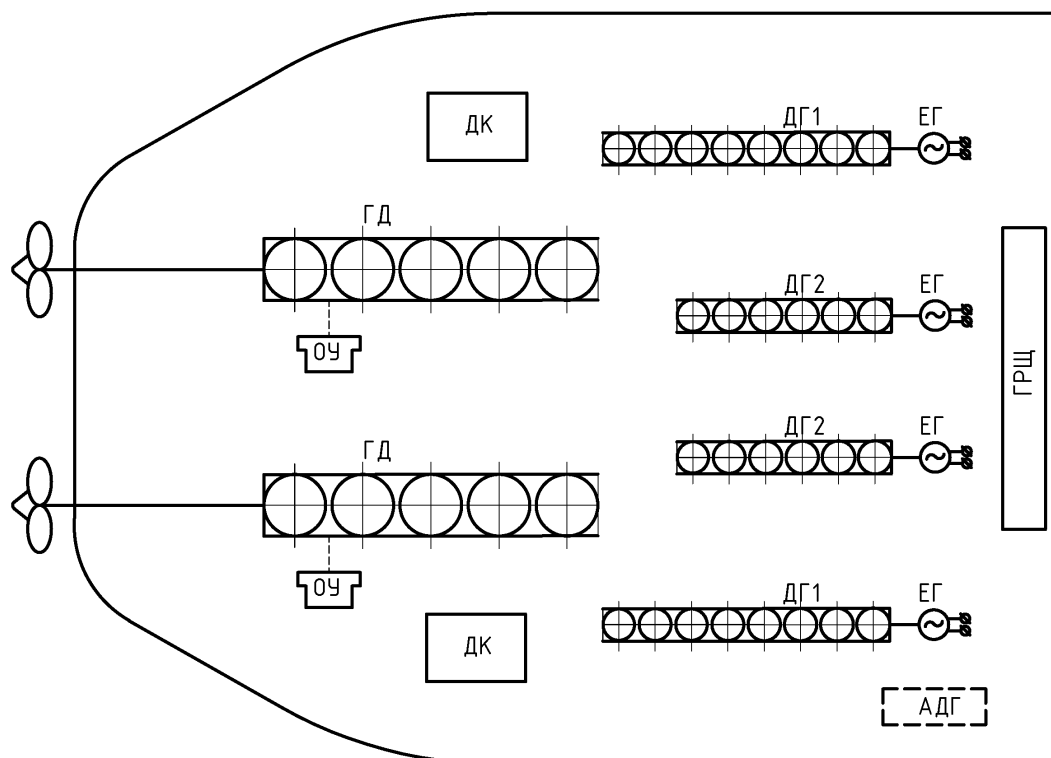


Рис. 2.1 Структурно-функціональна схема суднової енергетичної установки газовозу GLOBAL ENERGY:

ГД – головний двигун, ОУ – опріснювальна установка, ДК – допоміжний котел, ДГ – дизель-генератор, ЕГ – електрогенератор, АДГ – аварійний дизель-генератор (на схемі показано умовно, так як його розташовано в окремому приміщенні вище палуби водонепроникних перебірок, ГРЩ – головний розподільний щит.

2.3 Режими роботи судна та суднової енергетичної установки

Табл. 2.2 Режими роботи елементів СЕУ

Оснащення (кількість)	Ходовий	Стоянка з вантажем	Стоянка без вантажу	Аварійний
ГД (2)	+2	--	--	--
ДГ1 (2)	+1	+2	--	--
ДГ2 (2)	+2	+1	+2	
ДК (2)	+2	+2	+1	--
ОУ (2)	+2	--	--	--
АДГ (1)	--	--	--	+

2.4 Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи [9]

Розрахуємо потоки теплоти в головному двигуні

Теплота, яка виділилася при спалюванні палива, кВт

$$Q_{ПАЛ}^{ГД} = g_e N_e Q_i^r = 0,167 \cdot 12590 \cdot 42700 / 3600 = 24936 \text{ кВт};$$

$$G_{ПАЛ} = g_e N_e = 0,167 \cdot 12590 / 3600 = 0,584 \text{ кг/с.}$$

Теплота, яка втрачається з відпрацьованими газами:

$$Q_G^{ГД} = G_G c_{PG} T_G - G_{ПОВ} c_{РПОВ} T_{ПОВ} = 21,88 \cdot 1,13 \cdot 493 - 21,3 \cdot 1,05 \cdot 310 = 5256 \text{ кВт}$$

де G_G , $G_{ПОВ}$ – кількість відпрацьованих газів і повітря двигуна.

$$G_{ПОВ} = \alpha_\Sigma L_0 g_e N_e = 2,55 \cdot 14,3 \cdot 0,167 \cdot 12590 / 3600 = 21,30 \text{ кг/с};$$

$$G_G = G_{ПОВ} + G_{ПАЛ} = g_e N_e (1 + \alpha_\Sigma L_0) = 0,167 \cdot 12590 (1 + 2,55 \cdot 14,3) / 3600 = 21,88 \text{ кг/с.}$$

Теплота, яка відбирається від наддувочного повітря:

$$Q_{Н.ПОВ.} = G_{ПОВ} c_{РПОВ} (T_K - T_{ПОВ}) = 21,3 \cdot 1,05 (444 - 310) = 2997 \text{ кВт}$$

де T_K – температура повітря після наддувочного компресора.

$$T_K = T_{ПОВ} + \Delta T = T_{ПОВ} \left[1 + \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_K} \right] = 310 \left[1 + (3,115^{0,286} - 1) \frac{1}{0,86} \right] = 444 \text{ К};$$

Втрати теплоти від розсіювання в навколишнє середовище є залишковим членом балансу і складають 1,5...2,0 % від:

$$Q_{ЗАЛ}^{ГД} = 0,015 Q_{ПАЛ} = 0,015 \cdot 24936 = 374 \text{ кВт.}$$

Для визначення $Q_{пр.в.}$ і Q_M у разі відсутності результатів теплотехнічних випробувань конкретного двигуна використовують статистичні дані, згідно яких втрати теплоти з прісною водою складають 8..14 %, з маслом – 3,5...7,0 % від кількості теплоти, яка виділиться при спалюванні палива в теплових двигунах. В даному випадку для МОД приймемо 10 % втрат теплоти з прісною водою і 3.5 % - з маслом. Тобто:

$$Q_{ПР.В.} = 0,1 \cdot Q_{ПАЛ} = 0,1 \cdot 24936 = 2494 \text{ кВт};$$

$$Q_M = 0,049 \cdot Q_{ПАЛ} = 0,049 \cdot 24936 = 1222 \text{ кВт.}$$

Зробимо перевірку рівняння теплового балансу для головного двигуна:

$$Q_{ПАЛ}^{ГД} = N_e + Q_G^{ГД} + Q_{Н.ПОВ.}^{ГД} + Q_{ПР.В.}^{ГД} + Q_M^{ГД} + Q_{ЗАЛ}^{ГД},$$

$$24936 = 12590 + 5256 + 2997 + 2494 + 1222 + 374$$

					КРБ.6.135.4211.04.02.ПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$24936 = 24933$$

Нев'язка балансу складає 0,01 %, допустимий небаланс – 0,5 %.

Опріснювальна установка

З попередніх розрахунків відомо, що віл прісної води системи охолодження ГД для отримання дистилляту в ОУ надходить $Q_{\text{ПР.В}}^{\text{ГД}} = 2494$ кВт. Перепад температур гарячої прісної води і заборотної води у випарнику прийнятий 20 град, забортна вода кипітиме при 45 град. За таблицями водяної пари визначаємо відповідний тиск цієї вторинної пари і далі ентальпії сухої насиченої пари та морської води, з якої утворюється дистиллят.

Кількість теплоти, що може бути передана від гарячої прісної води для кипіння морської води і утворення вторинної пари:

$$Q_{\text{ОУ}} = D_{\text{ОУ}}(i'' - i_{\text{з.в.}}) = 15 \cdot 10^3 (2609 - 251,1) / 24 / 3600 = 410 \text{ кВт}.$$

ККД опріснювальної установки становить:

$$\eta_{\text{ОУ}} = \frac{Q_{\text{ОУ}}}{Q_{\text{ПР.В}}} = \frac{410}{2494} = 0,16$$

Потоки теплоти в дизель-генераторі 8L34DF

Розрахунок потоків теплоти в первинному тепловому двигуні ДГ1 аналогічні розрахункам для головного двигуна.

Теплота, яка виділилася при спалюванні палива, кВт:

$$Q_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДГ}} = g_e N_e Q_i^r = 0,186 \cdot 3840 \cdot 42700 / 3600 = 8472 \text{ кВт};$$

$$G_{\text{ПАЛ}} = g_e N_e = 0,186 \cdot 3840 / 3600 = 0,198 \text{ кг/с}.$$

Теплота, яка втрачається з відпрацьованими газами:

$$Q_G^{\text{ДГ}} = G_G c_{\text{РГ}} T_G - G_{\text{ПОВ}} c_{\text{РПОВ}} T_{\text{ПОВ}} = 6,44 \cdot 1,14 \cdot 600 - 6,24 \cdot 1,05 \cdot 310 = 2374 \text{ кВт}$$

де G_G , $G_{\text{ПОВ}}$ – кількість відпрацьованих газів і повітря двигуна.

$$G_{\text{ПОВ}} = \alpha_{\Sigma} L_0 g_e N_e = 2,2 \cdot 14,3 \cdot 0,186 \cdot 3840 / 3600 = 6,24 \text{ кг/с};$$

$$G_G = G_{\text{ПОВ}} + G_{\text{ПАЛ}} = g_e N_e (1 + \alpha_{\Sigma} L_0) = 0,186 \cdot 3840 (1 + 2,2 \cdot 14,3) / 3600 = 6,44 \text{ кг/с}.$$

					КРБ.6.135.4211.04.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

Теплота, яка відбирається від наддувочного повітря:

$$Q_{H,ПОВ.} = G_{ПОВ} c_{РПОВ} (T_K - T_{ПОВ}) = 6,24 \cdot 1,05 \cdot (441 - 310) = 858 \text{ кВт}$$

де T_K – температура повітря після наддувочного компресора:

$$T_K = T_{ПОВ} + \Delta T = T_{ПОВ} \left[1 + \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_K} \right] = 310 \left[1 + (2,7^{0,286} - 1) \frac{1}{0,78} \right] = 441 \text{ К};$$

Втрати теплоти від розсіювання в навколишнє середовище є залишковим членом балансу і складають 1,5...2,0 % від:

$$Q_{ЗАЛ}^{ДГ} = 0,015 Q_{ПАЛ}^{ДГ} = 0,015 \cdot 8472 = 127 \text{ кВт.}$$

У разі відсутності результатів теплотехнічних випробувань конкретного двигуна використовують статистичні дані, згідно яких втрати теплоти з прісною водою складають 8...14 %, з маслом – 3,5...7,0 % від кількості теплоти, яка виділиться при спалюванні палива в теплових двигунах. В даному випадку для ВОД приймемо 11 % втрат теплоти з прісною водою і 4 % - з маслом. Тобто:

$$Q_{ПР.В}^{ДГ} = 0,11 \cdot Q_{ПАЛ}^{ДГ} = 0,11 \cdot 8472 = 932 \text{ кВт.}$$

$$Q_M^{ГД} = 0,04 \cdot Q_{ПАЛ}^{ГД} = 0,04 \cdot 8472 = 339 \text{ кВт.}$$

Зробимо перевірку рівняння теплового балансу для ДВС, який приводить електрогенератор (верхні індекси «ДГ» опущені):

$$Q_{ПАЛ} = N_e + Q_G + Q_{ПР.В.} + Q_{H,ПОВ.} + Q_M + Q_{ЗАЛ},$$

$$8472 = 3840 + 2374 + 932 + 858 + 339 + 127$$

$$8472 = 8470$$

Нев'язка балансу складає 0,02%, допустимий небаланс – 0,5 %.

Потужність електрогенератора

$$P_{е\epsilon}^{ДГ} = N_e \cdot \eta_{е\epsilon} = 3840 \cdot 0,95 = 3670 \text{ кВт.}$$

Потоки теплоти в дизель-генераторі 6L34DF

Теплота, яка виділилася при спалюванні палива, кВт:

$$Q_{ПАЛ}^{ДГ} = g_e N_e Q_i^r = 0,186 \cdot 2880 \cdot 42700 / 3600 = 6354 \text{ кВт};$$

$$G_{ПАЛ} = g_e N_e = 0,186 \cdot 2880 / 3600 = 0,1488 \text{ кг/с.}$$

					КРБ.6.135.4211.04.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

Теплота, яка втрачається з відпрацьованими газами:

$$Q_G^{ДГ} = G_G \cdot c_{pG} \cdot T_G - G_{ПОВ} \cdot c_{pПОВ} \cdot T_{ПОВ} = 4,83 \cdot 1,14 \cdot 600 - 4,68 \cdot 1,05 \cdot 310 = 1780 \text{ кВт}$$

де G_G , $G_{ПОВ}$ – кількість відпрацьованих газів і повітря двигуна.

$$G_{ПОВ} = \alpha_{\Sigma} L_0 g_e N_e = 2,2 \cdot 14,3 \cdot 0,186 \cdot 2880 / 3600 = 4,68 \text{ кг/с};$$

$$G_G = G_{ПОВ} + G_{ПАЛ} = g_e N_e (1 + \alpha_{\Sigma} L_0) = 0,186 \cdot 2880 (1 + 2,2 \cdot 14,3) / 3600 = 4,83 \text{ кг/с}.$$

Теплота, яка відбирається від наддувочного повітря:

$$Q_{H.ПОВ.} = G_{ПОВ} c_{pПОВ} (T_K - T_{ПОВ}) = 4,68 \cdot 1,05 \cdot (441 - 310) = 644 \text{ кВт}$$

де T_K – температура повітря після наддувочного компресора:

$$T_K = T_{ПОВ} + \Delta T = T_{ПОВ} \left[1 + \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_K} \right] = 310 \left[1 + \left(2,7^{0,286} - 1 \right) \frac{1}{0,78} \right] = 441 \text{ К};$$

Втрати теплоти від розсіювання в навколишнє середовище є залишковим членом балансу і складають 1,5...2,0 % від:

$$Q_{ЗАЛ}^{ДГ} = 0,015 Q_{ПАЛ}^{ДГ} = 0,015 \cdot 6354 = 95 \text{ кВт}.$$

У разі відсутності результатів теплотехнічних випробувань конкретного двигуна використовують статистичні дані, згідно яких втрати теплоти з прісною водою складають 8...14 %, з маслом – 3,5...7,0 % від кількості теплоти, яка виділиться при спалюванні палива в теплових двигунах. В даному випадку для ВОД приймемо 11 % втрат теплоти з прісною водою і 4 % - з маслом. Тобто:

$$Q_{ПР.В}^{ДГ} = 0,11 \cdot Q_{ПАЛ}^{ДГ} = 0,11 \cdot 6354 = 699 \text{ кВт}.$$

$$Q_M^{ГД} = 0,04 \cdot Q_{ПАЛ}^{ГД} = 0,04 \cdot 6354 = 254 \text{ кВт}.$$

Зробимо перевірку рівняння теплового балансу для ДВС, який приводить електрогенератор (верхні індекси «ДГ» опущені):

$$Q_{ПАЛ} = N_e + Q_G + Q_{ПР.В.} + Q_{H.ПОВ.} + Q_M + Q_{ЗАЛ},$$

$$6354 = 2880 + 1780 + 699 + 644 + 254 + 95$$

$$6354 = 6352$$

Нев'язка балансу складає 0,03%, допустимий небаланс – 0,5 %.

Потужність електрогенератора

$$P_{еэ}^{ДГ} = N_e \cdot \eta_{еэ} = 2880 \cdot 0,95 = 2750 \text{ кВт}.$$

					КРБ.6.135.4211.04.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

Допоміжний котел

Кількість теплоти, що витрачено для здобуття насиченої пари

$$Q_s^{DK} = D_s^{DK} (i'' - i_{ж.в.}) = 6500 \cdot (2757 - 167,45) / 3600 = 6969 \text{ кВт}$$

Кількість теплоти, яка виділилася при спалюванні палива в котлі:

$$Q_{ПАЛ}^{DK} = \frac{Q_s^{DK}}{\eta^{DK}} = \frac{4676}{0,86} = 5437 \text{ кВт}$$

Ходовий режим

З таблиці режимів роботи бачимо, що на ходовому режимі працюють головні двигуни, дизель-генератори, опріснювальні установки та допоміжні котли.

До рушія підводиться потужність $N_{ВП}$ (втрати потужності в підшипниках валопровода складають 1%):

$$Q_{ВП} = N \cdot (1 - \eta_{ВП}) = 12590 \cdot 0,01 = 126 \text{ кВт}$$

$$N_{ВП} = N - Q_{ВП} = 12590 - 126 = 12464 \text{ кВт.}$$

Втрати енергії на рушієві Q_P визначаються величиною пропульсивного коефіцієнта ($\eta_P = 0,70$):

$$Q_P = 0,3 \cdot 12464 = 3739 \text{ кВт.}$$

Потужність, яка перетвориться на упор, є тим самим корисним ефектом ПК, який має місце в результаті спалювання палива в головному двигуні:

$$N_R = N_{ВП} - Q_P = 12464 - 3739 = 8725 \text{ кВт.}$$

Інакше можна записати:

$$N_R = N_e^{ГД} \eta_{ВП} \eta = 12590 \cdot 0,99 \cdot 0,7 = 8725 \text{ кВт,}$$

де $\eta_{ВП}$, η_P – коефіцієнти корисної дії валопроводу та гвинта.

Втратами енергії у муфтах враховуються тільки при використанні муфт ковзання, для муфт усіх інших типів утратами енергії нехтуємо.

ККД пропульсивного комплексу визначимо формулою

$$\eta_e^{ПК} = \frac{N_R}{Q_{ПАЛ}^{ГД}} = \frac{8725}{24936} = 0,35$$

					КРБ.6.135.4211.04.02.ПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт використання теплоти в СЕУ на ходовому режимі

$$(\eta_{\text{квт}}^{\text{сєу}})_{\text{хр}} = \frac{2N_R + P_e^{\text{ДГ}^1} + 2P_e^{\text{ДГ}^2} + 2Q_{\text{ОУ}} + 2Q_s^{\text{ДК}}}{2Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}^1} + 2Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}^2} + 2Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}} = \frac{2 \cdot 8725 + 3670 + 2 \cdot 2750 + 2 \cdot 410 + 2 \cdot 4676}{2 \cdot 24936 + 8472 + 2 \cdot 6354 + 2 \cdot 5437} = 0,48$$

Коефіцієнт корисної дії СЕУ на ходовому режимі

$$(\eta_e^{\text{сєу}})_{\text{хр}} = \frac{2N_R + P_e^{\text{ДГ}^1} + 2P_e^{\text{ДГ}^2}}{2Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}^1} + 2Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}^2} + 2Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}} = \frac{2 \cdot 8725 + 3670 + 2 \cdot 2750}{2 \cdot 24936 + 8472 + 2 \cdot 6354 + 2 \cdot 5437} = 0,32$$

Режим стоянки без вантажних операцій

З таблиці режимів роботи бачимо, що на стоянковому режимі без вантажних операцій працюють 1 допоміжний котел та 2 дизель-генератора.

Коефіцієнт використання теплоти в СЕУ на стоянковому режимі

$$(\eta_{\text{квт}}^{\text{сєу}})_{\text{ст.с во.}} = \frac{2P_{\text{ЕГ}}^{\text{ДГ}^2} + Q_s^{\text{ДК}}}{2Q_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДГ}^2} + Q_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДК}}} = \frac{2 \cdot 2750 + 4676}{2 \cdot 6354 + 5437} = 0,56$$

Коефіцієнт корисної дії СЕУ на стоянковому режимі

$$(\eta_e^{\text{сєу}})_{\text{ст.с во.}} = \frac{2P_{\text{ЕГ}}^{\text{ДГ}^2}}{2Q_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДГ}^2} + Q_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДК}}} = \frac{2 \cdot 2750}{2 \cdot 6354 + 5437} = 0,30$$

Висновки:

1. Зараз використовується різні показники для визначення ефективності та екологічності. За бланком завдання на кваліфікаційну роботу обрано коефіцієнт корисної дії (ККД) та коефіцієнт використання теплоти, що показують і вплив трьох видів енергії (М, Е, Т) на ці коефіцієнти.

2. Розраховані ходовий та стоянковий без вантажних операцій режими роботи судна, що є протилежністю. Ходовий найтриваліших та з найбільшою кількістю працюючих елементів СЕУ, а стоянковий навпаки так, як завантаження відбувається береговими установками.

3. В розділу було виконано опис та розрахунок теплових балансів основних елементів СЕУ. Для ходового режиму та стоянкового режимів розраховані показники ККД та КВТ, які становлять 0,32 та 0,48 для ходового режиму, і 0,3 та 0,56 для стоянкового режиму відповідно.

					КРБ.6.135.4211.04.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

					<i>КРБ.6.135.4211.04.03.ПЗ</i>		
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
					<i>Визначення параметрів суднового двигуна 5G70ME – C9.5</i>		
<i>Студент</i>	<i>Науменко Б.І</i>						
<i>Керівник</i>	<i>Кісетов Ю.В.</i>						
					<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
						<i>23</i>	<i>13</i>
					<i>НУК</i>		

РОЗДІЛ 3 Визначення параметрів суднового двигуна MAN B&W 5G70ME-C9.5-G1

3.1 Загальний устрій та характеристики двигуна [4]

Двотактний, простої дії, кривошипний з надувом при постійному тиску і прямоточно-щілинним продуванням. Число циліндрів : 5. Діаметр поршня : 700 мм. Хід поршня : 3256 мм. Потужність у точці L_1 18200 кВт при 69,1 об/хв. Максимальний тиск: 210 бар. При експлуатації на газозові вказана потужність при 85% MCR 12590 кВт при 69,1 об/хвил.

Фундаментна рама (рис. 3.1) складається з високих повздовжніх балок, зварених зі зварно-литими поперечними балками, в яких розміщені постілі рамових підшипників. Станіна зварна і має високу жорсткість, блок циліндрів чавунний. Фундаментна рама, станіна і блок циліндрів стягнуті між собою довгими анкерними зв'язками. Втулка циліндра опирається на блок циліндрів, її верхня частина виведена з блоку і охоплюється тонкою рубашкою, що створює порожнину охолодження. Штуцери для підведення циліндрового масла розташовані у верхній частині втулки (трохи вище верхньої полки блока циліндрів).

Кришка циліндра б кована, із розсвердленнями для охолоджуючої води. У кришці розташовані корпус випускного клапана з клапаном, дві форсунки (без спеціального охолодження), а також пусковий та запобіжний клапани.

Кришка циліндра ковпакоподібного типу, тому при розташування поршня у верхній мертвій точці головка поршня розташовується вище району ущільнення кришки і втулки циліндра.

Поршень виготовлено із хромо-молібденової сталі, охолоджується маслом, яке підводиться через телескопічний пристрій до штоку поршня біля крейцкопфного з'єднання.

Шатун має порівняно короткий стрижень, що сприяє зменшенню загальної висоти двигуна.

					<i>КРБ.6.135.4211.04.03.ПЗ</i>	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

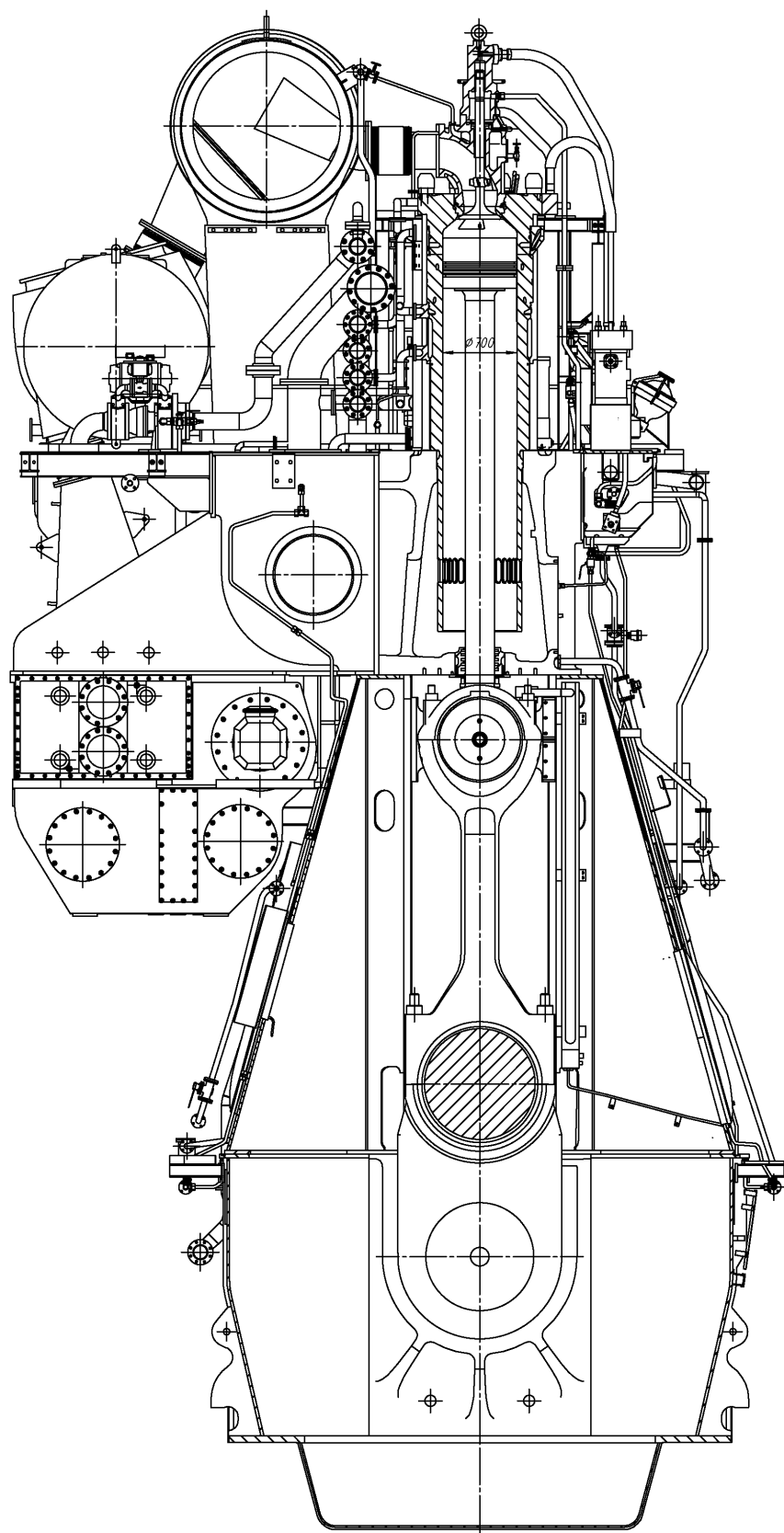


Рис.3.1 двигун MAN B&W 5G70ME-C9.5-G1

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.6.135.4211.04.03.ПЗ

Арк.

25

Колінчастий вал зварного типу, зварення здійснено посередині рамкових шийок. Упорний вал складає єдине ціле з колінчастим валом, що зменшує загальну довжину двигуна з упорним підшипником і підвищує жорсткість остова.

Розподільчий вал приводиться до обертання від колінчастого валу ланцюгової передачі, яка добре зарекомендувала себе в експлуатації. Розподільчий вал приводить до руху золотникові паливні насоси високого тиску і поршні гідравлічних приводів випускних клапанів [4].

Реверсування двигуна відбувається без реверсування розподільчого валу. При зміні напрямку обертання двигуна відбувається реверс тільки розподільвача повітря і приводу паливного насоса високого тиску. Реверсування паливного насоса високого тиску здійснюється перестановкою ролика штовхача плунжера у нове положення.

Двигуни модельного ряду ME – перші двигуни компанії MAN B&W з прямоточно-клапанною продувкою. Потік повітря рухається вздовж вісі циліндру з чистим витісненням продуктів згоряння без значного перемішування їх з повітрям. Завдяки якісній організації процесу газообміну двигуни з такою схемою продувки мають найменші значення коефіцієнту залишкових газів.

Тангенціальне розташування вікон в плані забезпечують закручення потоків повітря, що поступає в циліндр і їх гвинтоподібний рух від продувних вікон до випускних клапанів. Тангенціальний обертальний рух зберігається до кінця стиснення і сприяють покращенню сумішоутворення.

Завдяки ефекту чистого витіснення газів, якісна очистка циліндрів досягається навіть при незначному коефіцієнту надлишку повітря (1,45...1,55).

Застосування випускних клапанів при створення сучасних МОД дозволяє підбирати найвигідніші фази газорозподілу і керувати ними за допомогою мікропроцесорної техніки на всьому діапазоні робочих навантажень.

Двигун має ізобарну систему наддуву (з постійним тиском). При зменшенні навантаження приблизно до 25% підключають електроповітродувки. Клапанні коробки у повітряному ресивері тут використовують для попередження витрат продувного повітря при роботі двох електроповітродувок, які

					<i>КРБ.6.135.4211.04.03.ПЗ</i>	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вмикаються автоматично. Повітряний ресивер не має герметичних перегородок, які відділяють порожнину кожного циліндру, як це було виконано на МОД попереднього покоління при використанні під поршневих порожнин у якості другого ступеня наддува [4].

3.2 Системи головного двигуна

Судновий двигун MAN B&W 5G70ME-C9.5-G1 має загальноприйняту систему пуску, що включає головний пусковий клапан, пускові клапани циліндрів і золотникового розподільника повітря. При реверсі двигуна реверсують лише розподільник повітря і штовхальники ПНВТ.

Система паливоподачі високого тиску золотникового типу з регулюванням по кінцю подачі, і дві голчасті неохолоджувальні форсунки з однобічним распилом палива на кожен циліндр. Конструкція паливної апаратури дозволяє працювати на всіх режимах експлуатації лише на високов'язких залишкових паливах, без використання дизельного палива.

Системи циркуляційного мастила колінчастого валу і розподільного валу розділені. Насоси мастила колінчастого валу (дві одиниці) - відцентрового типу, з електроприводом. Мастило подається до двигуна по двох трубах: від нижньої труби - на мастило рамових і упорних підшипників і на відсік приводів, від верхньої - до телескопів на мастило головних, крейцкопфів і мотильових підшипників і на охолодження поршнів. Мастило підшипників розподільного валу і живлення гідравлічної системи відкриття вихлопних клапанів забезпечується автономною системою з двома гвинтовими насосами з електроприводом.

Циліндрове мастило включає лубрикатори з вісьмома точками змащування на кожному циліндрі з подачею масла на кожному ході поршня.

Охолодження циліндрів забезпечується одним з двох відцентрових насосів з електроприводом, що подають прісну воду на охолодження діафрагм, циліндрових втулок, кришок і вихлопних клапанів циліндрів. Верхній борт втулки, кришка і сідло вихлопного клапана мають свердління для проходу во-

					<i>КРБ.6.135.4211.04.03.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

ди, що охолоджує. Як правило, в системі встановлюється холодильник пластинчастого типу.

3.3 Розрахунок робочого циклу двигуна [10]

Початкові дані для розрахунку процесів робочого циклу наведені у додатку 4.

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К:

$$T_k = T_0 \left(1 + \frac{\frac{P_k}{P_0}^{0,266} - 1}{\eta_{ад}} \right) = \left(1 + \frac{\frac{0,39}{0,1013}^{0,266} - 1}{0,81} \right) = 463$$

Температура повітря перед двигуном, К:

$$T_s = T_k - \eta_o(T_k - T_0) = 319$$

Температура заряду в кінці процесу наповнення, К:

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{319 + 15 + 0,025 \cdot 600}{1 + 0,025} = 340$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа:

$$P_s = P_k - \Delta P_{охол} = 0,338 - 0,002 = 0,336$$

Тиск заряду в кінці процесу наповнення, МПа:

$$P_a = 0,97 \cdot P_s = 0,97 \cdot 0,336 = 0,326$$

Коефіцієнт наповнення:

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{P_s}{P_a} \frac{T_s}{T_a} \frac{1}{1 + \gamma_r} (1 - \varphi_n) = \frac{13,5}{13,5 - 1} \frac{0,336}{0,326} \frac{319}{340} \frac{1}{(1 + 0,025)} (1 - 0,1) = 0,862$$

Розрахунок процесу стискування

Середній показник політропи стискування:

$$n_1 = \frac{8,314}{a_{v_c + b_c N} (1 + \varepsilon^{n_1 - 1})} + 1 = \frac{8,314}{19,271 + 0,00251 \cdot 340 (1 + 13,5^{1,364 - 1})} = 1,364$$

Тиск в кінці стискування, МПа:

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1} = 0,376 \cdot 13,5^{1,354} = 13,108$$

Температура в кінці процесу стискання, К:

$$T_c = T_a \epsilon^{n1} = 340 \cdot 13,5^{1,364} = 877$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг:

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,7}{0,21} \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 1,276$$

Хімічний коефіцієнт молярної зміни:

$$\beta_0 = 1 + \frac{8H + O}{32L} = 1 + \frac{8 \cdot 0,126 + 0}{32 \cdot 1,276} = 1,0248$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,0248 + 0,025}{1 + 0,025} = 1,0242$$

Частина палива, що згоріла у точці z:

$$x_z = \xi_z / \xi_b = 0,95 / 0,99 = 0,96$$

Коефіцієнт молекулярної зміни у точці z:

$$\beta_z = 1 + \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} x_z = 1 + \frac{1,0248 - 1}{1 + 0,025} 0,96 = 1,023$$

Максимальна температура згоряння, К:

$$T_z = \frac{\frac{\xi_z Q_H}{\alpha L_0} + [C'_v + 8,314\lambda + \gamma_r(C''_v + 8,314)]T_c}{\beta_z(1 + \gamma_r)C_{pz}T_z} = 1717$$

Максимальний тиск згоряння, МПа:

$$P_z = \lambda \cdot P_c = 1,13 \cdot 13,108 = 14,812$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення:

$$\rho = \frac{\beta_z T_z}{\lambda T_c} = \frac{1,023 \cdot 1717}{1,13 \cdot 877} = 1,773$$

Ступінь подальшого розширення:

$$\delta = \epsilon / \rho = 13,5 / 1,773 = 7,616$$

					КРБ.6.135.4211.04.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

Середній показник політропи розширення:

$$n_2 = 1 + \frac{8,314 \left(\frac{\beta_z}{\beta} T_z - T_b \right)}{\frac{Q_{H(\xi_b - \xi_z)}}{L(1 + \gamma_r)\beta} + \frac{\beta_z}{\beta} (a_{v_z} + b_z T_z) T_z - (a_{v_b} + b_b T_b) T_b} = 1,284$$

Температура в кінці процесу розширення, К:

$$T_b = T_z \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1717 \frac{1}{7,616^{1,284-1}} = 963,809$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа:

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = 1,092$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа:

$$\begin{aligned} P'_i &= \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] = \\ &= \frac{13,108}{13,5 - 1} \left[1,13(1,773 - 1) + \frac{1,13 \cdot 1,773}{1,26 - 1} \left(1 - \frac{1}{7,616^{1,284-1}} \right) - \right. \\ &\quad \left. - \frac{1}{1,354 - 1} \left(1 - \frac{1}{13,5^{1,354-1}} \right) \right] = 1,892 \end{aligned}$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа:

$$P_i = P'_i \zeta (1 - \varphi_n) = 1,892 \cdot 0,98(1 - 0,1) = 1,836$$

Індикаторна питома витрата палива, кг/(кВт год):

$$b_i = 433 \frac{P_z \eta_n}{\alpha L_0 T_z P_i} = 433 \frac{14,812 \cdot 0,862}{2,55 \cdot 14,3 \cdot 1717 \cdot 1,836} = 0,169$$

Індикаторний ККД:

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_n} = \frac{3600}{0,169 \cdot 42170} = 0,5$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа:

$$P_e = P_i \cdot \eta_m = 1,836 \cdot 0,95 = 1,744$$

Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт год):

$$b_e = b_i / \eta_k = 0,169 / 0,95 = 0,1776$$

					КРБ.6.135.4211.04.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

Ефективний ККД двигуна:

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = 0,5 \cdot 0,95 = 0,475$$

Перерахунок π_k турбокомпресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата повітря через компресор:

$$G = \left[\frac{\pi D_{ц}^2}{4} \right] S_{ц} \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{RT_s} \right) \eta_{нiz} \left(\frac{n}{60} \right) \varphi_a = \left[\frac{3,14 \cdot 0,7^2}{4} \right] \cdot 3,256 \cdot \left(\frac{0,281 \cdot 10^6}{287 \cdot 358,2} \right) 0,85 \times \\ \times 7 \cdot 1 \cdot \left(\frac{69}{60} \right) \cdot 1,8 = 15,262 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Витрата газів через турбіну:

$$G_t = G + b_e \frac{N_e}{3600} = 15,262 + 0,1779 \frac{12590}{3600} = 15,884 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Тиск газів перед турбіною:

$$P_r = 0,95 P_k = 0,95 \cdot 0,286 = 0,264 \text{ МПа}$$

Температура газів перед турбіною:

$$T_t = T_b \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 1209 \left(\frac{0,264}{0,925} \right)^{\frac{1,264-1}{1,264}} = 949,2 \text{ К}$$

Загальна кількість продуктів згоряння:

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0,21(\alpha - 1)L_0] + (0,79\alpha L_0) = \left(\frac{0,84}{12} \right) + \left(\frac{0,126}{2} \right) + \\ + [0,21(2,55 - 1)0,495] + (0,79 \cdot 2,55 \cdot 0,495) = 0,92 \text{ кмоль}$$

Універсальна газова стала для відпрацьованих газів:

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12M_s 189} + \frac{H}{2M_s 461,6} + \frac{0,21(\alpha - 1)L_0}{M_s 259,8} + \frac{0,79\alpha L_0}{M_s 296,8}} = \\ = \frac{1}{\frac{0,84}{12 \cdot 0,92 \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot 0,92 \cdot 461,6} + \frac{0,21(2,55 - 1)0,495}{0,92 \cdot 259,8} + \frac{0,79 \cdot 2,55 \cdot 0,495}{0,92 \cdot 296,8}} = \\ = 287,65$$

Показник адіабати розширення газів в турбіні:

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b T_t} = \frac{(19,95 + 0,0031 \cdot 949,2) + 8,314}{19,95 + 0,0031 \cdot 949,2} = 1,363$$

Дійсна ступінь підвищення тиску в турбокомпресорі:

					<i>КРБ.6.135.4211.04.03.ПЗ</i>	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\pi_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) R_t T_t \left[1 - \frac{1}{\left(0,905 \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \eta_t G_t}{GRT_k \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0,286}}$$

$$= \left[1 + \frac{\left(\frac{1,363}{1,363 - 1} \right) 287,65 \cdot 949,2 \left[1 - \frac{1}{\left(0,905 \frac{0,286}{0,103} \right)^{\frac{1,363 - 1}{1,363}}} \right] 0,98 \cdot 15,884}{15,262 \cdot 287 \cdot 418,6 \left(\frac{1,4}{1,4 - 1} \right) \frac{1}{0,839}} \right]^{\frac{1}{0,286}} =$$

$$= 3,115$$

Уточнений тиск стисненого повітря перед охолоджувачем:

$$P_{kd} = \pi_k P_0 = 3,115 \cdot 0,103 = 0,321 \text{ МПа}$$

Порівняння заданого і отриманого тиску наддува:

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} = \frac{0,321 - 0,338}{0,321} = -0,053\%$$

Висновок: похибка у межах допустимої (0,1%).

Адіабатна робота привідного компресора (перший ступінь):

$$L_{k1} = RT_0 \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1 \right] = 287 \cdot 293 \left(\frac{1,4}{1,4 - 1} \right) \left[\left(\frac{0,39}{0,103} \right)^{0,286} - 1 \right] = 0$$

Потужність, що споживає перший ступінь наддуву:

$$N_k = \frac{L_k G}{1000 \eta_{k.ad} \eta_m} = 0$$

Потужність двигуна на виході:

$$N_e = (13,1 D_{ц}^2 S_{ц} z P_e n i) - N_k = (13,1 \cdot 0,7^2 \cdot 3,256 \cdot 1,744 \cdot 69 \cdot 5) - 0 = 12575 \text{ кВт}$$

Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна:

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} = \frac{12575 - 12590}{12575} = -0,0011\%$$

Висновок: похибка у межах допустимої (0,1%).

					КРБ.6.135.4211.04.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

3.4 Побудова індикаторної діаграми

Розрахункову індикаторну діаграму будують по даним розрахунку робочого циклу. Побудова діаграми виконується аналітичним способом, так як графічні методи побудови дають великі помилки.

Ординати точок політропи стиску і розширення вираховуються за допомогою наступних формул:

$$p = p_c / (V/V_c)^{n_1} \text{ – для процесу стиску;}$$

$$p = p_z \cdot \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2} \text{ – для процесу розширення,}$$

де $\frac{V}{V_c} = \varepsilon_x$ – відношення об'ємів, що представляє собою значення ступеня стиску в даний момент.

Таблиця 3.1 Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$	V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	14,81		7,64	0,82	2,27
1,00	13,11	14,81	8,22	0,74	2,07
1,77	6,00	14,81	8,81	0,67	1,89
2,36	4,06	10,26	9,40	0,62	1,74
2,95	3,00	7,72	9,98	0,57	1,61
3,53	2,34	6,11	10,57	0,53	1,50
4,12	1,90	5,02	11,15	0,49	1,40
4,70	1,59	4,23	11,74	0,46	1,31
5,29	1,35	3,64	12,33	0,43	1,23
5,88	1,17	3,18	12,91	0,40	1,16
6,46	1,03	2,81	13,50	0,38	1,09
7,05	0,91	2,52	13,50		0,38

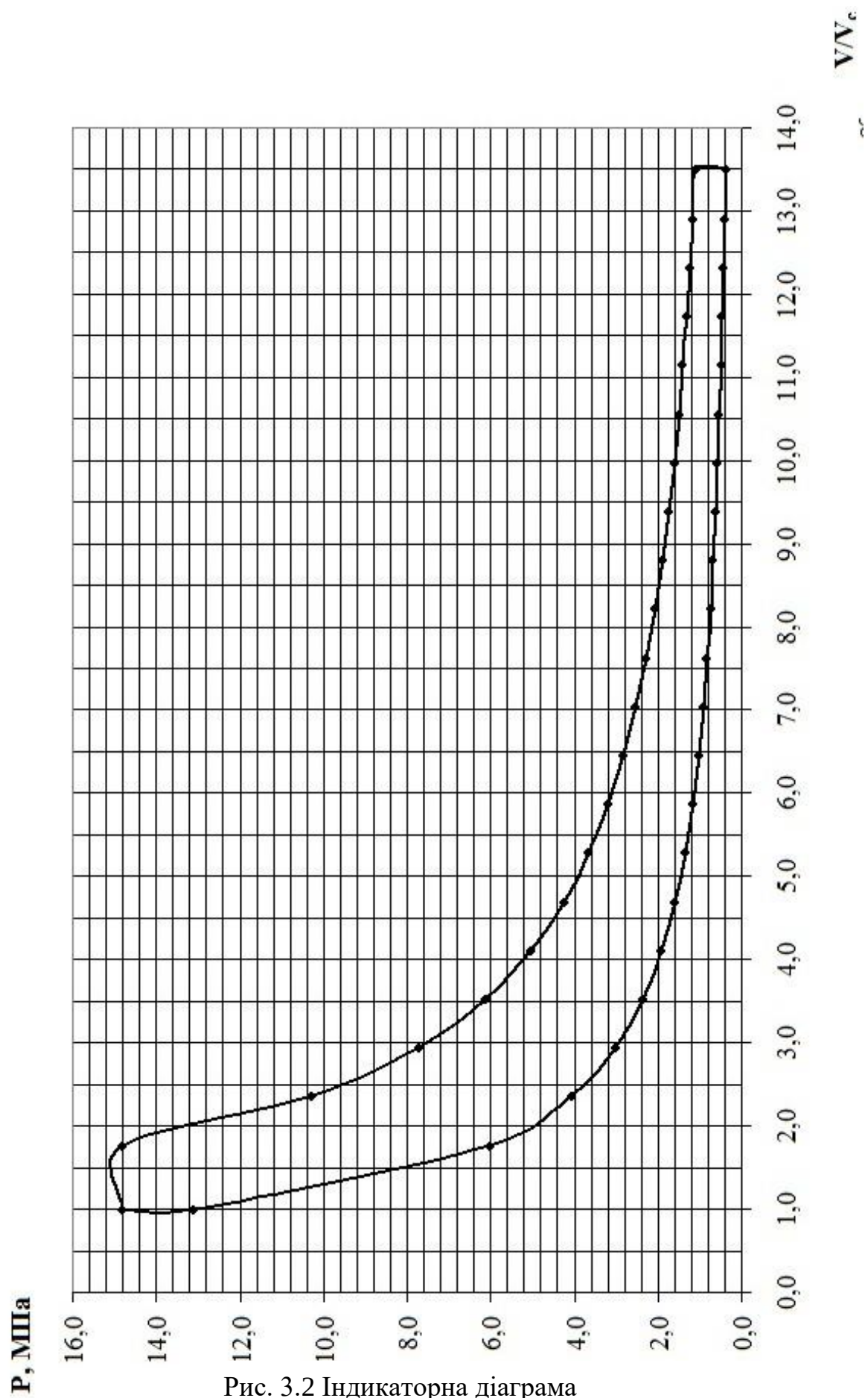


Рис. 3.2 Індикаторна діаграма

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.6.135.4211.04.03.ПЗ

Арк.

34

Висновки:

1. Цей головний двигун може працювати на різному по якості рідкому пальному - HFO (Heavy Fuel Oil – важке суднове паливо, мазут), MDO (Marine Diesel Oil – суднове дизельне паливо, LSMGO (Low Sulphur Marine Gas Oil – судновий газойль із низьким вмістом сірки) та газоподібному пальному.
2. Рідке пальне при цьому є супутнє при застосуванні газоподібного пального для його возгарання. Для спрощення розрахунків у розділах 2 та 3 використовується умовне пальне з Нижньою теплотою згоряння 42700 кДж/кг що відповідає рекомендаціям фірми виробника.
3. Результатом розрахунків циклу є індикаторна діаграма двотактного дизельного двигуна 5G70ME-C9.5-G1.

					<i>КРБ.6.135.4211.04.03.ПЗ</i>	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4211.04.04.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
					Розрахунок характеристик суднового котла Aalborg AQ-12	Літ.	Арк.
Студент	Науменко Б.І.						Аркушів
Керівник	Кісєтов Ю.В.						
						36	12
						НУК	

РОЗДІЛ 4 Розрахунок характеристик суднового допоміжного котла Alfa Laval Aalborg AQ-12

4.1 Загальний устрій котла [7]

Котел водотрубний AQ-12 представлений на (рис. 4.1). Цей котел має вертикальне розташування, призначений для спалювання дизельного палива, мазуту або відпрацьованного мастила та вироботки насиченої пари з паропродуктивністю 6,5 т/год та тиском 0,6 МПа. Котел має поворотну горілку яка представлена на (рис. 4.2). Вона була розроблена для задоволення потреб клієнтів і пропонує: надійну роботу, легкість в обслуговуванні і мінімальні вимоги до установки. Сам котел як і пальник, має дуже компактні розміри, простий у обслуговуванні та надійний. ККД = 86%, що для такого котла є досить добрий результат.



Рис. 4.1 Котел AQ-12

					<i>КРБ.6.135.4211.04.04.ПЗ</i>	Арк.
						37
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

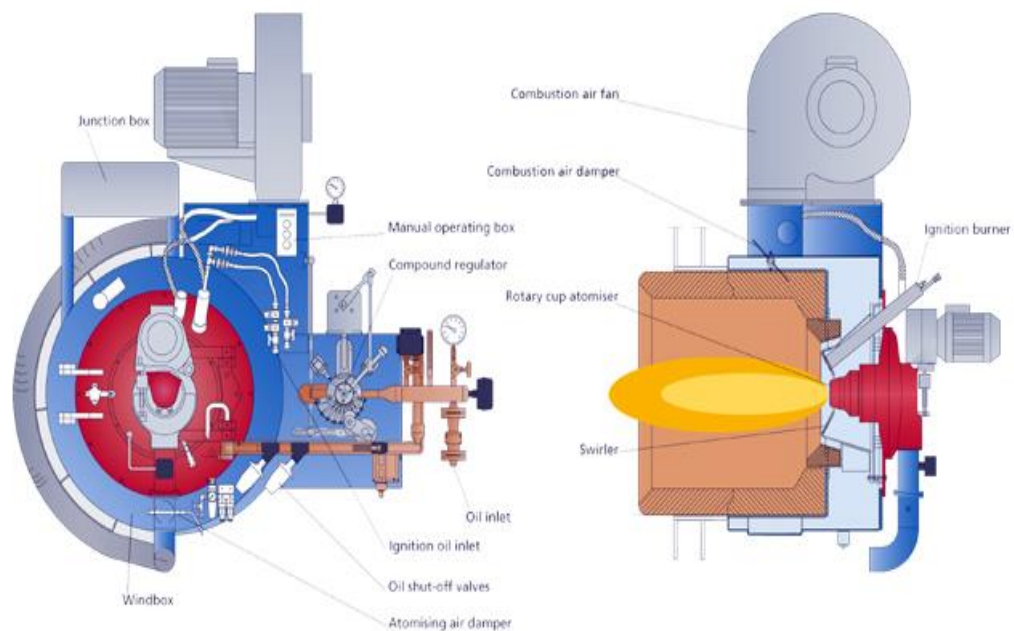


Рис. 4.2 Пальник AQ-12

4.2 Вибір компоувальної схеми котла

Компоувальна схема показана на (рис. 4.3).

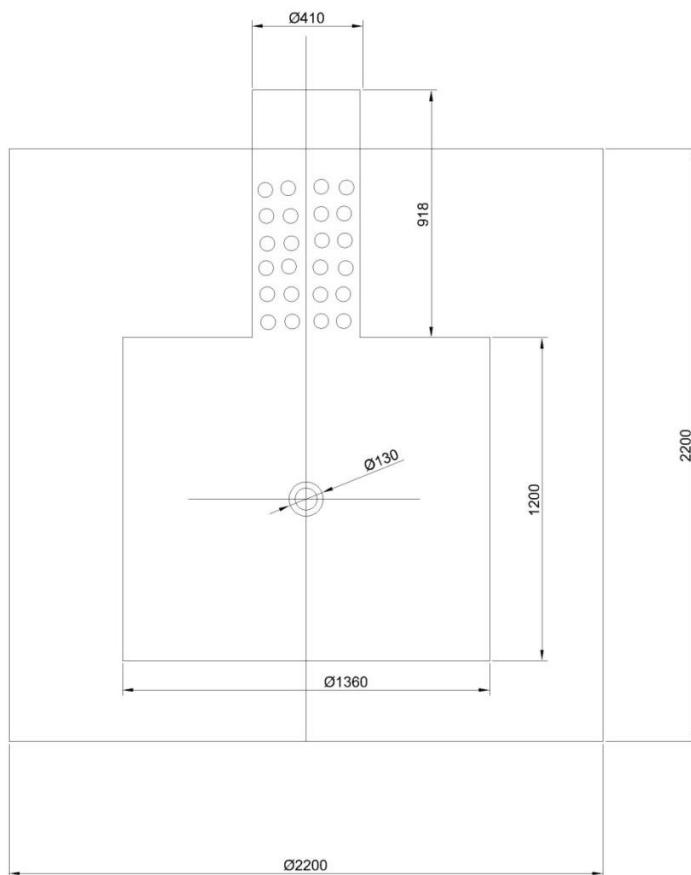


Рис. 4.3 Компоновочна схема котла

					<i>КРБ.6.135.4211.04.04.ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		38

4.3 Розрахунок процесу горіння

Таблиця 4.1

Вихідні дані	
Тип котла	AQ-12
Паропроодуктивність котла	6,5т/год; (1,806 кг/сек)
Тиск насиченої пари	$P_s=0,6$ МПа, пар – насичений
Температура насиченої пари	$t_s=167,8^{\circ}\text{C}$
ККД котла	$\eta = 86\%$
Температура живильної води	$t_{ж.в}=40^{\circ}\text{C}$
Температура повітря на вході до топки	$t_{х.в}= 40^{\circ}\text{C}$
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 1,15$
Кількість форсунок	$N_{форс} = 1$ шт
Марка палива	Ф-12
Нижча теплота згоряння палива	$Q = 40,9 \cdot 10^3$ кДж/кг
Витрата розпилюючої пари на форсунку	$G_{\phi} = 0,15$ кг/кг
Тиск розпилюючої пари	$P_{\phi} = 0,6$ МПа
Вологовміст атмосферного повітря	$d = 0,01$ кг/кг

Таблиця 4.2

Розрахунок кількості повітря та продуктів згоряння	Задано	Значення
Марка палива	Приймаємо [11]	Ф-12
Склад робочої маси палива %:		
- зола A^p	Приймаємо [11]	0,1
- волога W^p		1,0
- вуглець C^p		85,5
- водень H^p		12,1
- азот+ кисень $N^p + O^p$		0,49
- летюча сірка S_d^p		0,79
Об`єм теоретично необхідної кількості повітря V^o , м ³ /кг	$V^o = 0,0889(C^p + 0,375S_d^p) + 0,265H^p - 0,0333O^p$ $= 0,0889(85,5 + 0,375 \times 0,79)$ $+ 0,265 \times 12,1 - 0,0333 \times 0,49$	10,82
Сумарний об`єм триатомних газів V_{RO_2} , м ³ /кг	$V_{RO_2} = 0,0187(C^p + 0,375S_d^p)$ $= 0,0187(85,5 + 0,375 \times 0,79)$	1,60
Об`єм, м ³ /кг:		

- водяних парів V_{H_2O}	$V_{H_2O} = 0,111H^p + 0,0124W^p + 1,24G_{\phi} + 1,6d\alpha V^0$ $= 0,111 \times 12,1 + 0,0124 \times 1$ $+ 1,24 \times 0,15$ $+ 1,6 \times 0,01 \times 1,15 \times 10,82$	1,74
- водяних парів при $\alpha = 1$ V_{H_2O}	$V_{H_2O}^0 = 0,111H^p + 0,0124W^p + 1,24G_{\phi} + 1,6dV^0$ $= 0,111 \times 12,1 + 0,0124 \times 1$ $+ 1,6 \times 0,01 \times 10,82$	1,71
- азота при $\alpha = 1$	$V_{N_2}^0 = 0,79V^0 = 0,79 \times 10,82$	8,55
- об'єм кисню V_{O_2}	$V_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)V_o = 0,21(1,15 - 1) \times 10,82$	0,34
- об'єм продуктів згоряння при $\alpha = 1$	$V_r^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0 = 1,6 + 8,55 + 1,71$	11,86
Дійсний об'єм продуктів згоряння :	$V_r = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0 + (1 + 1,6d)(\alpha - 1)V^0$ $= 1,6 + 8,55 + 1,71$ $+ (1 + 1,6 \times 0,01)(1,15 - 1) \times 10,82$	13,51
Об'єм частки продуктів згоряння:		
- суми вуглекислого і сірчистого газів r_{RO_2}	$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_r} = \frac{1,6}{13,51}$	0,12
- водяних парів r_{H_2O}	$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_r} = \frac{1,74}{13,51}$	0,13
- суми трьохатомних газів r_n	$r_n = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0,12 + 0,13$	0,25

Розрахунок ентальпій повітря та продуктів згоряння, з побудовою І-Т діаграми

Таблиця 4.3

Температура а	V_{RO_2}		$V_{O.H_2O}$		$V_{O.N_2}$		$I_{O.r}$	V_o		$I_{O.B}$	$I = I_{O.r} + (\alpha - 1)I_{O.B}$
	C_{RO_2}	$V_{RO_2}^{C_{RO_2}}$	C_{H_2O}	$V_{O.H_2O}^{C_{H_2O}}$	C_{N_2}	$C_{N_2}^{V_{O.N_2}}$		C_B	$V_{O.C_B}$		
0	1,6	2,57	1,5	2,61	1,3	11,11	0,00	1,32	14,28	0	0
200	1,79	2,87	1,52	2,65	1,3	11,11	3325,40	1,33	14,39	2877,45	3757,02
400	1,93	3,10	1,57	2,73	1,32	11,28	6843,83	1,35	14,60	5841,43	7720,05
600	2,04	3,27	1,62	2,82	1,34	11,45	10526,40	1,38	14,93	8956,86	11869,93
1000	2,2	3,53	1,72	2,99	1,4	11,96	18487,51	1,44	15,58	15577,16	20824,08
1400	2,31	3,71	1,83	3,19	1,44	12,31	26876,20	1,48	16,01	22413,80	30238,27
1800	2,39	3,83	1,92	3,34	1,47	12,56	35529,59	1,52	16,44	29596,60	39969,08
2200	2,45	3,93	2	3,48	1,5	12,82	44507,19	1,55	16,77	36887,57	50040,32



Рис. 4.4 Графік ентальпії

4.4. Тепловий баланс котла

Таблиця 4.4

Складання попереднього теплового балансу котла		
Температура підігріву палива $t_{т.л}$, °C	Приймаємо	90
Теплоємність при $t_{х.в}$, кДж/(м³K):		
- сухого повітря $C_{с.пов}$	[11]	1,302
- водяних парів C_{H_2O}	[11]	1,504
Теплоємність палива $c_{пал}$, кДж/м³K	$C_{пал} = 1,74 + 0,0025t_{т.л} = 1,74 + 0,0025 \times 90$	1,965
Ентальпії, кДж/кг:		
- холодного повітря $j_{х.п}$	$j_{х.п} = \alpha V^0 (C_{с.в} + 1,6dC_{H_2O})t_{х.в}$ $= 1,15 \times 10,82(1,3 + 1,6 \times 0,01 \times 1,5)40$	659,85
- розпилюючої пари j_{ϕ}		2762,9
- фізична теплота палива $i_{пал}$	$i_{пал} = C_{пал} \times t_{т.л} = 2,04 \times 120$	176,85
- насиченої пари $i_{н.п}$		2757
- живильної води $i_{ж.в}$		167,45
Теплота, що вноситься розпилюючою парою Q_{ϕ} , кДж/кг	$Q_{\phi} = G_{\phi}(i_{\phi} - 2500) = 0,15(2757 - 2500)$	39,435

Наявна теплота Q_p^p , кДж/кг	$Q_p^p = Q_H^p + i_{\text{пал}} + Q_{\phi} = 40900 + 176,85 + 39,435$	41116,3
Відносні втрати тепла %:		
- з вихідними газами q_2	$q_2 = 1 - (\eta + q_3 + q_5) = 1 - (0,82 + 0,005 + 0,01)$	0,155
- від хімічної неповноти згор.	Приймаємо	0,005
- в оточующе середовище q_5	Приймаємо	0,01
Втрати теплоти з відхідними газами Q_2 , кДж/кг	$Q_2 = \left(\frac{q_2}{100}\right) Q_p^p = \left(\frac{0,155}{1}\right) 41116,3$	6373
Ентальпія відхідних газів $I_{\text{відх}}$, кДж/кг	$I_{\text{відх}} = Q_2 + I_{\text{х.пов}} = 6373 + 659,85$	7032,878
Тем. відхідних газів, $t_{\text{відх}}$, °C	з I-T діаграми	360
Розрахункова витрата палива $V_{\text{розр}}$, кг/с	$r_{H_2O} = \frac{D_{\text{н.п}}(i_{\text{н.п}} - i_{\text{ж.в}})}{Q_{p.p}\left(\frac{\eta}{100}\right)} = \frac{1,39(2763 - 167,45)}{41116,285\left(\frac{82}{100}\right)}$	0,107
Коефіцієнт збереження тепла ϕ	$\phi = 1 - \frac{q_s}{\eta + q_5} = 1 - \frac{0,01}{0,82 + 0,01}$	0,988

4.5. Тепловий розрахунок топки і теплообмінних поверхонь

Таблиця 4.5

Вихідні дані для розрахунку теплообміну в топці та побудова компонувального ескізу		
Теплонапруга топкового простору q_T , кВт/м ³	Приймаємо	0,8
Об'єм топки V_T , м ³	$V_T = \pi r^2 \times h = 3,14 \times 1,1 \times 1,87$	7,1
Розрахункова продуктивність однієї форсунки V_{ϕ} , кг/с	$V = \frac{B}{N} = \frac{0,042}{1}$	0,042
Розрахунковий діаметр топки D , м	Приймаємо	2,2
Ширина топки D_T , м	$D_T = D - 0,2 = 1,75 - 0,2$	2
Висота топки H_T , м	$H_T = \sqrt[3]{V_T} = \sqrt[3]{7,1}$	1,92

Побудова ескізу топки та уточнення розмірів

Витрата повітря через отвір фурми V_{ϕ} , м ³ /с	$V_{\phi} = \frac{(\alpha \times V_o \times B_{\text{форс}}) \times (t_{\text{х.пов}} + 273)}{273} = \frac{(1,15 \times 10,82 \times 0,042) \times (40 + 273)}{273}$	0,60
Швидкість повітря через отвір фурми ω'_{ϕ} , м/с	Приймаємо	30
Живий перетин фурми f'_{ϕ} , м ²	$f'_{\phi} = \frac{V_{\phi}}{\omega'_{\phi}} = \frac{0,60}{30}$	0,02
Розрахунковий діаметр фурми d'_{ϕ} , м	$d'_{\phi} = \sqrt{\frac{f'_{\phi}}{0,785}} = \sqrt{\frac{0,0201}{0,785}}$	0,158
Прийнятий діаметр фурми d_{ϕ} , м	Округляємо	0,16
Прийнятий живий перетин фурми f_{ϕ} , м ²	$f_{\phi} = 0,785 d_{\phi}^2 = 0,785 \times 0,16^2$	0,02
Дійсна швидкість повітря в отворі фурми w_{ϕ} , м/с	$w_{\phi} = \frac{V_{\phi}}{f_{\phi}} = \frac{0,60}{0,02}$	30
Повна площа поверхні топки $F_{\text{ст}}$, м ²	$F_{\text{т.полн}} = 3,14 \times D_{\text{т}} \times H_{\text{т}} + 2 \times 3,14 \times \frac{D_{\text{т}}^2}{4} = 3,14 \times 2,2 \times 1,92 + 2 \times 3,14 \times 2,2^2 / 4$	20,86
Променесприймальна поверхня нагріву топки $H_{\text{л}}$, м ²	$F_{\text{т.пром}} = \left(3,14 \times D_{\text{т}} \times H_{\text{т}} - 3,14 \times \frac{d_{\phi}^2}{4} \right) + 3,14 \times \frac{D_{\text{т}}^2}{4} = \left(3,14 \times 2,2 \times 1,92 - 3,14 \times \frac{0,16^2}{4} \right) + 3,14 \times 2,2^2 / 4$	17
Ступінь екранування топки ψ , м	$\Phi_{\text{топки}} = \frac{F_{\text{т.пром}}}{F_{\text{т.полн}}} = \frac{17}{20,86}$	0,82
Ефективна товщина випромінюючого шару топки $S_{\text{топки}}$, м	$S_{\text{топки}} = 3,6 \left(\frac{V_{\text{т}}}{F_{\text{т.полн}}} \right) = 3,6 \frac{7,1}{20,86}$	1,23
Розрахунок теплообміну в топці		
Ентальпія газів при адіабатній температурі j_a , кДж/кг	$j_a = Q_p^p (1 - q_3) + j_{\text{х.пов}} = 41116,285(1 - 0,005) + 659,85$	41571
Адіабатна температура газів t_a , °С	Діаграма I-T	1875

Адіабатна температура газів T_a, K	$T_a = t_a + 273 = 1875 + 273$	2148
Температура газів на виході із топки $t'_T, ^\circ C$	Приймаємо	1300
Температура газів на виході із топки T'_T, K	$T'_T = T'_T + 273 = 1300 + 273$	1573
Тиск в топці P_T, MPa	Приймаємо	0,1
Ентальпія газів на виході із топки $j'_T, kJ/kg$	Діаграма I-T	34500
Середня сумарна теплоємність газів $\Sigma(V_c)_i, kJ/kg \cdot K$	$\Sigma(V_c)_i = \frac{j_a - j_T}{t_a - t_T} = \frac{41570,56 - 34500}{1875 - 1300}$	12,3
Коефіцієнт ослаблення променів, $1/(m \cdot MPa)$:		
-з сажистими часточками K_c		3,63
- триатомними газами K		1,75
Ступінь чорноти:		
- трьохатомних газів a_r	$a_r = 1 - e^{-K_r r_{npS}} = 1 - e^{-1,75 \times 0,1 \times 1,23}$	0,19
- випромінюючого полум'я a_{cb}	$a_{cb} = 1 - e^{-(K_r r_{np} + K_c) pS} = 1 - e^{-(1,75 + 3,63) 0,1 \times 1,23}$	0,48
Коефіцієнт усереднення m	Приймаємо	0,784
Ефективність ступеня чорноти факела a_ϕ	$a_\phi = m a_{cb} + (1 - m) a_r = 0,784 \times 0,48 + (1 - 0,48) 0,19$	0,67
Коефіцієнт забруднення труб ξ	Приймаємо	0,24
Ступінь чорноти топки a_T	$a_T = \frac{a_\phi}{a_\phi + (1 - a_\phi) \psi \xi} = \frac{0,67}{0,67 + (1 - 0,67) 0,82 \times 0,24}$	0,91
Критерій Больцмана B_o	$B_o = \frac{\varphi B \Sigma(V_c)_i}{5,67 \times 10^{-11} \xi H_L T_a^3} = \frac{0,988 \times 0,107 \times 12,3}{5,67 \times 10^{-11} \times 0,24 \times 17 \times 2148^3}$	0,57
Температура газів на виході из топки, $^\circ C$:		
- безрозмірна θ_T	$\theta_T = \frac{B_o^{0,6}}{0,69 a_T^{0,6} + 1,03 B_o^{0,6}} = \frac{0,57^{0,6}}{0,69 \times 0,91^{0,6} + 1,03 \times 0,57^{0,6}}$	0,51
- у числовому вигляді t_T	$t_T = \theta T_a - 273 = 0,51 \times 2148 - 273$	830

Ентальпія газів на виході із топки j_t , кДж/кг	Діаграма I-T	17000
Похибка (не повинна перевищувати 10°C)	$t'_T - t_T = 1300 - 830$	470
Теплова потужність променесприймаючої поверхні нагріву топки Q_L , кВт	$Q_L = \varphi(j_a - j_T)B_{\text{розр}} = 0,988(41570,55 - 17000)0,107$	2598
Конструктивний розрахунок конвективного притопочного пучка		
Зовнішній діаметр труб d , м	Приймаємо	0,038
Шаг, м:		
- поперечний S_1	Приймаємо	0,084
- продольний S_2	Приймаємо	0,066
Число труб водному ряду z_1	$z_1 = \frac{H_T}{S_1} = \frac{1,6}{0,084}$	19
Повна довжина труб середнього ряду пучка	З ескізу	0,5
Живий перетин для проходу газів F_r , м ²	$F_r = (l_{k.п} \times b_{k.п}) / (z_1 \times d) = 1,6 \times 0,67 / 19 \times 0,038$	0,35
Поверхня нагріву одного ряду H_p , м ²	$H_p = \pi d b z_1 = 3,14 \times 0,038 \times 0,67 \times 19$	1,52
Теплова потужність паротвірного притопкового пучка $Q_{\text{п}}$, кВт	$Q_{\text{п}} = D_{\text{н.п}}(i_{\text{н.п}} - i_{\text{эк}}) - Q_L = 1,39(2763 - 167,45) - 2598$	1010
Ентальпія газів при виході з пучка j_1 , кДж/кг	$j_k = j_m - \frac{Q_{\text{п}}}{\varphi B_{\text{розр}}} = 17000 - \frac{1010}{0,988 \times 0,107}$	7444
Температура газів на виході з пучка t_1 , °C	Діаграма I-T	400
Середня температура газів в пучку $t_{\text{п}}$, °C	$t_{\text{п}} = \frac{(t_T + t_1)}{2} = \frac{400 + 830}{2}$	615
Середня температура газів в пучку $T_{\text{п}}$, K	$T_{\text{п}} = t_{\text{п}} + 273 = 615 + 273$	888

Середня швидкість газів w_r , м/с	$w_r = B_{\text{розр}} \times V_r \frac{T_{\text{п}}}{273 F_r} = 0,107 \times 13,51 \frac{888}{273 \times 0,35}$	9,3
Коефіцієнт теплопровідності газів λ , Вт/(м·К)	[11]	5,7
Коефіцієнт кінематичної вязкості газів ν , м ² /с	[11]	57,8
Критерій Прандтля газів P_r	[11]	0,64
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією α_k , Вт/(м ² ·К)	$\alpha_k = \frac{\lambda}{d} \left(\frac{wd}{\nu} \right)^{0,6} P_r^{0,33} C_z C_s$ $= \frac{5,7 \times 10^{-2}}{0,038} \left(\frac{9,3 \times 0,038}{57,8 \times 10^{-6}} \right)^{0,6} \times 0,64^{0,33} \times 1 \times 0,34$	82,3
Щільність теплового потоку пучка $q_{\text{п}}$, Вт/м ²	Приймаємо	60*10 ³
Коефіцієнт забруднення труб ε , м ² /К·Вт	Приймаємо	0,012
Температура зовнішньої поверхні забруднюючого шару t_3 , °С	$t_3 = t_s + \varepsilon q_{\text{п}} = 167,5 \times 8 \times 10^{-3} \times 50 \times 10^3$	887,8
Температура зовнішньої поверхні забруднюючого шару T_3 , К	$T_3 = t_3 + 273 = 567,5 + 273$	1160,8
Ефективна товщина випромінюючого шару S , м	$S = 0,9d \left(\frac{4S_1 S_2}{\pi d^2} - 1 \right) = 0,9 \times 0,038 \left(\frac{4 \times 0,084 \times 0,066}{3,14 \times 0,038^2} - 1 \right)$	0,133
Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами K , 1/(м·МПа)	$K = \left(\frac{2,47 + 5,06 r_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{p r_{\text{п}} S_{\text{топки}}}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \frac{T_{\text{п}}}{1000} \right) r_{\text{п}}$ $= \left(\frac{2,47 + 5,06 \times 0,123}{\sqrt{0,24 \times 0,11 \times 0,89}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \frac{1075,5}{1000} \right) 0,2$	2,8
Ступінь чорноти триатомних газів a_r	$a_{r,\text{п}} = 1 - e^{-K_r r_{\text{п}} p S} = 1 - e^{-2,37 \times 0,1 \times 1,23}$	0,251

Коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К):		
- випромінюванням триатомних газів α_L	$\alpha_L = 5,1 \times 10^{-8} a_{r,п} T^3 \frac{1 - (\frac{T_3}{T})^{3,6}}{1 - \frac{T_3}{T}}$ $= 5,1 \times 10^{-8} \times 0,251 \times 887,8^3 \frac{1 - (\frac{1160,8}{887,8})^{3,6}}{1 - \frac{1160,8}{887,8}}$	89
- от газів до стінки	$\alpha_1 = \alpha_K + \alpha_L = 82,3 + 89$	171,6
Коефіцієнт теплової ефективності ψ	[11]	0,5
Коефіцієнт теплопередачі K, Вт/(м²·К)	$K = \psi(\alpha_K + \alpha_L) = 0,5(82,3 + 89)$	85,8
Температурний напір Δt , °С	$\Delta t = \frac{t' - t''}{\ln \frac{t' - t_s}{t'' - t_s}} = \frac{830 - 400}{\ln \frac{830 - 167,5}{400 - 167,5}}$	662
Розрахункова поверхня нагріву паро твірного притопкового пучка $H_{п}$	$H_{п} = \frac{Q_{п} 10^3}{K \Delta t} = \frac{2597,6 \times 10^3}{85,8 \times 662}$	45,75
Розрахункове число рядов в пучку z_2	$z_2 = \frac{H_{п}}{H_p} = \frac{45,75}{1,92}$	30,1
Приняте число рядов в пучку z_2^*	Округляємо	30
Принята поверхня нагріву притопкового пучка $H_{п}^*$, м²	$H_{п}^* = H_p z_2^* = 1,92 \times 30$	45,6

Висновки:

1. Вертикальний, водотрубний допоміжний котел спроектований Aalborg, що випускається досі конгломератом. Alfa Laval AQ-12 відмічено, як надійний та довговічний.
2. Розрахунки його паротвірної поверхні дозволили визначити конкретну кількість труб у пучку та їх розташування, що можуть бути корисними при експлуатації.
3. При поверхні нагріву 45,6 м² це 30 рядів труб по 19 у кожному діаметром 0,038м довжиною біля 0,5 м з шаховими шагами $S_1=0,084$ та $S_2=0,066$

					КРБ.6.135.4211.04.04.ПЗ	Арк.
						47
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4211.04.05.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
					Визначення характеристик загальносуднової системи	Літ.	Арк.
Студент	Науменко Б.І.						Аркушів
Керівник	Кісєтов Ю.В.					48	13
						НУК	

РОЗДІЛ 5 Визначення характеристик загальносуднової системи

5.1 Розробка розгорнутої принципової схеми

Вимоги Регістра, що пред'являються до баластної системи.

Баластна система призначена для прийому в спеціальні баластні цистерни заборотної води і відкачування її за борт з метою створення нормальної осадки судна (крену і диференту). Вимоги до даної системи регулюються Регістром судноплавства України, частина VIII «Системи і трубопроводи», глава 8 «Баластна, кренова і дифферентна системи». Нижче представлені основні вимоги Регістру до баластної системи. [5]

5.2 Гідравлічний розрахунок системи

Вибір та обґрунтування основних розрахункових параметрів [5]

Внутрішній діаметр відростків баластних цистерн, приєднану до магістралі, знаходимо за формулою:

$$d_v = 18 \sqrt[3]{V_{\text{ц}}} = 18 \sqrt[3]{7500} = 347 \text{ мм}$$

Для подальших розрахунків прийемо внутрішній стандартний діаметр відростків 350 мм.

Виконаємо перевірку, визначивши сумарну подачу насосів з умови тривалості баластних операцій 10-16 ч. Сумарна подача двох насосів повинна бути не менше:

$$Q_{\Sigma} = \frac{\Sigma v_{\text{ц}}}{\tau} = \frac{60000}{10-16} = 3750 - 6000 \text{ м}^3/\text{год} = 1,04 - 1,67 \text{ м}^3/\text{с}$$

Приймаємо подачу в магістралі 4035 м³/год чи 1,12 м³/с

Уточнимо діаметр всмоктувальної магістралі з урахуванням більшої подачі насосів:

$$d_m = 2 \sqrt{\frac{Q_{\Sigma}}{\pi v_m}} = 2 \sqrt{\frac{1,12}{3,14 \cdot 2}} = 0,844 \text{ м}$$

Приймаємо стандартний діаметр всмоктувальної баластної магістралі 900 мм.

					КРБ.6.135.4211.04.05.ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Діаметр баластної магістралі повинен бути не меншим за будь-який відросток:

$$d_m \geq \max(d_b),$$

Приймаємо діаметр всмоктувальної баластної магістралі - 850 мм.

Визначаємо подачу баластних насосів:

$$Q_{\Sigma} = \frac{\pi d_m^2}{4} v_m = \frac{3,14 \cdot 0,844^2}{4} \cdot 2 = 1,118 \text{ м}^3/\text{с} = 4024,8 \text{ м}^3/\text{год}$$

Визначаємо діаметр напірного трубопроводу супроводу:

$$d_H = \sqrt{\frac{4Q_{\Sigma}}{\pi v_H}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,12}{3,14 \cdot 2}} = 0,844 \text{ м}$$

Приймаємо стандартний діаметр напірного трубопроводу - 900 мм.

Розрахункова схема представлена на рис. 5.1. Довжину ділянок трубопроводу визначаємо з креслення газовозу. Коефіцієнти місцевих опорів та гідравлічний розрахунок приведені у таблицях 5.2 – 5.4 [12]

Розбиваємо трубопровід на ділянки і виконуємо гідравлічний розрахунок для найбільш видаленого вантажного відростка.

Таблиця 5.1 «Коефіцієнти місцевих опорів розрахункової ділянки»

Ділянка	Місцеві опори, їх кількість	Коефіцієнти	Сумарний коефіцієнт місцевих опорів
1-2	вхід у трубу - 1	0,5	24,7
	коліно під кутом 90° - 5	4,9	
	клапан запірний - 2	8,0	
	фільтр - 1	11,3	
2-3	коліно під кутом 90° - 5	4,9	17,8
	Хрестовина - 4	8,4	
	клапан незворотно-запірний - 1	4,5	
3-4	клапан запірний - 1	4,0	6,68
	коліно під кутом 90° - 1	0,98	
	вихід із труби з приймальною сіткою - 1	1,7	

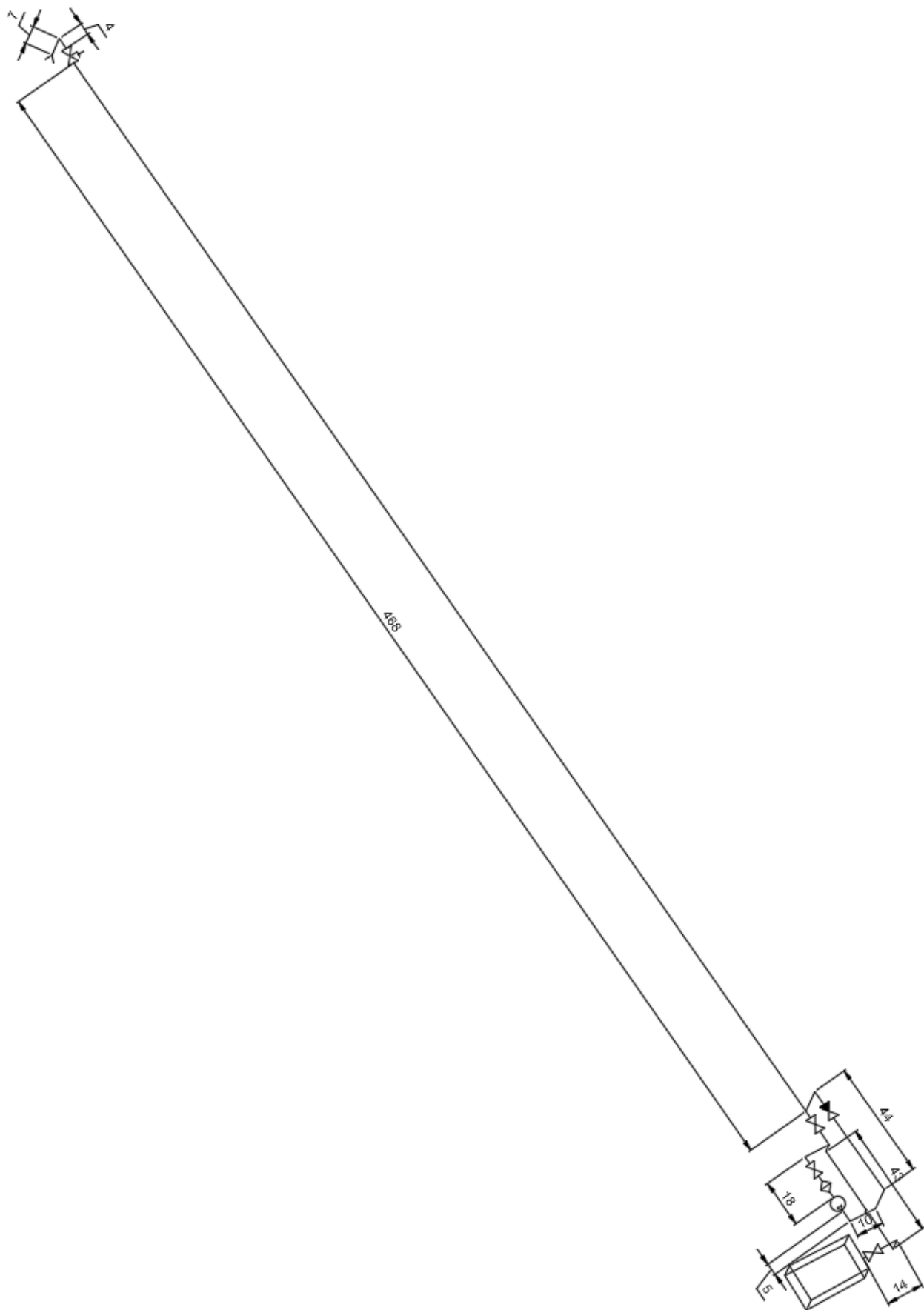


Рис. 5.1 Схема розрахункової ділянки баластної системи

					КРБ.6.135.4211.04.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

Таблиця 5.2 «Гідравлічний розрахунок ділянки системи при подачі 100% від номінальної»

№	Параметр	Розрахункова формула	Ділянка		
			1-2	2-3	3-4
1	Подача, м ³ /с	Q	1,118	1,118	0,199
2	Температура, °С	T	20		
3	Густина води, кг/м ³	ρ	1025		
4	Кінематична в'язкість, м ² /с	ν	0,0000011		
5	Діаметр труби, м	d	0,900	0,900	0,350
6	Довжина вертикальної ділянки, м	Δz=z _i -z _{i-1}	0	0	-3,171
7	Статична складова напору, м.вод.ст	H _{ст} =Δzρg10 ⁻⁴	0	0	-3,185
8	Довжина ділянки, м	l	42,129	245,979	4,983
9	Абсолютна шорсткість, мм	Δ	0,1		
10	Уточнення швидкості, м/с	$V = \frac{4Q}{\pi d^2}$	1,97	1,97	2,07
11	Число Рейнольдса	Re=Vd/ν	1522440	1522440	658116
12	Коефіцієнт гідравлічного тертя	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	0,064	0,064	0,08
13	Коефіцієнти місцевих опорів	Σξ	24,7	17,8	6,68
14	Місцеві втрати напору, м.вод.ст	$H_{\text{місц}} = \Sigma \xi \frac{V^2 \rho}{2g} 10^{-3}$	5,62	3,61	1,493
15	Витрати напору через тертя, м.вод.ст	$H_{\text{тер}} = \lambda \frac{l V^2 \rho}{2gd} 10^{-3}$	0,65	2,34	7,81
16	Сумарні втрати напору на ділянці, м.вод.ст.	H _{сум} =H _{тер} +H _{ст} +H _{місц}	6,27	5,95	6,12
16	Втрати напору при номінальній подачі, м.вод.ст.		18,33		

Таблиця 5.3 «Гідравлічний розрахунок ділянки системи при подачі 80% від номінальної»

№	Параметр	Розрахункова формула	Ділянка		
			1-2	2-3	3-4
1	Подача, м ³ /с	Q	0,900	0,900	0,159
2	Температура, °C	T	20		
3	Густина води, кг/м ³	ρ	1025		
4	Кінематична в'язкість, м ² /с	ν	0,0000011		
5	Діаметр труби, м	d	0,820	0,820	0,350
6	Довжина вертикальної ділянки, м	$\Delta z = z_i - z_{i-1}$	0	0	- 3,171
7	Статична складова напору, м.вод.ст	$H_{ст} = \Delta z \rho g 10^{-4}$	0	0	- 3,185
8	Довжина ділянки, м	l	42,129	245,979	4,983
9	Абсолютна шорсткість, мм	Δ	0,1		
10	Уточнення швидкості, м/с	$V = \frac{4Q}{\pi d^2}$	1,58	1,58	1,65
11	Число Рейнольдса	$Re = Vd/\nu$	1217952	1217952	526492
12	Коефіцієнт гідравлічного тертя	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	0,064	0,064	0,08
13	Коефіцієнти місцевих опорів	Σξ	24,7	17,8	6,68
14	Місцеві втрати напору, м.вод.ст	$H_{місц} = \Sigma \xi \frac{V^2 \rho}{2g} 10^{-3}$	3,6	2,31	0,96
15	Витрати напору через тертя, м.вод.ст	$H_{тер} = \lambda \frac{l V^2 \rho}{2gd} 10^{-3}$	0,41	1,49	5
16	Сумарні втрати напору на ділянці, м.вод.ст.	$H_{сум} = H_{тер} + H_{ст} + H_{місц}$	4	3,8	2,8
16	Втрати напору при номінальній подачі, м.вод.ст.		10,59		

Таблиця 5.4 «Гідравлічний розрахунок ділянки системи при подачі 120% від номінальної»

№	Параметр	Розрахункова формула	Ділянка		
			1-2	2-3	3-4
1	Подача, м³/с	Q	1,342	1,342	0,239
2	Температура, °С	T	20		
3	Густина води, кг/м³	ρ	1025		
4	Кінематична в'язкість, м²/с	ν	0,0000011		
5	Діаметр труби, м	d	0,900	0,900	0,350
6	Довжина вертикальної ділянки, м	$\Delta z = z_i - z_{i-1}$	0	0	-3,171
7	Статична складова напору, м.вод.ст	$H_{ст} = \Delta z \rho g 10^{-4}$	0	0	-3,185
8	Довжина ділянки, м	l	42,129	245,979	4,983
9	Абсолютна шорсткість, мм	Δ	0,1		
10	Уточнення швидкості, м/с	$V = \frac{4Q}{\pi d^2}$	2,36	2,36	2,48
11	Число Рейнольдса	$Re = Vd/\nu$	1826928	1826928	789739
12	Коефіцієнт гідравлічного тертя	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	0,064	0,064	0,08
13	Коефіцієнти місцевих опорів	$\Sigma \xi$	24,7	17,8	6,68
14	Місцеві втрати напору, м.вод.ст	$H_{місц} = \Sigma \xi \frac{V^2 \rho}{2g} 10^{-3}$	8,09	5,2	2,15
15	Витрати напору через тертя, м.вод.ст	$H_{тер} = \lambda \frac{l V^2 \rho}{2gd} 10^{-3}$	0,93	3,36	11,24
16	Сумарні втрати напору на ділянці, м.вод.ст.	$H_{сум} = H_{тер} + H_{ст} + H_{місц}$	9,02	8,56	10,21
16	Втрати напору при номінальній подачі, м.вод.ст.		27,8		

5.3 Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок на міцність трубопроводу

Підбір насосів. Побудова суміщених характеристик насосів та нагнітача.

Приймаємо до установки в баластній системі відцентровий насос 450D90. Його основні характеристики наведено нижче (табл. 5.5): [13]

Таблиця 5.5 «Основні характеристики насосу»

Подача, м ³ /год	2500
Напір, м	62
ККД, %	0,88
Потужність приводу насосу, кВт	463
Кавітаційний запас, м	10
Габаритні розміри, мм	3460 x 1410 x 1600
Маса агрегату, кг	2700
Частота обертання, об/хв	1000

Виконуємо перевірку на без кавітаційну роботу насосу:

$$H_{\text{вак}}^{\text{доп}} \geq H_{\text{потр}}^{\text{вс}}, \text{ де } H_{\text{вак}}^{\text{доп}} = 10 \text{ м. вод. ст.}$$

$$H_{\text{потр}}^{\text{вс}} = H_{\text{тр}}^{3-4} + H_{\text{м}}^{3-4} = 1,493 + 7,81 = 9,303 \text{ м. вод. ст.}$$

$$10 \geq 9,303$$

- умова виконується, насос не кавітує.

Будуємо суміщену напірно-витратну характеристику насосу та баластної системи (рис.5.2).

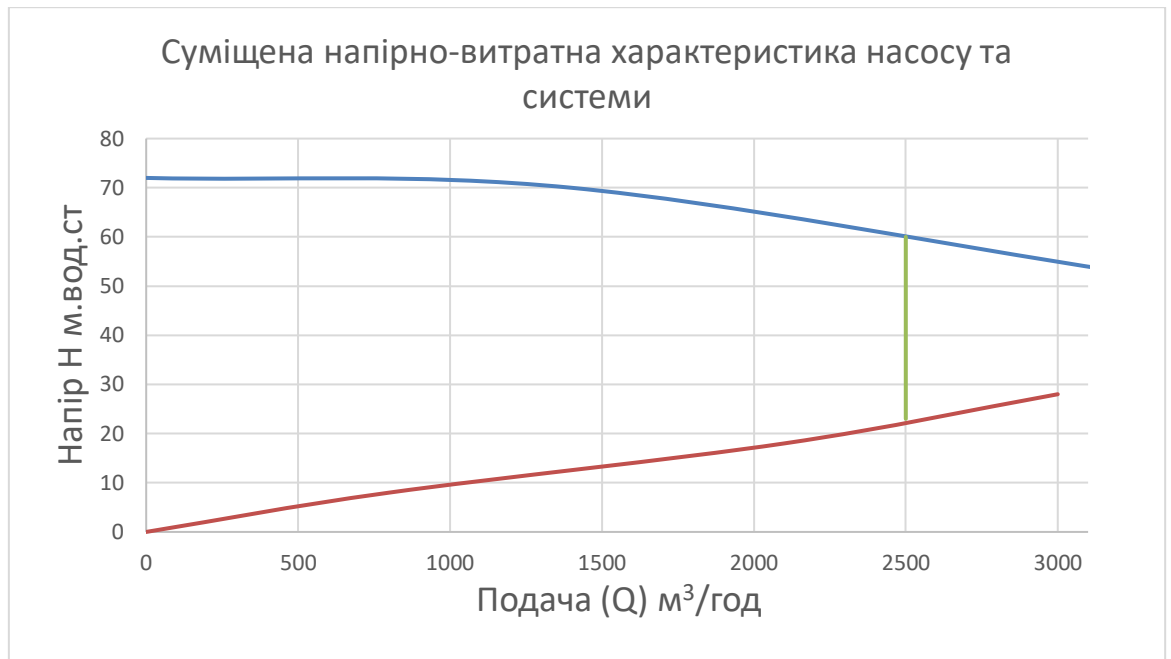


Рис. 5.2. Графік суміщеної напірно-витратна характеристики насосу та системи

Опір дросельної шайби знайдемо із рис. 5.2:

$$H_{\text{ш}} = 38 \text{ м.вод.ст.}$$

Коефіцієнт опору дросельної шайби дорівнює:

$$\zeta = \frac{2gH_{\text{ш}}}{V^2\rho} = \frac{2 \cdot 9,8 \cdot 38}{4 \cdot 1025} = 0,181$$

Такому опору відповідає $F_0/F_{\text{вн}} = 0,94$

Площа внутрішнього перерізу нагнітаючого трубопроводу складає:

$$F_{\text{вн}} = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,900^2}{4} = 0,63$$

$F_0 = 0,19 \text{ м}^2$, внутрішній діаметр шайби становить : $d_{\text{ш}} = 0,492 \text{ м}$

Опис основних елементів баластної системи

Фасонні частини трубопроводів

Для приєднання відгалужень трубопроводів служать фасонні частини: коліна, трійники, хрестовини та ін. Їх виготовляють звареними або литими. Щоб забезпечити водонепроникність суднових конструкцій, у місцях проходу через них труб встановлюють перебірні склянки та приварки.

Типові конструкції фасонних елементів показано на рис. 5.3.

					КРБ.6.135.4211.04.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

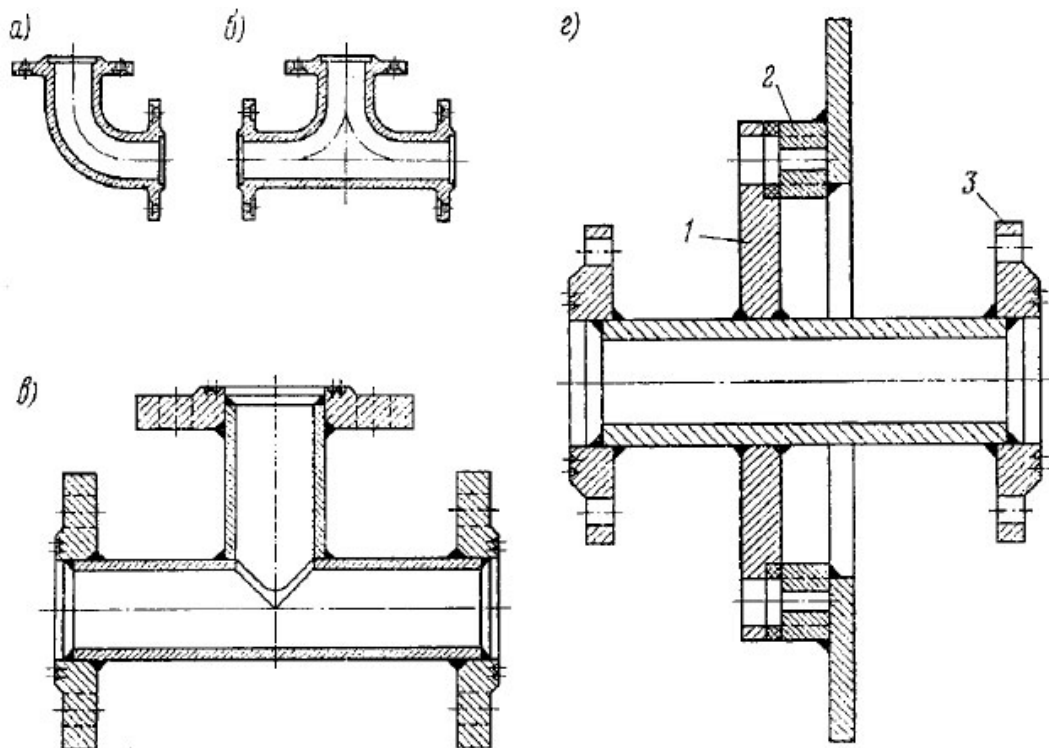


Рис. 5.3 Фасонні частини трубопроводів

а-лите коліно; б-литий трійник; в-зварний трійник; г-зварна перебірна склянка з приварком

Перебірна склянка (рис. 5.2, г) кріпиться до привариша 2 середнім фланцем 1, а для того щоб кінцевий фланець 3 пройшов через перебирання, в останній робиться отвір діаметром дещо більшим, ніж його діаметр.

За допомогою привариша не тільки кріплять перебірні склянки, а й безпосередньо з'єднують труби та арматуру зі стінками цистерн та інших конструкцій.

Крім фасонних частин, у трубопроводах застосовують компенсатори, що служать для сприйняття температурних подовжень або можливих зсувів труб, що викликаються деформацією суднових конструкцій.

Компенсатори як самостійні деталі монтують тільки в трубопроводах великих діаметрів і довжини. У більшості систем як їх використовують вигнуті ділянки труб (самокомпенсатори).

До елементів суднових конструкцій труби кріпляться за допомогою підвісок і опор (кронштейнів) зі смугової або профільної сталі, що охоплюють одну або декілька труб, що близько розташовані.

Запірно-перемикаюча арматура

За допомогою запірно-перемикаючої арматури виробляють включення, відключення та перемикання трубопроводів та механізмів систем (рис. 5.3).

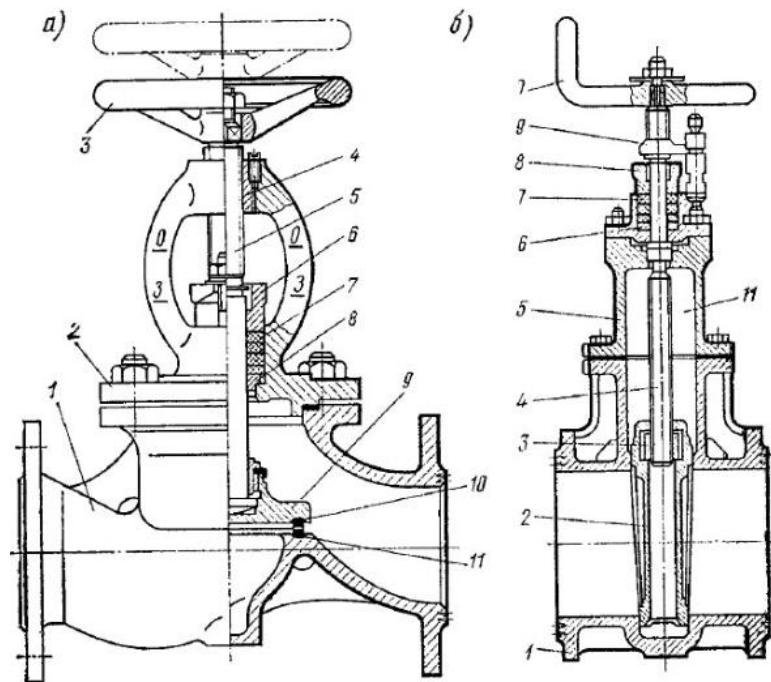


Рис. 5.3 Прохідні клапани

Клапани (рис. 5.3 а) відносяться до найбільш поширеної суднової запірної арматури. Запор в них здійснюється тарілкою 9, притискається шпинделем 5 до поверхонь ущільнювачів 10 і 11 в тарілці і корпусі 1 клапана. При обертанні маховика 3 шпиндель завдяки нарізці на його зовнішній поверхні і нерухомій втулці 4 з внутрішньою нарізкою, переміщається відносно корпусу клапана і піднімає або опускає тарілку. Щоб забезпечити герметичність, у місці проходу шпинделя через кришку корпусу 2 клапана встановлений сальник, що складається з натискної втулки 6, набивання 7 і опорного кільця 8.

У сталевих клапанів (див. рис. 5.3 а) ущільнювальні поверхні виконані наплавкою.

У чавунних клапанів тарілку часто виготовляють із бронзи. Ущільнювальну поверхню в корпусі клапана (сідло) виконують у вигляді вставного бронзового кільця. Тарілки з бронзи знаходять застосування у сталевих клапанах.

У напрямку руху потоку рідини клапани поділяють на прохідні (див. рис. 5.3 а) і кутові. У прохідних клапанах напрям руху потоку рідини до і після них не змінюється, в кутових за клапаном воно змінюється на 90° по відношенню напрямку руху потоку рідини перед клапаном.

Кутові клапани чинять більший опір протіканню рідини, ніж прохідні.

На рис. 5.4 показана конструкція запірно-прохідного клапана.

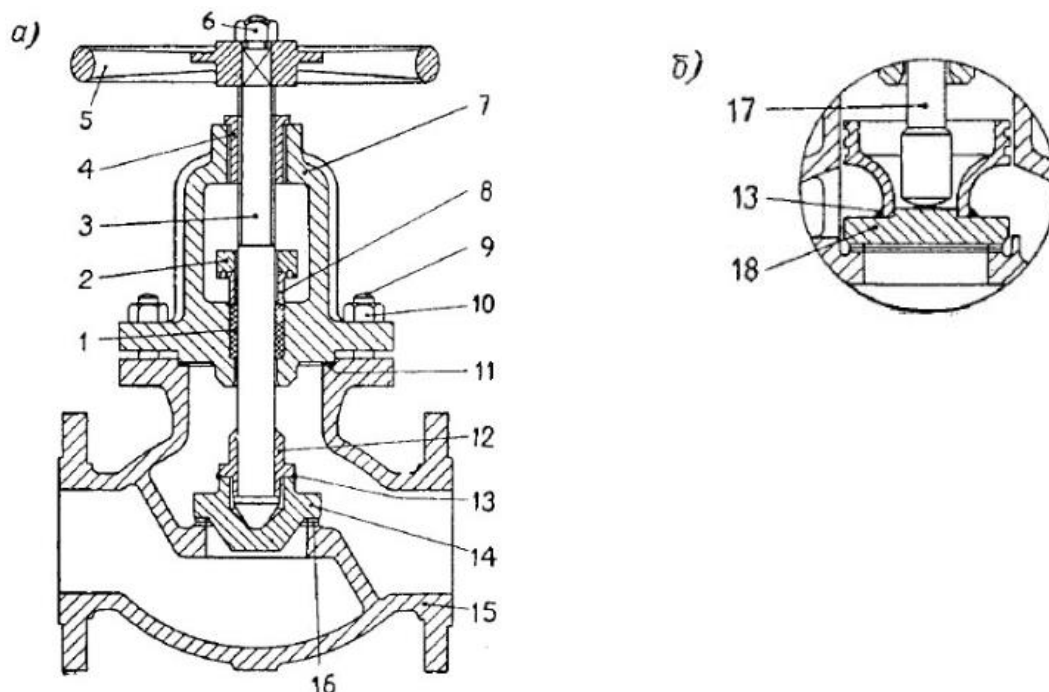


Рис. 5.4 Запірний вентиль (а) та елемент конструкції безповоротно запірного клапана(б)

1 - набивка сальника; 2 - фланець сальника; 3 - штокс вентиля; 4 - різьбова втулка; 5 – маховик; 6 - гайка маховика; 7 – кришка; 8 – сальник; 9 - шпилька кришки; 10 - гайка шпилька кришка; 11 – прокладка; 12 – гайка кріплення тарілки клапана до штоку; 13 - прихватка зварюванням; 14 – тарілка клапану; 15 – корпус; 16 – стелліт; 17 - шток безповоротно-запірного клапана; 18 - тарілка безповоротно-запірного клапана з поршнем

Сідло та тарілка клапана покриті 1 стеллітом, що забезпечує їх поверхням більшу зносостійкість. У деяких конструкціях сідло виконують змінним: воно вкручується в корпус клапана або встановлюється в ньому з натягом і кріпиться потайними гвинтами. Сідло клапана виконують плоским, але найчастіше конічним з кутом скосу 45° . Різьблення шпинделя трикутної або прямокутної

форми може знаходитися нижче або вище сальника ущільнювача. В останньому випадку в кришці, що знімається, або в відлитій заодно з корпусом скобі виконують різьблення або встановлюють різьбову втулку.

Фільтри та сепаратори:



а)



б)

Рис. 5.5 а - Фільтр баластної води з адаптивними фільтруючими елементами

б - Фільтр для баластової води з функціями автоматичного самоочищення та зворотного промивання

Розрахунок трубопроводу на міцність

Товщина стінок металевих труб, які працюють під тиском повинна відповідати більшому за значень, отриманих за формулою:

$$S = \frac{S_0 + b + c}{1 - \left(\frac{a}{100}\right)} = \frac{1,72 + 0,53 + 3}{1 - \frac{0}{100}} = 5,25$$

де S_0 - теоретична товщина стінки, мм;

$$S_0 = \frac{dP}{2\sigma\varphi + p} = \frac{920 \cdot 0,3}{2 \cdot 80 + 0,5} = 1,72$$

$d = 920$ мм – зовнішній діаметр труби, мм;

$P = 0,3$ мПа – розрахунковий тиск спрацювання запобіжних клапанів;

$p = 0,5$ мПа – розрахунковий тиск у системі;

φ – коефіцієнт надійності (для безшовних труб $= 1$);

$\sigma = 80$ мПа – допустиме нормальне навантаження;

					КРБ.6.135.4211.04.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

b – прибавка, яка враховує фактичне зменшення товщини труби при згинанні,
мм

$$b = 0.4S_0 \frac{d}{R_{\pi}} = 0,4 \cdot 1,72 \cdot \frac{920}{1200} = 0,53$$

$R_{\pi} = 1200$ мм – середній радіус погину труби;

c = 3 мм – прибавка на корозію для морської води;

a – мінусовий виробничий допуск на товщину стінки труби, % (якщо використовується труби без мінусового допуску, a = 0)

Товщина стінки обраного трубопроводу складає 21 мм, що більше ніж необхідне значення із умов міцності металу. Обраний трубопровід буде витримувати розрахункове навантаження.

Розрахунок теплових втрат і необхідної товщини ізоляції трубопроводу

Температура робочого середовища баластної системи вище +10° С і нижче +60° С, оскільки транспортується морська вода, то немає необхідності проводити розрахунок на компенсацію теплових деформацій і розраховувати ізоляцію.

Висновки.

1. Для газозову була спроектована баластна система. Для підбору обслуговуючого насосу проведено гідравлічний розрахунок. Обрано насос 450D90.
2. Для сумішення характеристик насосу та системи встановлено дросельну шайбу у нагнітаючому трубопроводі внутрішнім діаметром 0,492м
3. Також була проведена перевірка стінок трубопроводу діаметром 920ммз товщиною стінок 21 мм на міцність.

					КРБ.6.135.4211.04.05.ПЗ	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					<i>КРБ.6.135.4211.04.06.ПЗ</i>			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
					<i>Охорона праці в машинному відділенні судна</i>	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Студент</i>	<i>Науменко Б.І.</i>						<i>62</i>	<i>8</i>
<i>Керівник</i>	<i>Кісетов Ю.В.</i>					<i>НУК</i>		

РОЗДІЛ 6 Охорона праці в машинному відділенні [14,15,16]

6.1. Джерела шуму і вібрації на судні та засоби їх зниження

Під шумом розуміють сукупність звуків, різних по силі і частоті. Органи слуху здорової людини здатні сприймати звук в діапазоні частот від 16 до 20000 Гц. Шум шкідливо впливає не тільки на органи слуху, а й на весь організм в цілому. Не менш шкідливим виявляється і дія вібрації на організм людини. Коливання працюючих машин, апаратів, ручних інструментів, що відбуваються з різними частотою, амплітудою і прискореннями, по-різному сприймаються організмом людини. Коливання, що досягають 15-20 Гц, сприймаються людиною вже не ізольовано у вигляді поштовхів, а разом - як вібрація.

Встановлено, що вібрації при частотах: 75-120 Гц з амплітудою 0,01 мм не відчуються; 60-75 Гц з амплітудою 0,01-0,02 мм відволікають від роботи і драгують; 50-65 Гц з амплітудою 0,02 - 0,03 мм є сильним перешкодою в роботі; 50-65 Гц з амплітудою більше 0,03 мм створюють неможливі умови для роботи.

На будь-якому судні шум від його джерел поширюється по повітрю і по корпусних конструкціях судна у вигляді звукової вібрації. Тому прийнято розрізняти повітряний шум і структурний шум. Повітряний шум головним чином наголошується в тих приміщеннях, де знаходяться джерела шуму (машинно-котельне відділення, виробничий цех на плавзаводі і т.д.). Однак він може проникати у житлові і службові приміщення - через перебірки, палуби, подволоки, по вентиляційних каналах, через різні отвори (капи, люки, ілюмінатори) і т.д.

Поширення структурного шуму відбувається через фундаменти і різні неопорні зв'язки (наприклад, трубопроводи) на корпусні конструкції судна. Досягаючи огорожувальних конструкцій приміщень, він викликає їх вібрацію, яка в свою чергу викликає пружні коливання повітря, що сприймаються вже як повітряний шум.

Джерелами шуму на судах є головні двигуни, допоміжні дизель генератори, системи вентиляції машинно-котельних відділень, житлових і службових приміщень, рефустановки, технологічне обладнання, рушії судна, водяні системи

					КРБ.6.135.4211.04.06.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

побутового обслуговування, ліфти, лебідки, промислові механізми, вантажні крани, удари хвиль і льоду об корпус судна, звукові сигнали і т.п.

Гребні гвинти є джерелами низькочастотної вібрації, повітряного і структурного шуму, які особливо відчуються в кормі судна.

До особливої категорії джерел шуму слід віднести навігаційні прилади, шум яких є серйозною перешкодою в приміщеннях ходового містка. Природа цього шуму - змінні електромагнітні процеси, створювані електричними машинами-сельсина.

Боротьба з шумом ведеться у двох напрямках - зниження шуму в самому джерелі і ослаблення звукової енергії, що розповсюджується по повітрю і конструкції корпусу, застосуванням засобів звукоізоляції, віброізоляції, звукопоглинання і вібропоглинання. Причому рішення задачі по другому напрямку йде двома шляхами - впровадженням низки заходів в машинно-котельному відділенні і застосуванням звукоізоляції в житлових і службових приміщеннях. Перший шлях найбільш ефективний, але і найбільш складний. Ці питання повинні вирішуватися на стадії проектування та будівництва судна і механізмів для нього.

6.2. Засоби гасіння пожежі та дії екіпажу у разі її виникнення

Причинами пожеж на судні є недбале поводження з відкритим вогнем, паління в трюмах, підшкіперських, машинному відділенні; несправність електрообладнання; іскри при зварювальних роботах; самозаймання вантажів, неправильно укладених в трюмах, вугілля та ін.

Для запобігання пожежі та боротьби з ним застосовують запобіжні заходи; засоби сигналізації, що попереджають про виникнення пожежі; засоби для локалізації виниклої пожежі; засоби для гасіння пожеж.

До попереджувальних заходів відносять спеціальні приміщення з відповідною вентиляцією для перевезення самозаймистих вантажів (вугільні ями, нафтові та інші цистерни для рідкого пального, крюйт-камери на промислових судах). Для обробки і устаткування приміщень судна застосовують негорючі і незаймисті матеріали і фарби.

					КРБ.6.135.4211.04.06.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

Суднові джерела тепла розташовують у видаленні від вантажів та предметів обладнання, які можуть легко спалахнути. На судах є дві групи засобів сигналізації: електрична і димова. В обох системах як сигналізаторів використовується звук або світло. Електричні сигнальні апарати складаються з термостатичних приладів, включених паралельно опору в ланцюг, що знаходиться під напругою батареї. При димовій сигналізації в сигнальну шафу, встановлену в штурманської рубки, з різних суднових приміщень проводяться трубки діаметром 20 мм. Вони забезпечуються ковпаками - димозловлювачами. У шафі вентиляторами підтримується певний вакуум. Пожежа виявляється по диму у відповідній трубці.

При будівництві судна передбачають заходи локалізації пожежі конструктивного порядку: відокремлюють вогнестійкими перегородками та дверима окремі відсіки судна; встановлюють в коридорах великих пасажирських суден водорозпилювачі, що створюють водяні парасолі або екрани з водяної «пили».

Вогнегасні засоби поділяються на чотири основні групи:

1. розбавлення (водяний пар, вуглекислота й інші інертні гази);
2. ізоляції (хімічна та повітряно-механічна піни, кошма, пісок);
3. охолодні (вода і розчини з переважним вмістом води);
4. хімічного гальмування (хімічні рідинні брометилові склади).

При виникненні пожежі в трюмі прагнуть зробити його місцевим. Для цього вантажі поливають по межах горіння і одночасно частину вантажу прибирають в сторону від вогнища або по можливості взагалі видаляють з вантажного приміщення.

Засоби гасіння пожежі водою засновані на охолодженні гарячих предметів. Водою не рекомендується гасити пожежі нафти та продуктів її перегонки, якщо на шлангах немає спеціальних насадок. Пар найбільш ефективний при гасінні пожеж в закритих приміщеннях (не виключаючи пожеж нафти і продуктів її перегонки).

Гасіння пожежі інертним газом (вуглекислотою) засновано на розчиненні кисню, що міститься в повітрі в кількості від 21 до 15%, при якому горіння при-

					КРБ.6.135.4211.04.06.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

пинається. Інертні гази в порівнянні з іншими протипожежними засобами найбільш ефективні і нешкідливі три гасінні пожеж у вантажних приміщеннях.

При горінні будь-яких предметів у відкритих або закритих приміщеннях ефективний метод гасіння пожежі піною. Рясна піна, що покриває поверхню, що горить і відтісняють кисень повітря, утворюється при хімічній реакції між спеціальними кислотним і лужним розчинами. Розрізняють систему з місцевим піноутворенням, при якій змішання розчинів відбувається на місці споживання піни і генератора піноутворення, де піна подається по магістралях до місця пожежі (під плити машинного відділення, в мазутний танк і т. д.).

При виникненні пожежі в приміщеннях холодильних установок або значних прориви хладагенту в навколишнє середовище (холодильних установок рефрижераторних суден) необхідно виконати наступні заходи:

- 1) зупинити холодильну установку і перекрити повітропровід повітряного охолодження трюмів;
- 2) відкрити аварійний випуск хладагенту з системи. При використанні в якості хладагенту аміаку додатково необхідно включити систему зрошення для поглинання парів аміаку водою.

Дії, які повинні бути виконані до початку фактичних операцій на судні по боротьбі з пожежею. Найбільш важливими з них є подача сигналу тривоги і повідомлення про місце виникнення пожежі.

Подача сигналу тривоги. Член екіпажу, який виявив пожежу або її ознаки, повинен негайно подати сигнал тривоги. Затримка подачі сигналу тривоги тягне за собою блискавичне поширення пожежі. Жоден член екіпажу не повинен починати боротьбу з пожежею, яким би незначним він йому ні здався, поки не буде подано сигнал тривоги. При виявленні пожежі двома або кількома членами екіпажу, одному з них слід подати сигнал тривоги, а інші одночасно повинні спробувати загасити пожежу наявними під рукою засобами. Наприклад, невелику пожежу в металеві урні можна припинити, закривши її негорючої кришкою, поки член екіпажу, який виявив його, відлучиться для повідомлення про пожежу.

					КРБ.6.135.4211.04.06.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

Повідомляти слід про всі пожежах, навіть якщо вони припинилися самі собою в зв'язку з відсутністю пального матеріалу або кисню. Дослідження причин їх виникнення допоможе розкрити дефекти або умови, усунення яких запобіжить подібні пожежі в подальшому.

Повідомлення про місце виникнення пожежі. Член екіпажу, що подає сигнал тривоги, повинен бути впевнений в тому, що він повідомляє точне місце виникнення пожежі (приміщення і рівень палуби). Це важливо з кількох причин: по-перше, тим самим визначається конкретне місце роботи пожежної групи, по-друге, дається інформація про тип пожежі, до боротьби з яким слід підготуватися, по-третє, знання точного місця виникнення пожежі може підказати необхідність відключення певних систем вентиляції. І нарешті, воно дозволить встановити, які двері та люки слід закрити для локалізації пожежі.

Заходи безпеки. При спробі встановити точне місцезнаходження пожежі слід дотримуватися певних запобіжних заходів. Перш ніж відкрити двері в приміщення, щоб перевірити, чи немає в ньому пожежі, її потрібно оглянути. Потемніла або тріснута фарба вказує на наявність вогню за цими дверима. Дим, що виходить через тріщини в ущільненні дверей або в місцях проходу кабелю через перегородку, також є ознакою пожежі.

Коли місцезнаходження прихованого пожежі встановлено, двері в дане приміщення не слід відкривати до тих пір, поки не настигне допомога і не буде доставлений рукав для гасіння пожежі. На горіння в закритому приміщенні витрачається кисень, що знаходиться всередині цього приміщення. Для збільшення вогнища пожежі потрібен додатковий кисень, а при відкриванні дверей він надходить у великій кількості. Язики полум'я і нагріті газу інтенсивно викидаються через відкриті двері. Людина, що опинився на їхньому шляху, може отримати важкі опіки. Якщо на вогонь не буде спрямована струмінь води, він стане розповсюджуватися з величезною швидкістю. Чим пізніше виявлений пожежа, тим більш небезпечною може виявитися ситуація. Тому перш ніж відкрити двері, охолодіть її водою. Завжди відкривайте двері з місця, що знаходиться в стороні від дверного отвору.

					КРБ.6.135.4211.04.06.ПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Далі приступають до дій у відповідності з оперативним планом по боротьбі з пожежею. Знижують або зупиняють рух судна, при необхідності змінюють курс таким чином, щоб вогонь був з навітряної сторони. Відключають електроенергію в районі пожежі, ізолюють район вогню, локалізують пожежу. Приводять в дію всі технічні засоби пожежогасіння. Старший помічник капітана повинен отримати детальну інформацію про пожежу і проаналізувати ситуацію.

Керівник операцій з гасіння пожежі, що знаходиться на місці пожежі, повинен по можливості швидко визначити тип пожежі (які горючі матеріали горять), вогнегасна речовина, необхідний спосіб атаки, спосіб запобігання поширення вогню, необхідне для гасіння пожежі кількість людей та інші конкретні завдання.

Невеликий пожежа може бути погашено кількома членами екіпажу, які першими прибули до місця пожежі; цілком можливо, що вони зможуть, попередньо оцінивши ситуацію, приступити до боротьби з вогнем. Для гасіння більш серйозних пожеж потрібні координовані дії, ефективне використання людей і техніки, чітке визначення поставлених завдань. При оцінці умов пожежі або по можливості відразу після цього, повинна бути налагоджений зв'язок та визначено місце зосередження людей і техніки. Для зв'язку краще використовувати посилюючі, оскільки телефонні лінії можуть бути пошкоджені пожежею, а пожежні безперервно переміщаються. При наявності системи внутрішньої двосторонньої радіозв'язку нею можна користуватися для координації дій по боротьбі з пожежею на судні.

Місце зосередження людей і техніки. Місце зосередження людей і техніки повинно вибиратися в незадимленій зоні, по можливості ближче до місця пожежі. Ідеальним є місце на відкритій палубі з навітряної сторони пожежі. Однак якщо пожежа виникла в нижній частині судна, людей і техніку слід зосередити нижче палуби, поблизу суднового телефону, що значно полегшить встановлення зв'язку. Однак місце зосередження людей і техніки не повинно розташовуватися там, де існує загроза пожежі.

					КРБ.6.135.4211.04.06.ПЗ	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Всі засоби боротьби з пожежею (у тому числі і запасні рукава, стовбури і сокири, запасні балони для дихальних апаратів і переносні ліхтарі) повинні бути доставлені до місця зосередження людей і техніки, куди також повинно бути доставлено все необхідне для надання першої допомоги постраждалим.

Капітан передає повідомлення в компанію і постійно підтримує з нею зв'язок. Старший помічник на підставі отриманої інформації оцінює загрозу пасажирів (на пасажирських суднах), судну, вантажу, екіпажу і при необхідності готує рятувальні засоби до спуску. Він разом зі старшим механіком визначає і видає наказ про застосування найбільш ефективних способів гасіння пожежі. Капітан при необхідності запрошувати допомогу у найближчих судів або рятувальників. При знаходженні в порту готуються шланги і перехідники для підключення берегової пожежної магістралі, викликається берегова пожежна допомога.

При виникненні на судні будь-якої аварійної ситуації, в тому числі і пожежі, капітан при першій нагоді повідомляє про неї партнерам компанії, таким як фрахтувальник судна або агент, страхова компанія, яка здійснює страхування, класифікаційне товариство, під наглядом якого перебуває судно. Ці партнери з відповідними даними про види зв'язку містяться в судовому Плані дій в аварійних ситуаціях (Shipboard Emergency Plan) відповідно до Міжнародного Кодексу з управління безпечною експлуатацією суден та запобігання забруднення (МКУБ).

При появі постраждалих старшим помічником надається медична допомога (в разі відсутності судового лікаря). Далі переконуються в повній ліквідації пожежі та усунення нових, а також повторних вогнищ загоряння. У судовому журналі робиться запис про час і факт пожежі, місцезнаходження судна, навігаційної обстановці.

Висновок. Для газовозу були розглянуті джерела шуму і вібрації та проаналізовані засоби їх зниження, а також описані засоби гасіння пожежі та дії екіпажу у разі її виникнення

					КРБ.6.135.4211.04.06.ПЗ	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

При виконанні КРБ вирішені такі задачі:

1. Дальність плавання LNG-газовозу по запасам палива складає приблизно 17784 морських миль. Автономність плавання за величиною запасів на борту судна становить 38 діб.

2. Складена структурна схема енергетичної установки, таблиця режимів та розраховані потоки енергії на основних режимах. Виконано опис та розрахунок теплових балансів основних елементів СЕУ. Для ходового режиму та стоянкового режимів розраховані показники ККД та КВТ, які становлять 0,32 та 0,48 для ходового режиму, і 0,3 та 0,56 для стоянкового режиму відповідно

3. Розраховано робочий цикл дизеля MAN B&W типу 5G70ME-C9.5-G1 та складена його індикаторна діаграма.

4. Виконано обґрунтування компоновочної схеми суднового допоміжного котла Alfa Laval AQ-12, розрахунок процесу горіння та тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь нагріву допоміжного котла.

5. Для газовозу була спроектована баластна система. Для підбору обслуговуючого насосу проведено гідравлічний розрахунок. Обрано насос 450D90. Для сумішення характеристик насоса та системи встановлено дросельну шайбу у нагнітаючому трубопроводі внутрішнім діаметром 0,492м

6. Наведений аналіз потенційних небезпечних та шкідливих факторів, які негативно впливають на організм людини. Описані засоби гасіння пожежі та дії екіпажу у разі її виникнення.

					КРБ.6.135.4211.04.В.ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. Significant Ships of 2020. Printed in Wales by Pensord Press, Tram Road, Pontllfraith, Blackwood, Gwent NP12 2YA.- 114 с.
2. Горбов В.М. Енциклопедія суднової енергетики: підручник/ В.М.Горбов. – Миколаїв: НУК, 2010. – 624 с
3. Горбов В.М. Основи суднової енергетики: збірник практичних занять / В.М.Горбов, І.П.Єсін, В.С.Мітенкова – Миколаїв: НУК, 2018. – 244с
4. MAN B&W G70ME-C9. URL: <https://ttson.com.hk/product/man-g70me-c9-marine-diesel-engine/>
5. Регістр судноплавства України. Правила класифікації та побудови морських суден. Том 3. Київ : РСУ, 2021. 336 с.
6. The Wärtsilä 34DF. Sustainable and reliable power for marine applications. URL: <https://brandhub.wartsila.com/m/3dc296c240d32dcd/original/Wartsila-34DF-brochure.pdf>
7. Oil/gas-fired steam boilers. Каталог. URL: <https://www.alfalaval.com/products/heat-transfer/boilers/oil-gas-fired-steam-boilers/>
8. Alfa Laval AQUA Blue E1 S-type. Single-stage freshwater generator. URL: <https://assets.alfalaval.com/documents/p4c4501b4/alfa-laval-product-leaflet-aqua-blue-e1-s-type-en.pdf>
9. Горбов В.М., Т.Г. Слаутіна, О.В. Січкарюк Методичні вказівки до вивчення дисципліни «Суднові енергетичні установки» для студентів заочної форми навчання Миколаїв: НУК, 2004.-52 с.
10. Наливайко В. С. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: підручник / В.С.Наливайко, Б.Г.Тимошевський, С.Г.Ткаченко. – Миколаїв: НУК, 2015 – 332 с.
11. Єпіфанов О. А. Конструкції суднових котлів : навч. посіб. Миколаїв: НУК, 2016. 198 с.
12. В. С. Мітенкова, Н. В. Коробейнікова, О. С. Єлеонська Методичні вказівки до вивчення дисципліни «загальносуднові установки і системи.

					КРБ.6.135.4211.04.Л.ПЗ	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

частина II. загальносуднові системи» для студентів заочної форми навчання
Миколаїв: НУК, 2022.-60 с

13. Насос 450Д90. Технічні характеристики URL:
<https://brandhub.wartsila.com/m/3dc296c240d32dcd/original/Wartsila-34DF-brochure.pdf>

14. Міжнародна конвенція з охорони людського життя на морі (SOLAS)
URL: <https://www.austlii.edu.au/au/other/dfat/treaties/1968/7.html>

15. Міжнародна конвенція про запобігання забрудненню з суден (MARPOL) URL:
[https://www.imo.org/about/conventions/listofconventions/pages/international-convention-for-the-prevention-of-pollution-from-ships-\(marpol\).aspx](https://www.imo.org/about/conventions/listofconventions/pages/international-convention-for-the-prevention-of-pollution-from-ships-(marpol).aspx)

16. Резолюції та циркуляри IMO (International Maritime Organization) URL:
<https://www.imo.org/en>

					КРБ.6.135.4211.04.Л.ПЗ	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

[illegible]

[illegible]

[illegible]



GLOBAL ENERGY – LNG carrier

Shipbuilder:**Daewoo Shipbuilding & Marine Engineering Co., Ltd.**
 Vessel's name:**Global Energy**
 Owner/Operator:**Maran Gas Maritime Inc.**
 Country:**Greece**
 Designer:**Daewoo Shipbuilding & Marine Engineering Co., Ltd.**
 Country:**Republic of Korea**
 Model test establishment used: ...**KRISO, SSPA**
 Flag:**Marshall Islands**
 IMO number:**9845013**
 Total number of sister ships already completed (excluding ship presented):**3**
 Total number of sister ships still on order:**2**

Built by DSME as the first of four LNG carriers ordered in 2017 by Global Shipping, the Nakilat-Marane Ventures joint venture, *Global Energy* is a 5th generation LNG carrier with a capacity of 173,400m³. The vessel was delivered in May 2020 and its first sister – *Global Star* – in January 2021.

Global Energy is 294.9m in length with a beam of 46.4m and scantling draught of 12.5m. It is a twin skeg ship with a GTT-NO96 membrane containment system comprising four tanks. The cargo arrangements ensure a low boil-off rate and a full re-liquefaction system which enables no gas combustion unit (GCU) operation.

Nakilat was the first LNG carrier owner to employ a MAN B&W ME-GI engine. In 2015, it converted the twin MAN B&W S70ME-C HFO-burning engines on five-year-old Q-Max vessel *Rasheeda* to ME-GI specifications. *Global Energy*, which has twin ultra-long stroke MAN B&W 5G70ME-C9.5-GI engines, is the first newbuild for the owner to feature this model.

Its main engines, manufactured under license by Hyundai Heavy Industries, have a maximum continuous rating of 12,590kW at 69rpm. The fixed pitch propellers are 8.3m diameter in size and move the vessel through the water at a service speed of 19.5knots.

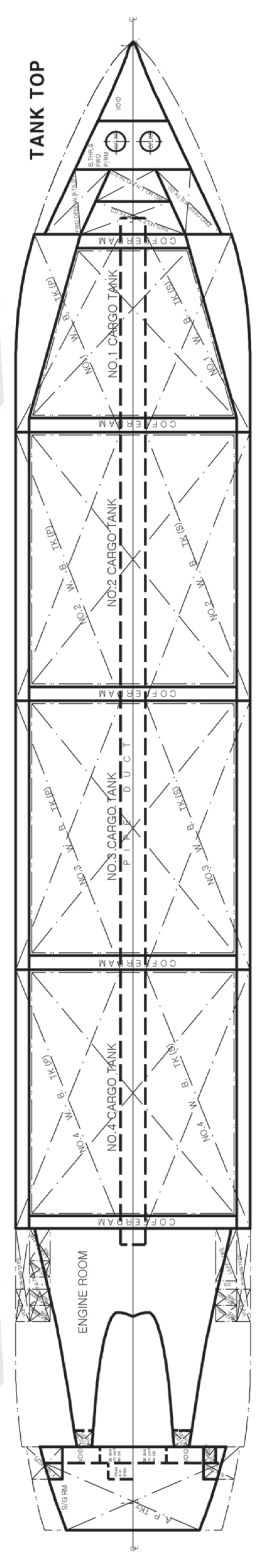
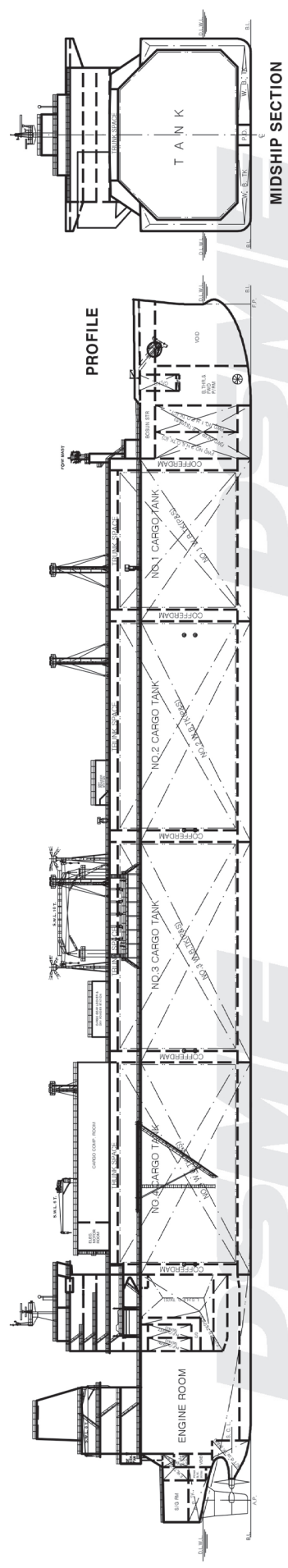
Two of the later sisters will depart from *Global Energy's* propulsion arrangement and will be fitted with WinGD X-DF low-pressure Otto cycle engines and have a slightly higher cargo capacity of 174,000m³.

TECHNICAL PARTICULARS

Length oa:294.9m
 Length bp:288.5m
 Breadth moulded:46.4m
 Depth moulded to upper deck:26.5m
 Draught
 scantling:12.5m
 design:11.5m
 Gross:113,800gt
 Displacement:131,000t
 Deadweight
 scantling:93,500t
 design:82,000t
 Speed, service (85 %MCR output):19.5knots

Cargo capacity (m³)
 Refrigerated storage:173,400
 Bunkers (m³)
 Heavy oil:5,200
 Diesel oil:540
 Water ballast (m³):60,000
 Daily fuel consumption (tonnes/day)
 Main engine only:82.0 (oil) / 67.1 (gas)
 Classification society and notations: ...American Bureau of Shipping
 +A1(E) Liquefied gas carrier, Ship type 2G (Membrane tank, Maximum pressure of 0.25/0.35 barg, Minimum temperature -163°C, Specific gravity 0.5), SH, FL(40), SH-DLA, SHCM, SFA(40), SLAM-S, RRDA, GP, +AMS, +ACCU##, +APS, DFD, TCM, PMP, R2, NIBS, CPS, UWILD, ENVIRO###, BWT, BWE, IHM, CRC(SC), RW, SELev
 % high-tensile steel used in construction:7.7%
 Propulsion
 Main engine(s)
 Design:Two-stroke, dual-fuel
 Model:MAN B&W 5G70ME-C9.5-GI
 Manufacturer:Hyundai Heavy Industries Co.,Ltd
 Number:2
 Type of fuel:HFO, MDO, LSMGO and fuel gas
 Output of each engine:12,590kW x 69.1rpm (MCR)
 Is this a diesel-electric or hybrid?:No
 Propeller(s)
 Material:Ni-Al-Bronze
 Designer/Manufacturer: ..Daewoo Shipbuilding & Marine Engineering / Nakashima Propeller
 Number:2
 Fixed/Controllable pitch:Fixed
 Diameter:8.3m
 Speed:19.5knots
 Diesel-driven alternators
 Number:4
 Engine make/type:Wärtsilä / 34DF, four-stroke, trunk piston, dual-fuel
 Type of fuel: ..HFO, MDO, LSMGO & Fuel Gas
 Alternator make/type:Hyundai Electric / Synchronous type
 Output/speed of each set: ..3,670kW/720rpm, 2,750kW/720rpm
 Boilers
 Number:2
 Type:Vertical, water tube
 Make:Alfa Laval
 Output, each boiler:6,500kg/h x 6.0bar g. saturated
 Bow thruster(s)
 Make:Kawasaki
 Number:1
 Output (each):2,500kW
 Deck machinery
 Cargo cranes/cargo gear
 Number:2

Make:Oriental
 Type:Hydraulic
 Performance:SWL 10t
 Other cranes
 Number:2
 Make:Oriental
 Type:Hydraulic/electric
 Tasks: ...Provision & engine spare part handling
 Performance:SWL 8t
 Mooring equipment
 Number:9
 Make:Fukushima
 Type:Hydraulic
 Special lifesaving equipment
 Number of each and capacity:2
 Make:Hyundai
 Type:Conventional gravity launching type
 Cargo tanks
 Number:4
 Grades of cargo carried:LNG
 Product range:GTT-NO96 cargo containment system
 Stainless steel – structure/piping: ...Membrane type (INVAR)
 Cargo pumps
 Number:8 in total
 Type:Centrifugal, vertical, submerged, single stage, integrated electric motor
 Make:Shinko
 Capacity (each):1,800m³/h
 Cargo control system
 Make:Kongsberg
 Type:Integrated Automation System (IAS)
 Ballast control system
 Make:Kongsberg
 Type:Integrated Automation System (IAS)
 Ballast water treatment system
 Make:NK (Ozonation)
 Capacity:6,400m³/h
 Complement
 Officers:20
 Crew:19
 Suez/Repair Crew:6 Suez / 6 shore worker
 Single/double/other rooms:Single rooms / 2 beds in one room for shore worker / 6 beds in one room for Suez crew
 Navigation and other equipment
 Bridge control system
 Make:Kongsberg
 Type:Bridge manoeuvring system
 Is bridge fitted for one-man operation? ..Yes
 Integrated bridge system?:No
 Radars
 Number:3
 Make:JRC
 Model(s):JMR-9225-7X3, JMR-9225-6X, JMR-9282-S
 Fire detection system
 Make:Consilium
 Type:Addressable
 Fire extinguishing systems
 Engine room:.....Kashiwa / High expansion foam system
 Waste disposal plant
 Incinerator
 Make:TeamTec
 Model:GS1000CRSX
 Waste compactor
 Make:Metos
 Model:IP 500
 Sewage plant
 Make:Jonghap
 Model:AEROB-25N
 Efficiency
 Attained EEDI value:5.37 g/ton-mile
 Required EEDI value:8.88 g/ton-mile
 Installed Fuel Meters:Positive displacement (volume) for fuel oil, coriolis (mass) for fuel gas
 Other installed monitoring tools:Ship performance monitoring system
 Energy Saving Technologies*:DSME full spade rudder with bulb, exhaust gas economiser for ME & GE
 Hull coatings:Silyl methacrylate anti-fouling coating
 Performance Monitoring Regime:Noon and voyage reporting
 Contract date:6 December 2017
 Delivery date:5 May 2020



Характеристики головного двигуна 5G70ME-C.59

Кількість	2
Максимальна потужність N_e , кВт	12590
Частота обертання колінчатого валу n , хв^{-1}	69,1
Питома витрата палива g_e , г/(кВт·год)	167
Ступінь підвищення тиску повітря в компресорі дизеля	3,115
ККД компресора	0,86
Сумарний коефіцієнт надлишку повітря	2,55
Температура відхідних газів, К	493
Температура повітря на вході в компресор, К	310
Нижча теплота згоряння палива $Q_{\text{г}}^i$, кДж/кг	42700
Коефіцієнт корисної дії валопроводу $\eta_{\text{вп}}$	0,99
Пропульсивний коефіцієнт η	0,7

Характеристики приводних тепловий двигунів дизель-генераторів

<i>Wärtsilä 8L34DF</i>	
Кількість	2
Ефективна потужність, кВт	3840
Частота обертання колінчатого валу, хв ⁻¹	720
Питома витрата палива, г/(кВт·год)	186
ККД компресора	0,78
Степінь підвищення тиску повітря в компресорі	2,7
Сумарний коефіцієнт надлишку повітря	2,2
Температура відхідних газів К	600
Температура повітря на вході в компресор, К	310
Нижча теплота згоряння палива $Q^i_{г}$, кДж/кг	42700
ККД електрогенератора $\eta_{ег}$	0,95
<i>Wärtsilä 6L34DF</i>	
Кількість	2
Ефективна потужність, кВт	2880
Частота обертання колінчатого валу, хв ⁻¹	720
Питома витрата палива, г/(кВт·год)	186
ККД компресора	0,78
Степінь підвищення тиску повітря в компресорі	2,7
Сумарний коефіцієнт надлишку повітря	2,2
Температура відхідних газів К	600
Температура повітря на вході в компресор, К	310
Нижча теплота згоряння палива $Q^i_{г}$, кДж/кг	42700
ККД електрогенератора $\eta_{ег}$	0,95

Початкові дані для розрахунку циклу головного двигуна 5G70ME-C9.5

Ефективна потужність, кВт	$N_e = 12590$
Частота обертання, 1/хв.	$n = 69,1$
Тиск навколишнього середовища, МПа	$P_0 = 0,1013$
Температура навколишнього середовища, К	$T_0 = 293$
Тиск наддуву, МПа	$P_k = 0,39$
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 2,55$
Коефіцієнт продувки	$\varphi_n = 1,2$
Коефіцієнт залишкових газів	$\gamma_r = 0,025$
Коефіцієнт використання тепла у точці z	$\xi_z = 0,95$
Коефіцієнт використання тепла у точці b	$\xi_b = 0,99$
Ступень стиску	$\varepsilon = 13,5$
Ступінь підвищення тиску	$\lambda = 1,13$
Підігрів заряду від стінок циліндру, К	$\Delta T_a = 15$
Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми	$\zeta = 0,98$
Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0,95$
Адіабатний ККД компресора	$\eta_{ад} = 0,86$
Зниження тиску, МПа	$\Delta P_{охол} = 0,002$
Зниження температури, К	$\Delta T_{охол} = 135$
Температура залишкових газів, К	$T_r = 600$
Масовий склад палива:	$C = 0,87$
	$H = 0,126$
	$S = 0$
	$O = 0,004$
Нижча теплотворна здатність палива, кДж/кг	$Q_H = 42700$