

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут
(повне найменування інституту, назва факультету)

Кафедра експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики
(повна назва кафедри)

„Допущений до захисту”
Завідувач кафедри

Б.М. Личко
2025 р.

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи
бакалавр

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

На тему: Енергетична установка судна для
перевезення автомобілів TANG HONG

Виконав: студент групи 4211з

Діденко А.В.
(підпис) (фамілія ініціали)

Керівник роботи:

Доцент каф. ЕСЕУ та ТЕ, к.т.н.

(посада, науковий ступень вчене звання)

Кузнецова С.А.
(підпис) (фамілія ініціали)

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
С.А. Кузнецова Кузнецова С.А.
(підпис)
«__» _____ 2025 р.

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

Студенту Діденко Андрій Вікторович
(Прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Енергетична установка судна для перевезення
автомобілів TANG HONG

Керівник роботи к.т.н., доцент кафедри ЕСЕМ та ТЕ Кузнецова С.А.

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

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

3. Вихідні дані по роботі: данні по судну для перевезення автомобілів TANG HONG

Головні розміри: L 169,10 м, B 28,00 м, T 8,5 м; дедвейт 11780 т;
швидкість ходу 16,0 вуз, склад СЕМ: 1 ГД, 1 ГФК, 3 ДГ, 1 ДК, 1УК та 1ОУ.

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

Розділ 1 Загальна характеристика судна та енергетичної установки (ЕМ)

1.1 Загальні відомості про судно

1.2 Основні характеристики

1.3 Морехідні якості

1.4 Загальна характеристика суднової енергетичної установки (СЕМ)

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 Режими роботи судна та суднової енергетичної установки

2.4 Розрахунок потоків енергії в СЕМ на основних режимах роботи

Розділ 3 Визначення параметрів суднового двигуна (СД) 6S50ME - C8.5, Tier II

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) Alfa Laval Aalborg AQ
10/12

- 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 теплообмінної поверхні

Розділ 5 Визначення характеристик загальносуднової системи (ЗСС) осушення

- 5.1 Розробка розгорнутої принципової схеми
- 5.2 Гідравлічний розрахунок системи
- 5.3 Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок на міцність трубопроводу

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

Висновки

5. Перелік презентаційних матеріалів:

- 1. Структурні схеми СЕУ, таблиця режимів роботи – 1 лист
- 2. Діаграми потоків теплоти СЕУ на двох режимах роботи та показники 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 прийняв
3			
4			
6			

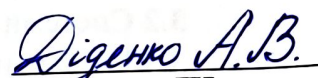
7. Дата видачі завдання «__»__20__ року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

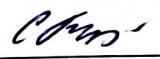
Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Загальна характеристика судна та ЕУ		
2	Визначення ефективності СЕУ		
3	Визначення параметрів СД		
4	Розрахунок характеристик СК		
5	Визначення характеристик (ЗСС)		
6	Охорона праці у (МВ)судна		

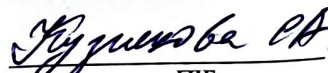
Завдання прийняв до виконання студент


Підпис


ПБ

Керівник роботи


Підпис


ПБ

АНОТАЦІЯ

Суднова енергетична установка (СЕУ) представляє собою складний комплекс функціонально взаємопов'язаних машин, апаратів і пристроїв, призначений для виробництва, передачі, трансформації та використання різних видів енергії, необхідної для забезпечення функціонування судна у відповідності до його призначення, а також для забезпечення необхідних умов для екіпажу та пасажирів.

У даній кваліфікаційній бакалаврській роботі розглянуто енергетичну установку судна для перевезення автотранспорту «TANG HONG». До складу СЕУ входять головний та допоміжний комплекси установки. Головна енергетична установка забезпечує рух судна. На судні для перевезення автотранспорту «TANG HONG» встановлено один головний дизельний двигун MAN B&W 6S50ME-C8.5. Допоміжний комплекс задовольняє потреби в енергії будь-якого виду та забезпечує задане функціонування головного комплексу і загальносуднових споживачів. На даному судні встановлено допоміжний котел та 3 дизель-генератори.

У процесі розрахунку енергетичної установки було визначено ефективність її роботи на ходовому режимі та стоянковому з вантажними операціями, визначено автономність та дальність плавання за запасами пального, продуктивність опріснювальної установки, визначено основні параметри двигуна MAN B&W 6S50ME-C8.5, розраховано характеристики допоміжного котла Alfa Laval Aalborg AQ-10/12, спроектовано осушувальну систему, визначено характеристики потенційних небезпек і шкідливостей у машинному відділенні.

Графічна частина роботи складається з 5 креслень: структурна схема СЕУ, діаграми потоків теплоти, двигун MAN B&W 6S50ME-C8.5, компоновальна схема допоміжного котла Alfa Laval Aalborg AQ-10/12, схема осушувальної системи судна для перевезення автотранспорту «TANG HONG».

Випускна бакалаврська робота викладена на 98 сторінках, містить 34 рисунків, 25 таблиць та посилання на 19 літературних джерел.

Ключові слова: суднова енергетична установка, автовоз «TANG HONG», допоміжний котел, осушувальна система.

ABSTRACT

The ship's power plant (SPP) is a complex system of functionally interconnected machines, apparatuses, and devices designed for the production, transmission, transformation, and utilization of various types of energy required to ensure the operation of the vessel in accordance with its purpose, as well as to provide the necessary conditions for the crew and passengers.

This bachelor's qualification thesis examines the power plant of the car carrier vessel "TANG HONG." The SPP consists of the main and auxiliary complexes. The main power plant ensures the propulsion of the vessel. The car carrier "TANG HONG" is equipped with a single main diesel engine, the MAN B&W 6S50ME-C8.5. The auxiliary complex meets the needs for all types of energy and ensures the specified functioning of the main complex and general ship consumers. This vessel is equipped with an auxiliary boiler and three diesel generators.

During the calculation of the power plant, the efficiency of its operation in both underway and port modes with cargo operations was determined, as well as the vessel's autonomy and range based on fuel reserves, the productivity of the desalination unit, the main parameters of the MAN B&W 6S50ME-C8.5 engine, and the characteristics of the Alfa Laval Aalborg AQ-10/12 auxiliary boiler. The drainage system was designed, and the characteristics of potential hazards and harmful factors in the engine room were identified.

The graphical part of the thesis consists of five drawings: the structural diagram of the SPP, heat flow diagrams, the MAN B&W 6S50ME-C8.5 engine, the layout diagram of the Alfa Laval Aalborg AQ-10/12 auxiliary boiler, and the drainage system diagram of the "TANG HONG" car carrier vessel.

The bachelor's thesis is presented on 98 pages and contains 34 figures, 25 tables, and references to 19 literary sources.

Keywords: ship power plant, car carrier "TANG HONG", auxiliary boiler, drainage system.

					КРБ.6.135.4211з.01.А.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП.....	
РОЗДІЛ 1 Загальна характеристика судна	
1.1. Загальні відомості про судно	
1.2. Основні характеристики судна	
1.3 Морехідні якості	
1.4 Загальна характеристика 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 6S50ME-C8.5	
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 допоміжного котла Alfa Laval Aalborg AQ-10/12.....	
4.1 Загальний устрій котла	
4.2 Вибір компоновальної схеми котла	
4.3 Розрахунок процесу горіння	

					КРБ.6.135.4211з.01.3.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

4.4 Тепловий баланс котла

Розділ 5 Визначення характеристик загальносуднової системи осушення ..

5.1 Розробка розгорнутої принципової схеми

5.2 Гідравлічний розрахунок системи

5.3 Комплектація системи основним обладнанням

РОЗДІЛ 6 Охорона праці в машинному відділенні

ВИСНОВКИ

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

					КРБ.6.135.4211з.01.3.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

ВСТУП

Сучасне морське судноплавство є важливою складовою світової логістичної системи, а спеціалізовані судна для перевезення автомобілів, відомі як автомобілевози, відіграють ключову роль у глобальному ланцюгу постачання транспортної техніки. Судна цього типу забезпечують масове, ефективне та безпечне транспортування легкових і вантажних автомобілів між континентами. В останні роки спостерігається стрімкий розвиток цього флоту, зокрема завдяки зростанню попиту на автотранспорт, розширенню ринків електромобілів та глобалізації автомобілебудування.

Судно «TANG HONG» належить до сучасного типу автомобілевозів, обладнаних ефективною енергетичною установкою, яка забезпечує необхідну потужність, економічність і відповідність міжнародним екологічним стандартам. Технічне вдосконалення енергетичних установок є важливим напрямом у проектуванні та експлуатації таких суден, адже воно дозволяє зменшити витрати пального, знизити викиди шкідливих речовин в атмосферу та підвищити загальну надійність судна.

В Україні, яка має потужні морські порти та вигідне географічне розташування, спостерігається зростаюча потреба у розвитку флоту спеціалізованих суден, зокрема для перевезення автомобілів. Це пов'язано як із розширенням імпорту транспортних засобів, так і з перспективами власного виробництва техніки для експорту. Однак національний флот не має достатньої кількості автомобілевозів сучасного рівня, що актуалізує завдання вивчення їх конструкції, енергетичних установок та принципів експлуатації.

У зв'язку з цим об'єктом даної бакалаврської роботи є енергетична установка судна «TANG HONG», яка розглядається з точки зору технічної ефективності, надійності, енергозбереження та відповідності сучасним стандартам. Метою роботи є аналіз, обґрунтування та оцінка параметрів енергетичної установки з урахуванням сучасних вимог до морського транспорту.

Наведений матеріал підтверджує актуальність обраної теми роботи.

					КРБ.6.135.4211з.01.В.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

ПРИЙНЯТІ СКОРОЧЕННЯ

АДГ – аварійний дизель-генератор;

ГД – головний двигун;

ГРЩ – головний розподільчий щит;

ГФК – гвинт фіксованого кроку;

ДГ – дизель-генератор;

ДК – допоміжний котел;

ДАУ – дистанційно автоматичне керування;

ЕУ – енергетична установка;

КВЛ – конструктивна ватерлінія;

КВТ – коефіцієнт використання теплоти;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

МВ – машинне відділення;

МОД – малообертовий двигун;

ОУ – опріснювальна установка;

СЕС – суднова електростанція;

СЕУ – суднова енергетична установка;

УК – утилізаційний котел;

ЦПУ – центральний пост управління;

PSPC – Performance Standard for Protective Coatings.

					КРБ.6.135.4211з.01.С.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4211з.01.01.ПЗ					
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата						
					Загальна характеристика судна та енергетичної установки			Літ	Аркуш	Аркушів
Студент		Діденко А.В.								
Керівник		Кузнецова С.А.						НУК імені адмірала Макарова		
Зав.кафедри		Личко Б.М.								

РОЗДІЛ 1 Загальна характеристика судна

1.1. Загальні відомості про судно

Судно «TANG HONG» побудовано компанією China Merchants Heavy Industries (Jiangsu) Co., LTD. Призначення судна – перевезення автомобілів. Спроектовано судно «TANG HONG» компанією Shanghai Merchant Ship Design and Research Institute (SDARI). Власник судна China Merchant Shen Zhen RoRo Shipping Co., LTD. Судно знаходиться в експлуатації під прапором Китаю. Зареєстровано у IMO під номером 9903205.[1]

Поперечний та поздовжній перерізи судна «TANG HONG» наведено на рис.1.1.

Судно «TANG HONG» було спущено на воду в березні 2021 року. Судно «TANG HONG» має максимальний дедвейт 11780 т. Валова місткість судна складає 35425 рег. т.

Судно «TANG HONG» має транцеву корму та 1 гребний гвинт. Його габарити : довжина 169,1 метрів, ширина 28 метрів та осадка 8,5 метри. Дане судно має 2 сестринських судна. Потреби судна в гарячій воді та парі забезпечують 1 допоміжний котел та 1 утилізаційний котел виробництва фірми Aalborg.

Судно в першу чергу призначено для перевезення автотранспорту. Во містить баластні танки зі стандартом захисного покриття (PSPC), яке захищає баластні танки від корозії. Техніка розташована на палубі, призначена для організації безпечного швартування та знаходження біля пристані.

Швартовий пристрій утримує судно під час стоянки біля причалу, борту іншого судна або іншої плавучої споруди.

Перерізи судна наведені на рис.1.1

Загальний вигляд судна «TANG HONG» наведено на рис.1.2.

					КРБ.6.135.4211з.01.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

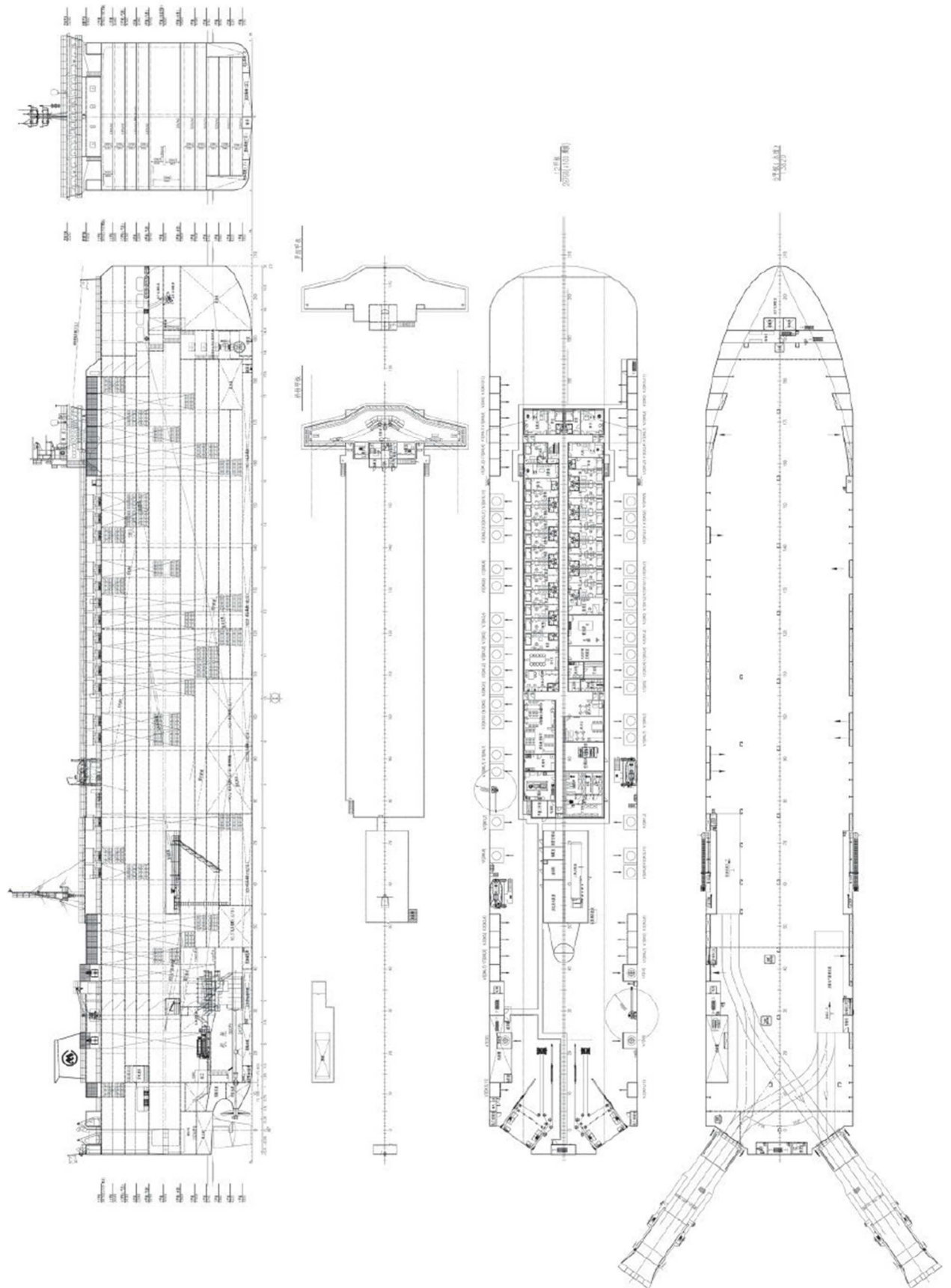


Рис. 1.1 Поперечний та поздовжній перерізи судна «TANG HONG»



Рис. 1.2 Загальний вигляд автомобілевоза «TANG HONG»

1.2. Основні характеристики судна

У табл. 1.1 наведені основні характеристики судна «TANG HONG» [1].

Таблиця 1.1 Основні характеристики судна «TANG HONG»

Параметр	Значення, назва
- повна довжина, м	169.1
- довжина між перпендикулярами, м	164.5
- висота судна до верхньої палуби, м	28.79
- ширина подвійного борту	2.75
- ширина подвійного дна	1.95
Осадка:	
- повна, м	8.5
- конструктивна, м	7.7
Дедвейт:	
- дедвейт проектний, т	8730
- дедвейт фактичний, т	11780
- валова місткість судна, т	35425
Швидкість	
- експлуатаційна швидкість, вузл	16.0
Крани:	

Кількість	2
Виробник	Jiangyin Chengjang Ship Equipment Co.
Тип	електрогідравлічні
Призначення	технічне обслуговування судна, продуктових складів
Вантажопідйомність	2х4 тон
Обладнання для швартування:	
Кількість	4
Виробник	Jiangsu Masada Heavy Industries Co.
Тип	гідравлічні
Рятувальні засоби:	
Кількість	2
Виробник	Jiangyin Neptune Marine Appliance Co.
Тип	повністю закрита рятувальна шлюпка
Палуби	
Кількість автомобільних палуб, шт.	11
Загальна автономність, шт.	4066
Система контролю баласту:	
Тип	електрична
Склад команди	
Команда, чол	25
Носовий підрулюючий пристрій	
Кількість	1
Виробник	Wuhan Kawasaki Marine Machinery Co.
Потужність, кВт	1000
Система керування мостиком	
Виробник	Kongsberg
Тип	Autochief 600
Система пожежної сигналізації:	
Виробник	Autronica

					КРБ.6.135.4211з.01.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

Тип	Autrosafe4
Система пожежогасіння:	
Вантажні відсіки	Sea Hydrant / CO ₂
Машинне відділення	Sea Hydrant / CO ₂
Радари:	
Кількість	2
Виробник	Furuno
Модель	FAR-2328 / 2338S
Установка переробки стічних вод:	
Виробник	China Merchants Heavy Industries Co.
Модель	STD-2

1.3 Морехідні якості

Судно приводиться до руху головним двигуном фірми MAN B&W 6S50ME-C8.5, потужністю 7550 кВт та забезпечує судну експлуатаційну швидкість 16 вузлів. Форма корпусу й співвідношення головних розмірів забезпечують судну відповідні ходові й морехідні якості, як при повному завантаженні так і без нього. Об'єм паливних бункерів складає: для важкого палива (IFO) – 800 м³, для дизельного палива (MDO) – 110 м³.

Автономність судна за запасами пального враховуючи витрати на дизельні двигуни та котел. За даними розрахунків розділу 2 та враховуючи що важке пальне HFO може мати густину 1015 кг/м³ [2, 3] та коефіцієнт запасу пального, що дорівнює 1,2 добова витрата: ГД – 23,7 м³, ДГ – 5,00 м³ та ДК – 3,3 м³. Тобто сумарна витрата важкого пального складе 32м³. За запасами важкого пального $800/32 = 25$ діб. Легке пальне (MGO) використовується значно менш і складає 15% від витрати важкого пального становить 4,8-5 м³ діб, а автономність $110/5 = 22$ діб. Обираємо найменше значення та визначаємо дальність плавання при швидкості 16 вузлів – 8448 миль. Корпус та пропульсивна установка забезпечують надійність, ефективність і маневреність судна під час експлуатації.

					КРБ.6.135.4211з.01.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

1.4 Загальна характеристика СЕУ

На судні «TANG HONG» кормове розташування машинного відділення. На судні використовується пряма передача обертового моменту від двигуна рушію, оскільки головний двигун малообертовий. Матеріал рушія – нікель-алюміній-бронза. Використано рушій фіксованого кроку.

Загальна характеристика СЕУ представлена в табл. 1.2.

Таблиця 1.2 Загальна характеристика СЕУ

Назва характеристики	Значення
Головний двигун:	
Кількість	1
Проектант	MAN B&W
Модель	6S50ME-C8.5
Номинальна потужність, кВт	7550
Тип палива	HFO, MGO
Дизель-генератор:	
Кількість	3
Виробник двигуна/модель	Yanmar 6EY22ALW
Тип палива	HFO, MGO
Номинальна потужність, кВт	3x830
Частота обертання дизеля, об/хв	1000
Допоміжний котел:	
Кількість/тип	1
Виробник	Aalborg
Паропроодуктивність, кг/год	1500
Утилізаційний котел:	
Кількість/тип	1
Виробник	Aalborg
Паропроодуктивність, кг/год	550

Розрахунок опріснювальної установки:

					КРБ.6.135.4211з.01.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

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

де $\alpha = 0,005 \dots 0,01$ – коефіцієнт продувки УК та ДК [4]; $w = 240 \dots 300$ – норма води на 1 члена екіпажу на добу, кг/добу; n_e – кількість членів екіпажу що постійно перебувають на судні, чол.

$$D_s^{OY} = 10^{-3} \cdot 24 \cdot 0,01 \cdot [550 + 1500] + 10^{-3} \cdot 250 \cdot 20 = 5,5 \text{ т/добу}$$

До встановлення на судні обрано опріснювальну установку – AQUA Blue Mini E1 з продуктивністю $D_s^{OY} = 6 \text{ м}^3/\text{добу}$ [5].

Висновки по розділу 1

В даному розділі представлено загальні відомості про судно «TANG HONG», його основні характеристики та морехідні якості. Виконано розрахунок потреб судна в прісній воді та обрано опріснювальну установку AQUA Blue Mini E1 продуктивністю $6 \text{ м}^3/\text{добу}$, яка в повній мірі задовольняє потреби в прісній воді.

					КРБ.6.135.4211з.01.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4211з.01.02.ПЗ					
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата						
					Визначення ефективності суднової енергетичної установки			Літ	Аркуш	Аркушів
Студент		Діденко А.В.								
Керівник		Кузнецова С.А.						НУК імені адмірала Макарова		
Зав.кафедри		Личко Б.М.								

РОЗДІЛ 2 Визначення ефективності суднової енергетичної установки

2.1 Склад та параметри основного обладнання енергетичної установки

Судно має кормове розташування машинного відділення. У машинному відділенні розташовується головний двигун і інші елементи енергетичної установки, крім аварійного дизель-генератора, що встановлений в окремому приміщенні на верхній палубі.

Машинне відділення обладнано центральним постом управління (ЦПУ). В ЦПУ розміщені пульти управління та контролю за роботою технічних середовищ, а також головний розподільний щит судової електростанції судна.

Основні технічні характеристики головного двигуна MAN B&W 6S50ME-C8.5 наведено в табл.2.1 [1, 6].

Таблиця 2.1 Основні технічні характеристики двигуна MAN B&W 6S50ME-C8.5

Характеристика	Значення
Номінальна потужність, кВт	7550
Кількість циліндрів, шт.	6
Частота обертання колінчатого валу при номінальній потужності, хв ⁻¹	120
Середній ефективний тиск, МПа	2,1
Діаметр циліндра, мм	500
Хід поршня, мм	2250
Питома витрата палива, г/(кВт·год)	171
Питома витрата циліндрового масла, г/(кВт·год)	0,5
Температура повітря на вході в наддувний компресор, К	323
Ступінь підвищення тиску повітря в компресорі надувного агрегату ДВЗ	3,1
Коефіцієнт корисної дії надувного компресору	0,85
Температура газів після турбокомпресора, К	518
Сумарний коефіцієнт надлишку повітря	2,9
Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	42700
Розміри L×B×H, мм	10800×3200×8200
Маса, т	240

Головні суднові передачі, муфти та валопровід. Для передачі обертаючого моменту від головного двигуна до рушія використовується пряма суднова передача, валопровід, що складається з гребного вала, проміжного вала,

дейдвудного пристрою, опорних підшипників, стопорного пристрою, систем змащення й охолодження і гребного гвинта.

Гребний і проміжний вали виконуються з низьколегованої сталі з межею міцності 540 МПа. Вали з'єднуються між собою і з валом двигуна за допомогою фланців і прецизійних болтів. Гребний вал у носовій частині має напресовану фланцеву напівмуфту. Виймка гребного валу для огляду і ремонту може здійснюватися усередину чи корму судна.

Носова частина гребного валу і проміжний вал спираються на самоустановлювальні опорні підшипники ковзання з індивідуальним змащенням без водяного охолодження. Передбачено стопорний пристрій для запобігання провертання валопроводу при буксируванні судна зі швидкістю до 10 вузлів.

Найменший припустимий діаметр проміжного валу повинний бути не менш ніж [4]:

$$d_{\text{пр}}^* = F \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{7550}{120}} = 397,7 \text{ мм},$$

де $P = N_e^{\Gamma\Delta} = 7550 \text{ кВт}$, $n = n^{\Gamma\Delta} = 120 \text{ об/хв}$

Мінімальний розрахунковий діаметр гребного валу:

$$d_{\text{гр}}^* = 100 \cdot k \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 100 \cdot 1,22 \cdot \sqrt[3]{\frac{7550}{120}} = 485,2 \text{ мм}$$

Розрахункові діаметри валів:

- гребного валу при виготовленні його зі сталі категорії міцності КМ-25:

$$d_{\text{м}}^{\text{гр}} = d_{\text{гр}}^* \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{R_{\text{мВ}} + 160}} = 485,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{480 + 160}} = 464,1 \text{ мм}$$

- проміжного валу при виготовленні його зі сталі категорії міцності КМ-23:

$$d_{\text{м}}^{\text{пр}} = d_{\text{пр}}^* \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{R_{\text{мВ}} + 160}} = 397,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{440 + 160}} = 388,7 \text{ мм}$$

За результатами розрахунків приймаємо діаметр гребного валу зі сталі категорії міцності КМ-25 – 464 мм, а проміжного зі сталі категорії міцності КМ-23 – 390.

Суднова електростанція. Джерело електричної енергії складається з трьох дизель-генераторів (ДГ). Судно також містить аварійний ДГ. Допоміжні ДГ розміщені в машинному відділенні; лінії валів генераторів спрямовані вздовж

					КРБ.6.135.4211з.01.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

судна. Приводні двигуни ДГ змонтовані з генератором на одній рамі. Кріплення рами до судового фундаменту на амортизаторах.

Для приводів генераторів застосовані 3 двигуни виробництва фірми Yanmar, марка двигуна 6EY22ALW [1, 7]. Приводні двигуни вертикальні, простої дії, нереверсивні з турбонаддувом. Характеристики двигунів наведено у табл.2.2.

Таблиця 2.2. Технічні дані двигуна Yanmar 6EY22ALW [1, 7]

Характеристика	Значення
Номінальна потужність, кВт	880
Кількість циліндрів, шт.	6
Частота обертання колінчатого валу при номінальній потужності, хв ⁻¹	1000
Середній ефективний тиск, МПа	2,7
Діаметр циліндра, мм	220
Хід поршня, мм	320
Питома витрата палива, г/(кВт·год)	190
Питома витрата циліндрового масла, г/(кВт·год)	0,5
Температура повітря на вході в наддувний компресор, К	323
Ступінь підвищення тиску повітря в компресорі наддувного агрегату ДВЗ	2,8
Коефіцієнт корисної дії наддувного компресору	0,82
Температура газів після турбокомпресора, К	678
Сумарний коефіцієнт надлишку повітря	2,0
Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	42700
Розміри L×B×H, мм	3500×1500×2250
Маса, т	6

В якості аварійного дизель-генератора (АДГ) використовується Caterpillar D200 GC потужністю 200 кВт [1, 8]. Він розташований у кормовій частині на верхній палубі. Для приводу аварійного генератора застосований чотирьохтактний, нереверсивний двигун. Передбачено можливість ручного екстреного пуску з щита двигуна, а також місцевого ручного пуску стисненням повітрям від балона тиском 6 МПа.

Допоміжна котельна установка. Забезпечення судна парою здійснюється за допомогою допоміжного котла Alfa Laval Aalborg AQ-10/12 [1, 9, 10]:

- паропродуктивність котла $D^{DK} = 1500$ кг/год

					КРБ.6.135.4211з.01.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

- тиск пари

$$p_s = 1,0 \text{ МПа}$$

- ККД

$$\eta = 0,89$$

- нижча теплота згоряння палива, кДж/кг

$$Q_i^r = 42500 \text{ кДж/кг}$$

Утилізаційна котельна установка. Утилізація теплоти відхідних газів головного двигуна здійснюється за допомогою утилізаційного котла Alfa Laval Aalborg XS 7V [1, 11]. Паропроодуктивність утилізаційного котла складає 550 кг/год, тиск пари 1,0 МПа.

Опріснювальна установка. Опріснювальна установка AQUA Blue Mini E1, продуктивність якої складає 6 т/добу [1, 5]. Температура живильної води $t_{ж.в.} = 60^\circ\text{C}$.

2.2 Розробка структурної схеми енергетичної установки

Структурно – функціональна схема СЕУ судна «TANG HONG» представлена на рис.2.1.

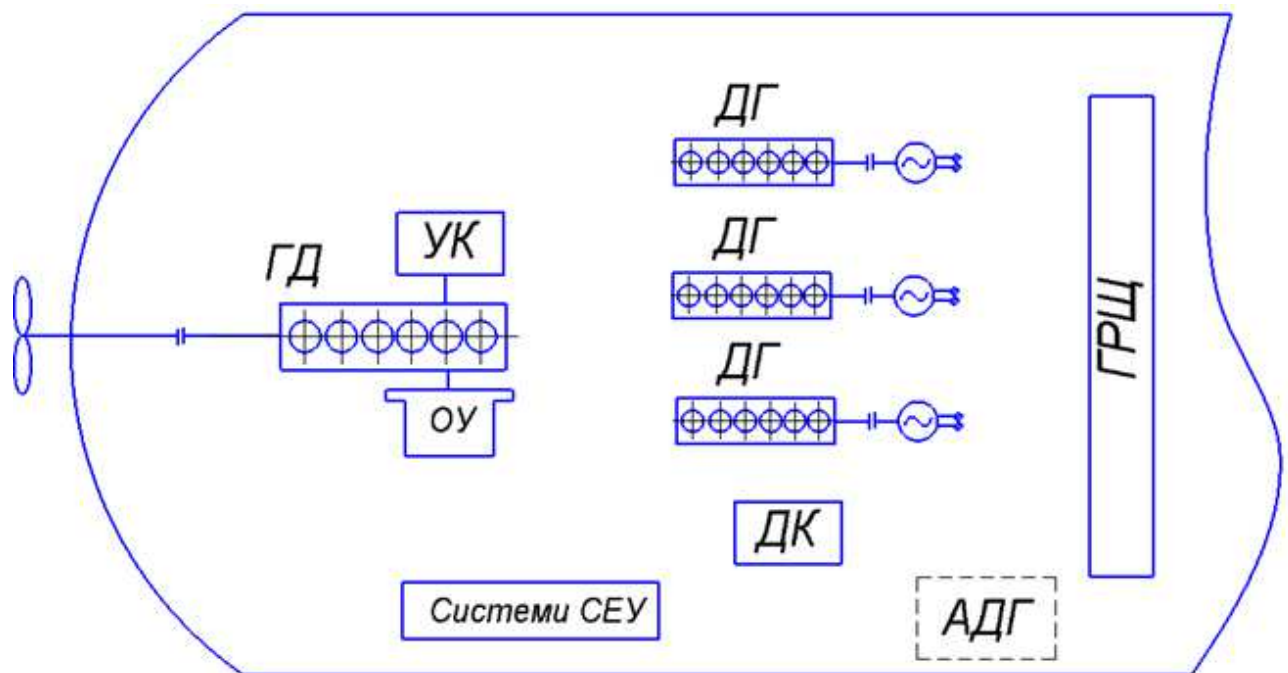


Рис. 2.1. Структурна схема СЕУ

ГД – головний двигун,

ДГ – дизель-генератор,

ДК – допоміжний котел,

ОУ – опріснювальна установка,

АДГ – аварійний дизель-генератор,

ГРЩ – головний розподільчий щит

Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата

КРБ.6.135.4211з.01.02.ПЗ

Арк.

2.3 Режими роботи судна та суднової енергетичної установки

Режими роботи судна наведено у табл. 2.3.

Таблиця 2.3 Режими роботи судна та елементів СЕУ на них

Обладнання	Режими			
	Ходовий	Стоянковий		Аварійний
		з вантажними операціями	без вантажних операцій	
ГД (1)	+	-	-	-
ДГ (3)	+(1)	+(2)	+(1)	-
ДК (1)	+(1)	+(1)	+(1)	-
УК (1)	+	-	-	-
АДГ (1)	-	-	-	+
ОУ (1)	+	-	-	-

2.4 Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи

Визначення теплоти, що виділяється в елементах СЕУ

Таблиця 2.4 Потоки теплоти в головному двигуні.

№	Параметр	Одиниця виміру	Формула або джерело	Величина
1	Теплота, що виділилася при спалюванні палива	кВт	$Q_{\text{ПЛА}}^{\text{ГД}} = g_e N_e Q_i^r =$	15313
2	Масова витрата пального ГД	кг/с	$G_{\text{ПЛА}} = g_e N_e$	0,359
3	Кількість повітря на згоряння палива в ГД	кг/с	$G_{\text{ПОВ}} = \alpha_{\Sigma} L_0 g_e N_e =$	14,87
4	Кількість відпрацьованих газів ГД	кг/с	$G_{\Gamma} = G_{\text{ПОВ}} + G_{\text{ПЛА}} = g_e N_e (1 + \alpha_{\Sigma} L_0)$	15,23
5	Теплоємність відпрацьованих газів ГД	кДж/кг·К	[12]	1,115
6	Теплоємність повітря ГД	кДж/кг·К	[12]	1,01
7	Теплота, що втрачається з відпрацьованими газами	кВт	$Q_{\Gamma}^{\text{ГД}} = G_{\Gamma} c_{\Gamma} T_{\Gamma} - G_{\text{ПОВ}} c_{\text{РПОВ}} T_{\text{ПОВ}}$	4182
8	Теплота, що відбирається від надувного повітря	кВт	$Q_{\text{Н.ПОВ.}} = G_{\text{ПОВ}} c_{\text{РПОВ}} (T_{\text{К}} - T_{\text{ПОВ}})$	2178
9	Температура повітря після надувного компресора	К	$T_{\text{К}} = T_{\text{ПОВ}} + \Delta T =$ $= T_{\text{ПОВ}} \left[1 + \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{\text{К}}} \right]$	468
10	Втрати теплоти від розсіювання до навкол. середовища	кВт	$Q_{\text{ЗАЛ}}^{\text{ГД}} = 0,0065 Q_{\text{ПЛА}}$	100

Витрати теплоти від розсіювання до навколишнього середовища є залишковим членом балансу і становлять 0,6...2,0 % від $Q_{\text{ПЛА}}$.

Втрати теплоти з охолоджуючою прісною водою та маслом у вузлах тертя відповідно становлять:

$$Q_{\text{ПР.В.}}^{\text{ГД}} = G_{\text{ПР.В.}}^{\text{ГД}} c_{\text{ПР.В.}} \Delta T_{\text{ПР.В.}}; \quad Q_{\text{М}}^{\text{ГД}} = G_{\text{М}}^{\text{ГД}} c_{\text{М}} \Delta T_{\text{М}},$$

де $G_{\text{ПР.В.}}$, $G_{\text{М}}$ – витрати прісної води і масла через ОПВ та ОМ, кг/с; $c_{\text{ПР.В.}}$, $c_{\text{М}}$ – теплоємності води та масла, кДж/(кг·К); $\Delta T_{\text{ПР.В.}}$, $\Delta T_{\text{М}}$ – перепади температур прісної води та масла на вході та виході відповідного теплообмінного апарату, в обох випадках ΔT приймається 15...20 К.

Для визначення $Q_{\text{пр.в}}$ та $Q_{\text{м}}$ у разі відсутності результатів теплотехнічних іспитів конкретного двигуна використовують статистичні дані, згідно з якими витрати теплоти з прісною водою становлять 5...7 %, з маслом – 3,5...5,0 % від кількості теплоти, що виділилася при спалюванні палива в МОД [4]. У даному випадку для 6S50ME-C8.5 з урахуванням [6] візьмемо 5% втрат теплоти з прісною водою і 3,5% – з маслом. Тобто:

11	Втрати теплоти з охолоджуючою прісною водою	кВт	$Q_{\text{ПР.В.}} = 0,05 \cdot Q_{\text{ПАЛ}}$	766
12	Втрати теплоти з маслом у вузлах тертя	кВт	$Q_{\text{М}} = 0,035 \cdot Q_{\text{ПАЛ}}$	536

Зробимо перевірку рівняння теплового балансу для головного двигуна:

$$Q_{\text{ПАЛ}}^{\text{ГД}} = N_e^{\text{ГД}} + Q_{\text{Г}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{М}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{ПР.В.}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{Н.ПОВ}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{ЗАЛ}}^{\text{ГД}},$$

$$15313 = 15312$$

Нев'язка балансу становить 0,007 %, допустима нев'язка $\pm 0,5\%$.

У складі пропульсивного комплексу є опріснювальна установка, що працює за рахунок тепла вторинних енергетичних потоків прісної води системи охолодження головного двигуна $Q_{\text{ПР.В.}}^{\text{ГД}} = Q_{\text{ПР.В.}}$.

Опріснювальна установка. З попередніх розрахунків визначено, що від прісної води системи охолодження ГД для отримання дистилату ОУ надходить з одного головного двигуна $Q_{\text{ПР.В.}} = 766$ кВт. Перепад температур гарячої прісної води і заборотної води у випарнику прийнятий 20°C, забортна вода кипітиме при 60°C. За таблицями водяної пари [13] визначаємо відповідний тиск цієї

вторинної пари і далі ентальпії сухої насиченої пари та морської води, з якої утворюється дистилат: $i'' = 2609$ кДж/кг; $i_{ж.в.} = 251$ кДж/кг

Таблиця 2.5 Потоки теплоти в ОУ

№	Параметр	Одиниця виміру	Формула або джерело	Величина
1	Кількість теплоти, що може бути передана від гарячої прісної води для кипіння морської води і утворення вторинної пари:	кВт	$Q_{OY} = D_{OY}(i'' - i_{ж.в.})$	164
2	Коефіцієнт використання теплоти в ОУ	-	$\eta_{OY} = \frac{Q_{OY}}{Q_{ПР.В}}$	0,214

Утилізаційний котел. Ентальпію сухої насиченої пари i'' та живильної води $i_{ж.в.}$ знаходимо за таблицями для водяної пари при тиску $p_s = 1,0$ МПа та $t_{ж.в.} = 60$ °С, $i'' = 2778$ кДж/кг; $i_{ж.в.} = 251$ кДж/кг. [13].

Теплота що витрачається в УК на отримання пари відповідного тиску:

$$Q_s^{УК} = D_s^{УК}(i'' - i_{ж.в.})/3600 = 550(2777 - 251)/3600 = 386 \text{ кВт}$$

Кількість теплоти що може бути передана газами ГД для отримання води з урахуванням умов запобігання низькосірчистої корозії

$$Q_r^{УК} = G_r^{ГД} \cdot c_{pr}(T_r - T_r^{УК}) = 15,23 \cdot 1,115(518 - 453) = 1104 \text{ кВт}$$

$$\text{ККД котла } \eta^{УК} = \frac{Q_s^{УК}}{Q_r^{УК}} = \frac{386}{1104} = 0,35$$

Допоміжний котел. Згідно з інформацією про СЕУ судна [1], паропродуктивність допоміжного котла $D_s^{ДК} = 1500$ кг/год, а ентальпії пари та води відповідають значення в УК.

Таблиця 2.6 Потоки теплоти в ДК

№	Параметр	Одиниця виміру	Формула або джерело	Величина
1	Кількість теплоти що витрачено для одержання насиченої пари	кВт	$Q_{s_ДК} = \frac{D_s^{ДК}(i''_{ДК} - i_{ж.в.})}{3600}$	1053
2	Ентальпії: - насиченої пари - живильної води	кДж/кг	i'' $i_{ж.в.}$	2778 251
3	Кількість теплоти, що виділиться при спалюванні палива в котлі	кВт	$Q_{ПАЛ}^{ДК} = \frac{Q_s^{ДК}}{\eta^{ДК}}$	1183

Дизель-генератор. Розрахунки потоків теплоти у первинному тепловому двигуні ДГ аналогічні розрахункам для головного двигуна.

					КРБ.6.135.4211з.01.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

Таблиця 2.7 Потоки теплоти в ДГ

№	Параметр	Одиниця виміру	Формула або джерело	Величина
1	Теплота, що виділилася при спалюванні палива	кВт	$Q_{ПАЛ}^{ДГ} = g_e N_e Q_i^r$	1983
2	Масова витрата пального	кг/с	$G_{ПАЛ} = g_e N_e$	0,046
3	Кількість повітря на згоряння палива в ДГ	кг/с	$G_{ПОВ} = \alpha_s L_0 g_e N_e$	1,328
4	Кількість відпрацьованих газів	кг/с	$G_G = G_{ПОВ} + G_{ПАЛ} = g_e N_e (1 + \alpha_s L_0)$	1,375
5	Теплоємність відпрацьованих газів	кДж/кг·К	[12]	1,145
6	Теплоємність повітря	кДж/кг·К	[12]	1,01
7	Теплота, що втрачається з відпрацьованими газами	кВт	$Q_G^{ДГ} = G_G c_{PG} T_G - G_{ПОВ} c_{PPOB} T_{ПОВ}$	641
8	Теплота, що відбирається від надувного повітря	кВт	$Q_{Н.ПОВ.}^{ДГ} = G_{ПОВ} c_{PPOB} (T_K - T_{ПОВ})$	180
9	Температура повітря після надувного компресора	К	$T_K = T_{ПОВ} + \Delta T = T_{ПОВ} \left[1 + \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_K} \right]$	452
10	Втрати теплоти від розсіювання до навколишнього середовища	кВт	$Q_{ЗАЛ}^{ДГ} = 0,02 Q_{ПАЛ}^{ДГ}$	40

Втрати теплоти від розсіювання до навколишнього середовища є залишковим членом балансу і становлять 1,0...2,0 % від $Q_{ПАЛ}$.

Теплота, що втрачається з охолоджуючою прісною водою та маслом у вузлах тертя, відповідно становить: $Q_{ПР.В.}^{ДГ} = G_{ПР.В.} c_{ПР.В.} \Delta T_{ПР.В.}$; $Q_M^{ДГ} = G_M c_M \Delta T_M$ де $G_{ПР.В.}$, G_M , $c_{ПР.В.}$, c_M , $\Delta T_{ПР.В.}$, ΔT_M – це показники що мають теж саме визначення, що і в ГД але інші чисельні значення, так як це чотирьохтактний висосообертовий дизельний двигун. Аналогічно ГД враховуємо втрати теплоти з прісною водою становлять 5...7 %, з маслом – 3,5...5,0 % від кількості теплоти, що виділилася при спалюванні палива в теплових двигунах. [4] У даному випадку візьмемо 7% втрат теплоти з прісною водою і 5% - з маслом.

11	Втрати теплоти з охолоджуючою прісною водою	кВт	$Q_{ПР.В.}^{ДГ} = 0,07 \cdot Q_{ПАЛ}^{ДГ}$	139
12	Втрати теплоти з маслом у вузлах тертя	кВт	$Q_M^{ДГ} = 0,05 \cdot Q_{ПАЛ}^{ДГ}$	99

Зробимо перевірку рівняння теплового балансу для ДВЗ, що приводить електрогенератор: $Q_{пал}^{ДГ} = N_e^{ДГ} + Q_G^{ДГ} + Q_M^{ДГ} + Q_{ПР.В.}^{ДГ} + Q_{Н.ПОВ.}^{ДГ} + Q_{ЗАЛ}^{ДГ}$,

$$1979 = 1983$$

Нев'язка балансу становить -0,20%, допустима нев'язка $\pm 0,5\%$.

					КРБ.6.135.4211з.01.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

Розраховано потоки теплоти в окремих елементах СЕУ, а для визначення ефективності СЕУ у цілому застосовані коефіцієнти корисної дії та коефіцієнти використання теплоти на режимах, що мають значний вплив та характеризуються найбільшим навантаженням або часом використання. Саме таким вимогам відповідають режими судна: ходовий та стоянковий з вантажними операціями згідно таблиці 2.3.

Ходовий режим

Згідно з таблиці режимів роботи СЕУ на ходовому режимі працюють ГД, УК, ДГ, ДК та ОУ. Розрахункова схема наведена на рис. 2.2.

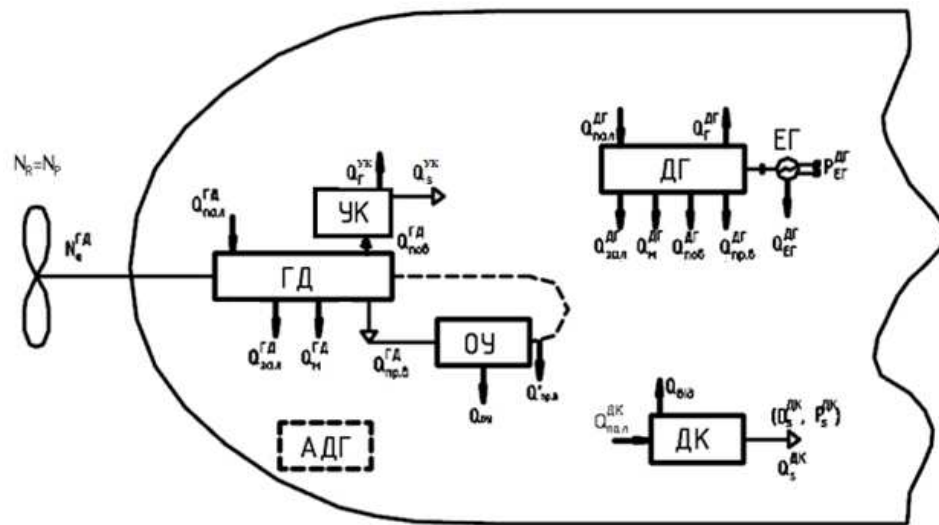


Рис.2.2. Розрахункова схема для визначення розподілу потоків енергії в СЕУ на ходовому режимі роботи судна.

Для визначення коефіцієнти корисної дії (ККД) та коефіцієнти використання теплоти необхідно розрахувати буксирувальну потужність, як корисну потужність пропульсивної установки.

Таблиця 2.8 Буксирувальна потужність

№	Параметр	Одиниця виміру	Формула або джерело	Величина
1	Втрати потужності у підшипниках валопроводу	кВт	$Q_{ВП} = 0,01N_e^{ГД}$	76
2	Потужність, підведена до рушії	кВт	$N_{ВП} = N_e^{ГД} - Q_{ВП}$	7474
3	Пропульсивний коефіцієнт	-	$\eta_{проп}$	0,7
4	Втрати енергії на рушії	кВт	$Q_P = N_{ВП} \cdot (1 - \eta_{проп})$	2242
5	Потужність, що перетворюється на упор	кВт	$N_R = N_{ВП} - Q_P$	5232
6	ККД пропульсивного комплексу	-	$\eta_e^{ПК} = \frac{N_R}{Q_{ПАЛ}^{ГД}}$	0,342

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

Стоянковий режим з вантажними операціями

На стоянці з вантажними операціями працюють 2ДГ та ДК. Розрахункова схема наведена на рис.2.3.

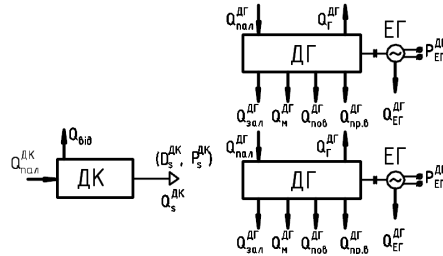


Рис. 2.3 Розрахункова схема процесів перетворення енергії в СЕУ на стоянковому режимі з вантажними операціями

Таблиця 2.9 Показники ефективності СЕУ на відповідних режимах

№	Параметр	Одиниця виміру	Формула або джерело	Величина
Ходовий режим				
1	КВТ	-	$\eta_{\text{в.т.}}^{\text{ХР}} = \frac{N_R + Q_s^{\text{ДК}} + Q_s^{\text{УК}} + Q_{\text{оу}} + P_e^{\text{ДГ}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}}$	0,418
2	ККД	-	$\eta_{e_CEU}^{\text{ХР}} = \frac{N_R + P_e^{\text{ДГ}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}}$	0,330
Стоянковий з вантажними операціями				
9	КВТ	-	$\eta_{\text{в.т.}}^{\text{СТ_ВО}} = \frac{Q_s^{\text{ДК}} + 2P_e^{\text{ДГ}}}{2Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}}$	0,430
10	ККД	-	$\eta_{e_CEU}^{\text{СТ_ВО}} = \frac{2P_e^{\text{ДГ}}}{2Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}}$	0,322

Висновки по розділу 2

В даному розділі представлено основні технічні характеристики головного двигуна MAN B&W 6S50ME-C8.5 та дизель-генератора Yanmar 6EY22ALW, двох котлів та опріснювальної установки. Складено структурну схему енергетичної установки та таблицю режимів роботи судна для ліпшого уявлення установки взагалі та змін кількості працюючого обладнання на різних режимах роботи судна.

Розраховано потоки енергії для них, а для СЕУ ККД та КВТ на ходовому режимі та стоянковому режимі з вантажними операціями.

Аналіз отриманих результатів показує значне підвищення ефективності при застосуванні утилізації газів та прісної води ГД на ходовому режимі, але втрати теплоти з газами у ДГ не знайшли застосування у цій установці, тому зростання КВТ на ходовому та стоянковому режимах ще має певний потенціал.

					КРБ.6.135.4211з.01.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4211з.01.03.ПЗ					
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата						
					Визначення параметрів суднового двигуна 6S50ME-C8.5			Літ	Аркуш	Аркушів
Студент		Діденко А.В.								
Керівник		Кузнецова С.А.						НУК імені адмірала Макарова		
Зав.кафедри		Личко Б.М.								

РОЗДІЛ 3. Визначення параметрів суднового двигуна 6S50ME-C8.5

3.1 Загальний устрій та характеристики двигуна

Головний двигун 6S50ME-C8.5 фірми MAN B&W. Двигун шестициліндровий, двотактний, крейцкопфний, реверсивний, з газотурбінним наддувом, що має наступні характеристики [6]:

Діаметр циліндра - 500 мм.

Хід поршня - 2000 мм.

Максимальна потужність – 7550 кВт.

Максимальна частота обертання - 120 об/хв (хв^{-1}).

Порядок роботи циліндрів ГД:

При ході уперед - 1-5-3-4-2-6.

При ході назад - 1-6-5-2-4-3.

Для машинної установки прийняті два види палива:

- легке (Diesel oil) пальне – MGO (Marine Gasoil), що також застосовується для роботи дизель-генератора та головного двигуна при пуску, зупинці і реверсі.

- важке (Heavy oil) високов'язке паливо – HFO (Heavy Fuel Oil), в'язкістю до 700 Ст. при 50°C.

Фірма MAN та її ліцензіати є основними постачальниками головних двигунів на судна світового морського флоту.

Найбільш масовою моделлю є модифікація в рядним розташуванням циліндрів. Двигун урівноважений по всім силам і моментам 1 і 6 порядку. Його паспортна номінальна потужність 9660 кВт при 127 об/хв, а експлуатаційна 7550 кВт при 120 об/хв і середньому ефективному тиску 21 бар. Обертання двигуна - праве.

Двигун має сталеву суцільнозварну фундаментну раму, яка кріпиться до набору корпусу судна 60 фундаментними і 2 торцевими болтами через клини. Поперечні опори фундаментної рами - сталеві литі в кількості 8 одиниць, із сталевими тонкостінними вкладишами, залитими білим металом. Упорний підшипник вбудований у відсік приводів, розташований в кормі. Сток масла в циркуляційну цистерну - через отвір в піддоні фундаментної рами в кормі двигуна. (рис.3.1)[14]

					КРБ.6.135.4211з.01.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

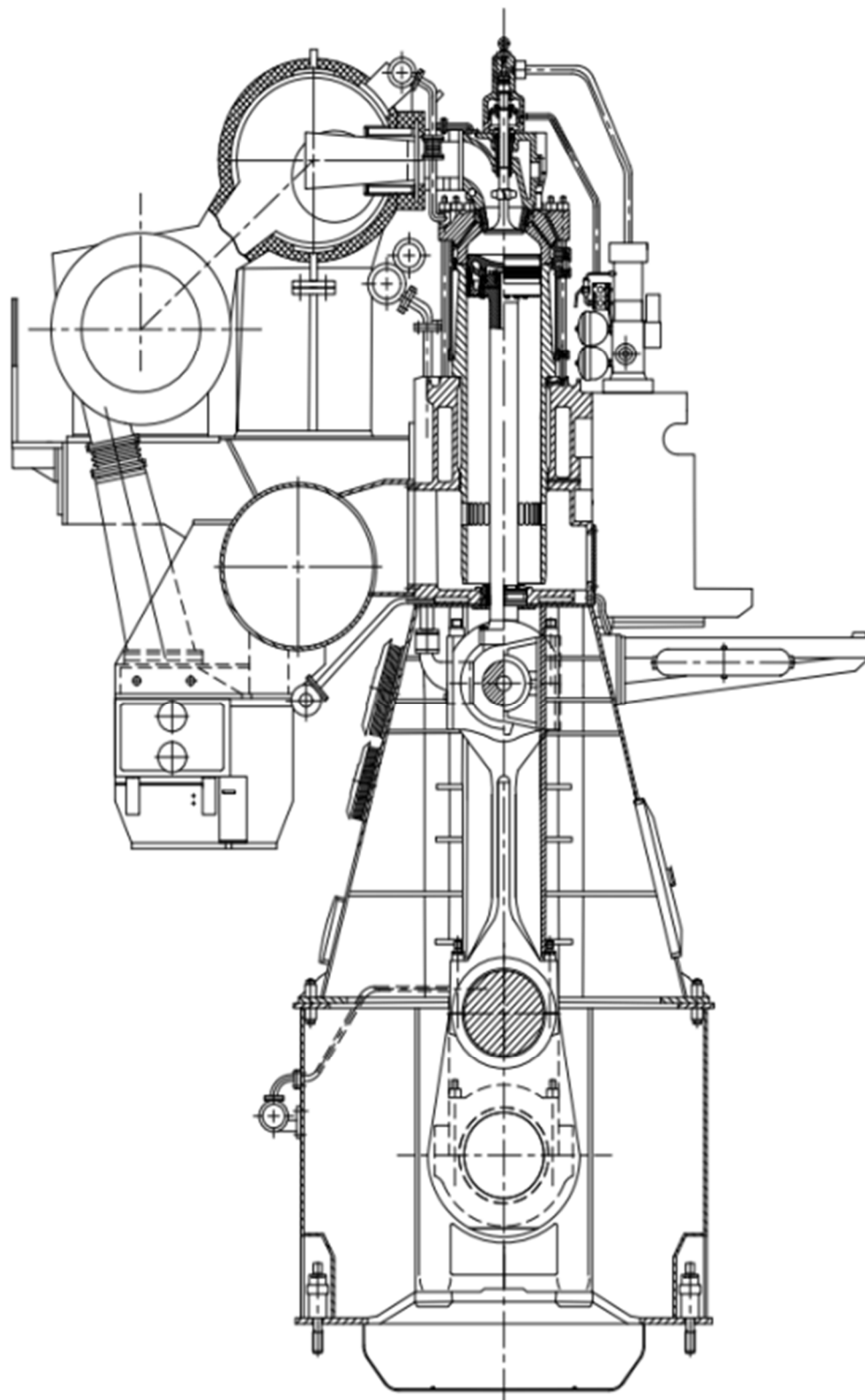


Рис.3.1 Поперечний розріз двигуна фірми MAN B&W 6S50ME-C8.5

Блок циліндрів (рис. 3.2) зібраний в єдиний моноблок на призонних болтах з окремих литих чавунних блоків. У кожен блок запресована складова циліндрова втулка, що складається з 2-ох частин з роз'ємом вище верхнього рівня блоку циліндра. Обидві частини втулки виготовляються з модифікованого

Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата

КРБ.6.135.4211з.01.03.ПЗ

Арк.

чавуну. У верхньому бурті нижній частині втулки просвердлені отвори для 11 штуцерів циліндричної мастила. Верхня частина втулки ззовні закрита пустотілою чавунною сорочкою охолодження. В районі камери згоряння втулка має косі свердління для проходу охолоджуючої води. Ущільнення втулки забезпечується: у нижній частині - 4-ма гумовими кільцями; у верхній частині в районі сорочки охолодження - 2-ма гумовими кільцями (по одному зверху і знизу сорочки). Ущільнення посадкового місця між втулкою і блоком забезпечується притиранням посадочних місць (без прокладок) між втулкою і кришкою - ущільнювальним кільцем з м'якого заліза. Перепуск охолоджуючої води з блоку в сорочку охолодження здійснюється по 4-му перепускним патрубкам ("жабам"), з сорочки в кришку циліндрів - по таким же перепускним трубкам.[14]

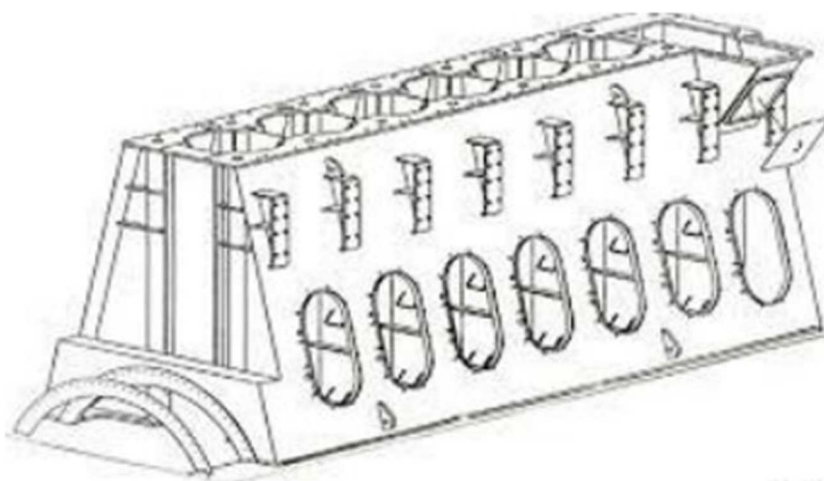


Рис. 3.2. Блок циліндрів

Фундаментна рама (рис. 3.3) є основою для всього двигуна. Вона працює в умовах значних механічних навантажень, обумовлених змінним тиском газів в робочих циліндрах, рушійною силою циліндрів, силами динаміки, а також деформацією корпусу при зміні зовнішніх умов плавання. Тому основна вимога до конструкції фундаментної рами - її жорсткість. Конструкція повинна бути жорсткою, щоб протистояти зусиллям від тиску газів, крутного моменту, упору гвинта, а також зусиллям від деформації корпусу судна при хвилюванні моря або при зміні опаді. Очевидно, що всім цим вимогам можна задовольнити тільки

спільно - конструкцією фундаментної рами і конструкцією корпусу судна. Двигун має зварену складову (що складається з двох частин, скріплених прізонними болтами) фундаментну раму "коробчатої" форми з масивними поздовжніми і поперечними ребрами жорсткості. Роль поперечних ребер жорсткості виконують сталеві литі опори для рамових підшипників колінчастого валу, приварені до корпусу фундаментної рами. Опори мають ліжку для вкладишів рамових підшипників і два отвори для виходу анкерних зв'язків. [14]

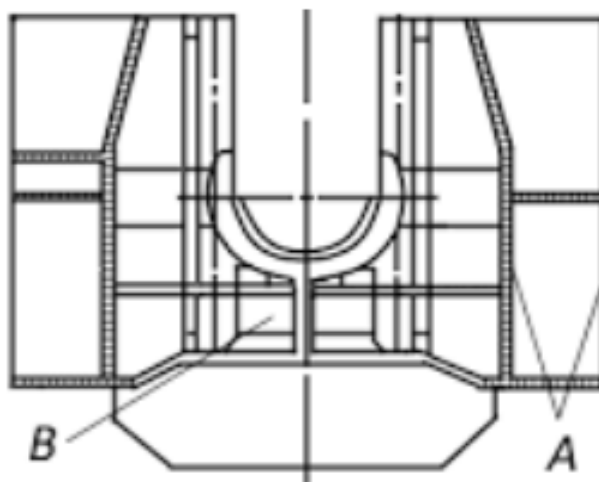


Рис.3.3. Фундаментна рама

Кількість відсіків на 1 більше кількості циліндрів. Відповідно рамових підшипників - на 2 одиниці більше, ніж кількість циліндрів. Додатковий відсік потрібен для розміщення приводу розподільного валу. Двигун має відсік приводів з кормової частини двигуна.

Масло, що випливає з підшипників, стікає в нижню частину картера і через одне або два отвори в піддоні фундаментної рами по відвідним трубах потрапляє в циркуляційну масляну цистерну, розташовану під двигуном у подвійному дні корпусу судна. Отвори в піддоні картера закриті сітками.

Станина двигуна є основою для розміщення блоку циліндрів. Вона сприймає на себе вагу деталей, розташованих вище. В обсяг картера, обмежений станиною, витікає масло з головних і крейцкопфних підшипників, а також масло, розбризкується колінчастим валом. Основні вимоги до її конструкції - достатня механічна міцність, щільність відносно протікання масла і зручність доступу до

елементів руху при їх оглядах і ремонтах. До фундаменту двигуна станина кріпиться за допомогою різьбових з'єднань.

Розглянутий в даній роботі двигун має суцільнозварну конструкцію станини. У верхній частині станини розміщена діафрагма з сальником штока поршня. Призначення діафрагми - відокремлювати підпоршневу порожнину і продувний ресивер від картера, не допускати підтікання продувочного повітря, запобігати попаданню відпрацьованого масла і незгорілого палива (сладжа) з підпоршневої порожнини в картер і циркуляційного масла - з картера в підпоршневу порожнину. Діафрагма охолоджується охолоджуючої водою двигуна - на випадок загоряння сладжа в підпоршневій порожнині, щоб запобігти вибуху парів масла в картері. Корпус сальника складається з 2-ох половин, скріплених болтами. У корпусі розміщено 3 групи кілець: верхнє грязьове кільце - для зняття з штока поршня сладжа, коли шток йде вниз; ущільнювальні кільця - для запобігання перетікання продувочного повітря; маслос'ємніє кільця, що знімають зі штока циркуляційне масло, коли шток йде вгору. Кільця складові, складаються з 3 або 4-х сегментів, які притискаються до штоку пружиною. Даний двигун має запобіжні клапани картера в кожному циліндрі і іноді з торця двигуна - на випадок вибуху в картері. Запобіжні клапани розташовані на стороні газовипускних трубопроводів. [14]

Втулка (рис. 3.4) утворює камеру згорання, схильна до впливу високих температур, сприймає тиск газів, працює в парі тертя втулка-поршень.

Живлення мастилом вирішується наступним чином: втулки циліндрів мають 6-8 просвердлених отворів з роздавальними канавками на дзеркалі, за якими через штуцери мастила подається мастильне циліндрове масло. При ході поршня вгору мастило розноситься поршневими кільцями по всьому дзеркалі циліндра. [14]

					КРБ.6.135.4211з.01.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

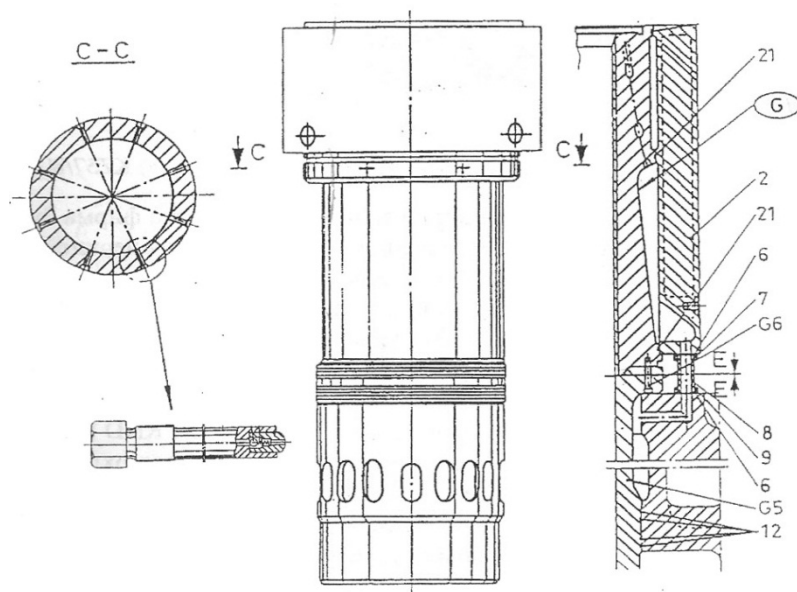


Рис.3.4. Втулка циліндра

Кришка циліндра (рис. 3.5) замикає остов двигуна, утворює і герметизує камеру згоряння служить для розміщення форсунок, індикаторного крана, пускового та запобіжних клапанів, органів газорозподілу. [14]



Рис. 3.5 Кришка циліндра

Оскільки поверхня кришки працює в області високих температур і тисків, то основною вимогою до її конструкції є - здатність протидіяти тепловим і механічним напруженням. Виконання цих дій ускладнене тією обставиною, що

					КРБ.6.135.4211з.01.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

кришка має складну конфігурацію, оскільки в ній повинні бути розміщені зазначені вище елементи та канали для проходу дає води. Складність конструкції кришки визначило матеріал її виготовлення. У сталевому литому корпусі кришки розміщуються 2 форсунки (з носа і з корми), індикаторний і запобіжний кран. У центрі кришки розташований знімний вихлопної клапан в зборі. Вода, що виходить з порожнини охолодження кришки направляється в порожнину охолодження клапана, звідки потім рухається до охолоджувача.

Двигун має один вихлопний клапан (рис. 3.6). Корпус вихлопного клапана відливається з високоміцного чавуну. Шпindelь клапана викуваний з високо хромистої сталі. Знімне сидло клапана також виготовляється з легованої жароміцної сталі. Посадочні пояса шпинделя і сидла мають наплавлені пояски з жаростійкого матеріалу. Клапан відкривається гідравлічно, а закривається стисненим повітрям під тиском 7 бар і нижче. Для цього в конструкцію клапана введений пневматичний циліндр. Надійність клапана істотно підвищена за рахунок самопритирки шпинделя при його посадці па сидло. Самопритирка відбувається при провертанні шпинделя потоком вихлопних газів, набігаючих на лопатки імпеллера. [14]

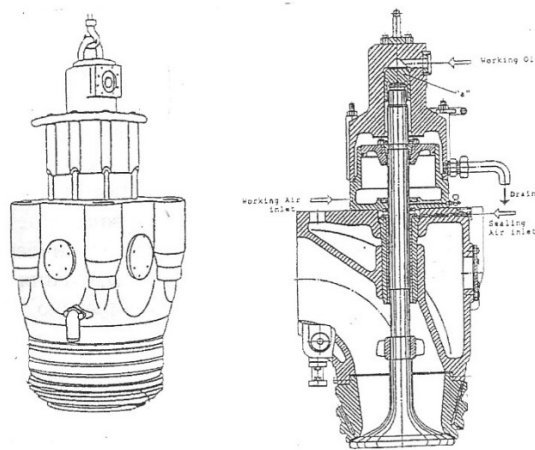


Рис. 3.6 Вихлопний клапан

Колінчастий вал найбільш дорога і відповідальна деталь двигуна, що працює в умовах великих знакозмінних динамічних навантажень. У судових двигунах колінчаті вали виготовляються зазвичай з конструкційних сталей. Розглянутий в даному дипломному проекті дизель має полускладний

					КРБ.6.135.4211з.01.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

колінчастий вал. Вони виготовляються шляхом зварювання окремих литих елементів у вигляді щок з прилеглими половинами рамової і мотильової шийками.

Напівскладний колінчастий вал показаний на рис. 3.7. З корми вал має фланець відбору потужності, який викував разом із завзятим валом. На завзятий гребінь А цього валу насаджена ланцюгова 2-рядна зірочка для приводу розподільного клапана. З носа двигуна є поршень демпфера осьових коливань і фланець для кріплення зірочки ланцюгового приводу врівноважуючих мас.



Рис. 3.7 Колінчастий вал

Розподільний вал служить для забезпечення своєчасного відкриття і закриття впускних і випускних клапанів циліндра, подачі палива, циліндричної мастила та стисненого повітря (при пуску двигуна). Двигун має один розподільний вал який забезпечує: газорозподіл, паливоподачу, подачі мастила, воздухорозподіл. Умови роботи розподільного валу визначаються значними динамічними навантаженнями. Розподільний вал наводяться від колінчастого вала з передавальним відношенням 1:1.

Анкерні болти двигуна (рис. 3.8) – сталеві складові, складаються з 2-х частин, стягують воєдино блок, станину і фундаментну раму. Гайки анкерних болтів затягуються гідравлічно на 900 бар. [14]

					КРБ.6.135.4211з.01.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

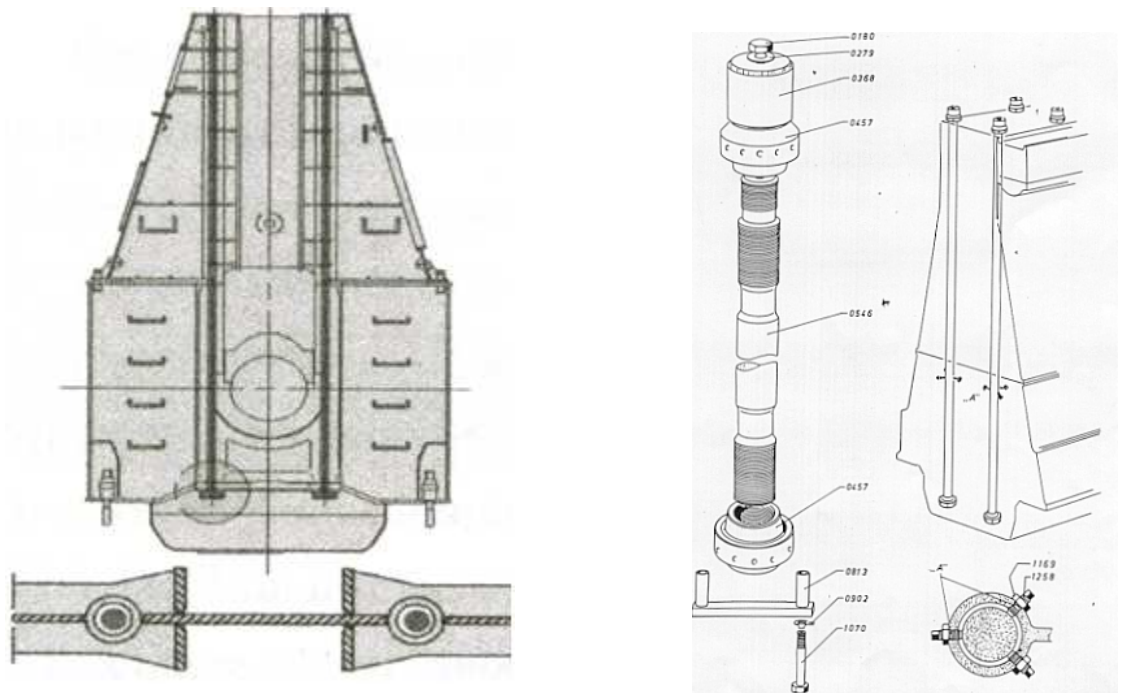


Рис.3.8 Анкерні болти

Поршень (рис. 3.9) має сталеву головку і укорочену чавунну спідницю. У поршні розміщено 4 компресійних кільця. Поршень охолоджується маслом, яке підводиться і відводиться за допомогою свердління в поперечині крейцкопфа і сталеві трубки усередині штока. [14]

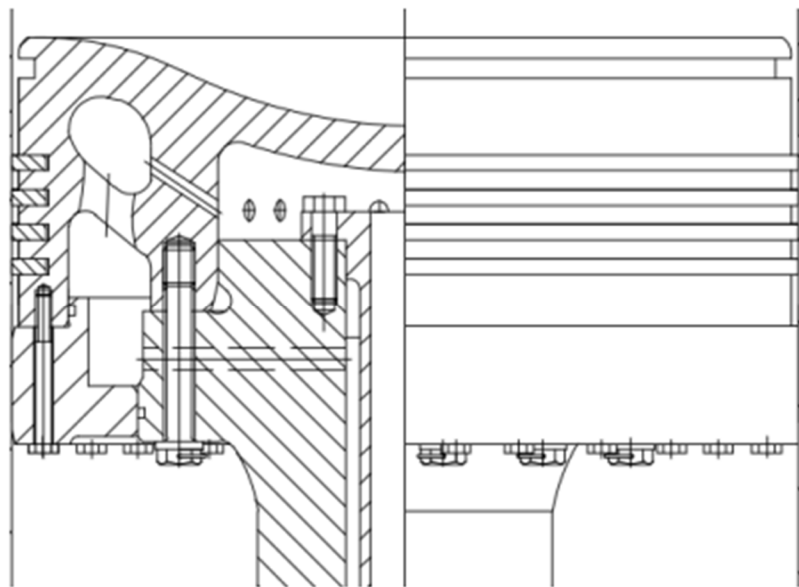


Рис.3.9 Поршень

Шатун (рис. 3.10) виготовляється у вигляді сталеві виливки з наступною куванням і механічною обробкою. Верхня головка - безвільчатого типу, верхня і

					КРБ.6.135.4211з.01.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

нижня головки - не окремі. Вкладиші головного і мотильового підшипників мають тонкостінні сталеві вкладиші, залиті білим металом. Усередині шатун має свердління для проходу мастила від головного до мотильового підшипника.

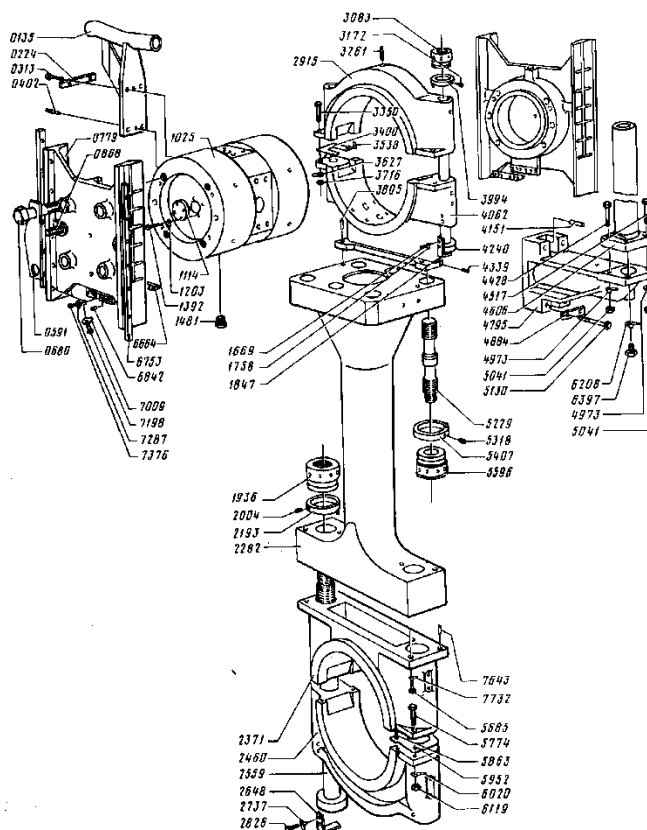


Рис. 3.10 Шатун

3.2 Системи головного двигуна

Система паливоподачі високого тиску має ТНВД з регулюванням по кінцю подачі, з VIT-циліндром, і 2 голчастих неохолоджуваних форсунки з одностороннім розпилом палива на кожен циліндр. Конструкція паливної апаратури дозволяє працювати на всіх режимах експлуатації тільки на високов'язких залишкових паливах, без використання дизельного палива.

Схема цієї системи наведено на рис 3.11 і відображає основні напрацювання самою фірми [14].

Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата

КРБ.6.135.4211з.01.03.ПЗ

Арк.

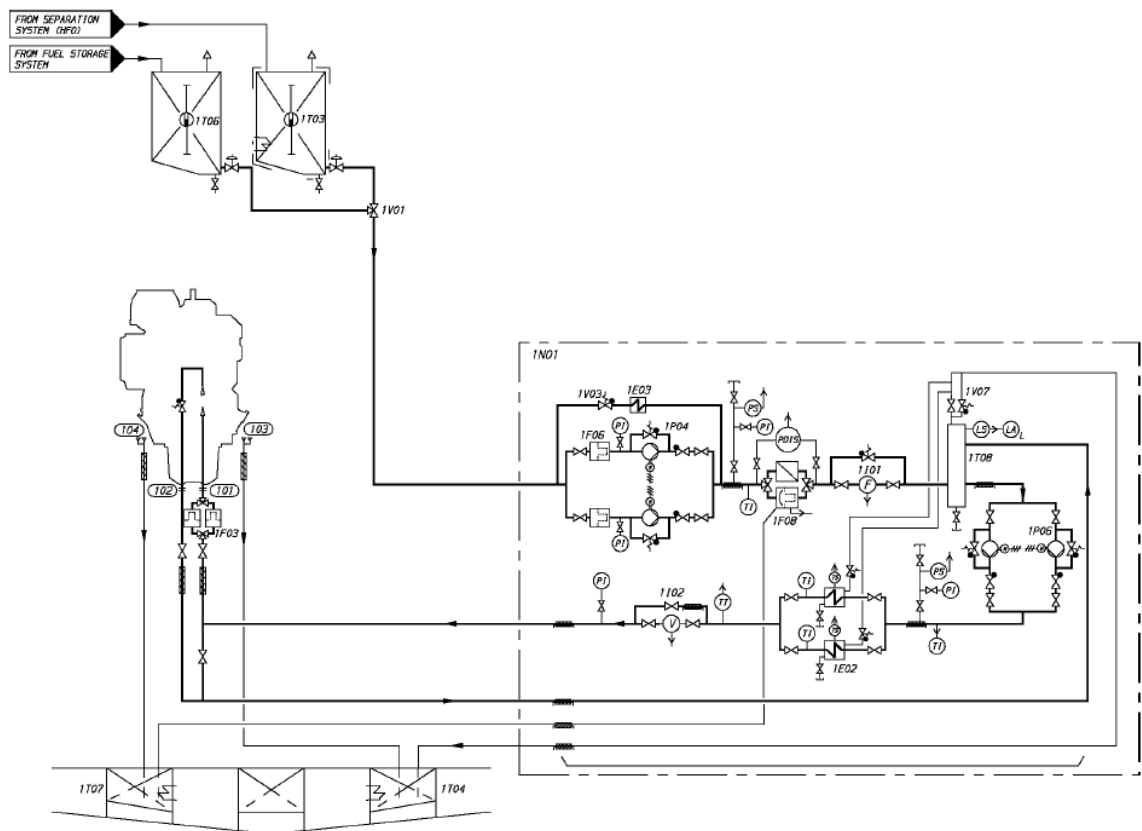


Рисунок 3.11 Система паливоподачі

Продування циліндрів забезпечується: на малих ходах - 2-ма електровоздухувками, встановленими з торців продувочного ресивера; на повному ходу - одним газотурбонагнітачем. (рис 3.12).

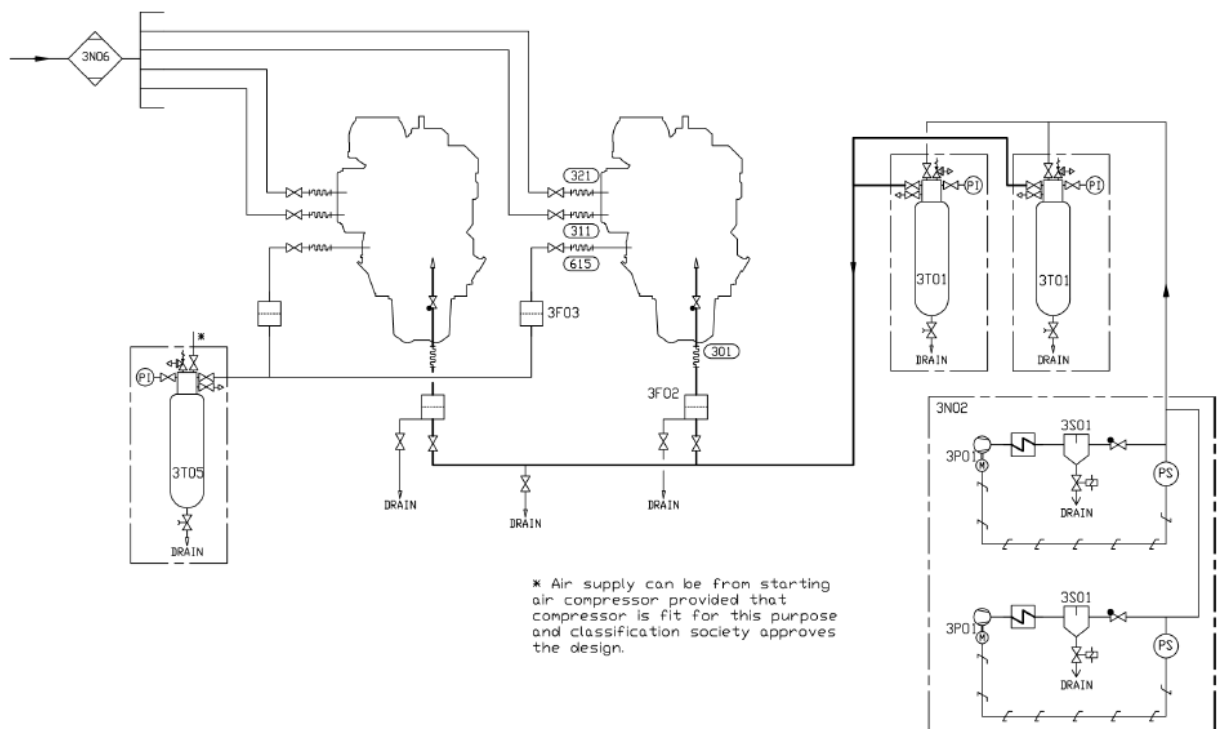


Рис. 3.12 Система стисненого повітря

Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата

КРБ.6.135.4211з.01.03.ПЗ

Арк.

Системи циркуляційної мастила колінчастого валу і розподільного валу розділені. Насоси мастила колінчастого вала (2 одиниці) - відцентрового типу, з електроприводом. Мастило подається до двигуна по 2-ум трубах: від нижньої труби - на змазку рамових підшипників і на відсік приводів, від верхньої - до телескопів на змащення головних, та мотильових підшипників і на охолодження поршнів. Мастило підшипників розподільного вала та живлення гідравлічної системи відкриття вихлопних клапанів забезпечується автономною системою з 2-ма гвинтовими насосами з електроприводом.

Циліндрове мастило включає в себе лубрикатори з 8 точками мастила на кожному циліндрі з подачею масла на кожному ході поршня. (рис.3.13) [14]

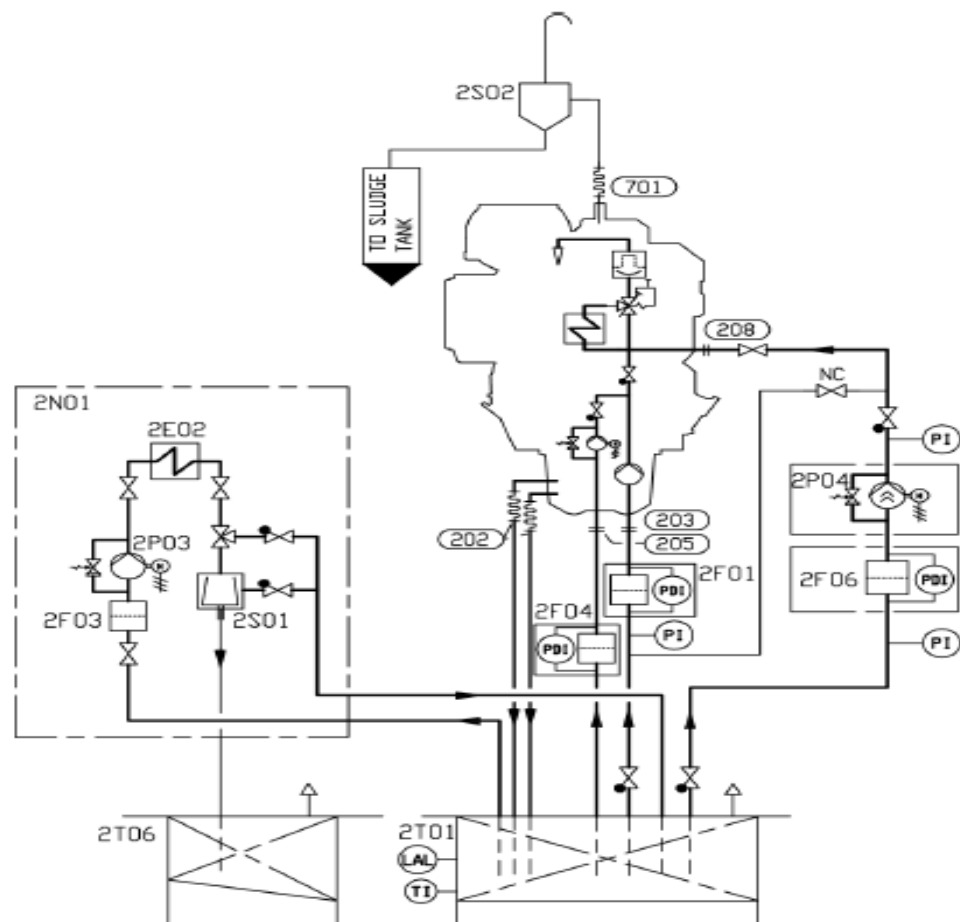


Рис. 3.13 Система масляна

Охолодження циліндрів забезпечується одним з 2-ух 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

					КРБ.6.135.4211з.01.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

охолоджуючої води. Як правило, в системі встановлюється холодильник пластинчастого типу. Для підігріву двигуна перед його пуском в системі охолодження передбачений паровий підігрівач охолоджуючої води. [14]

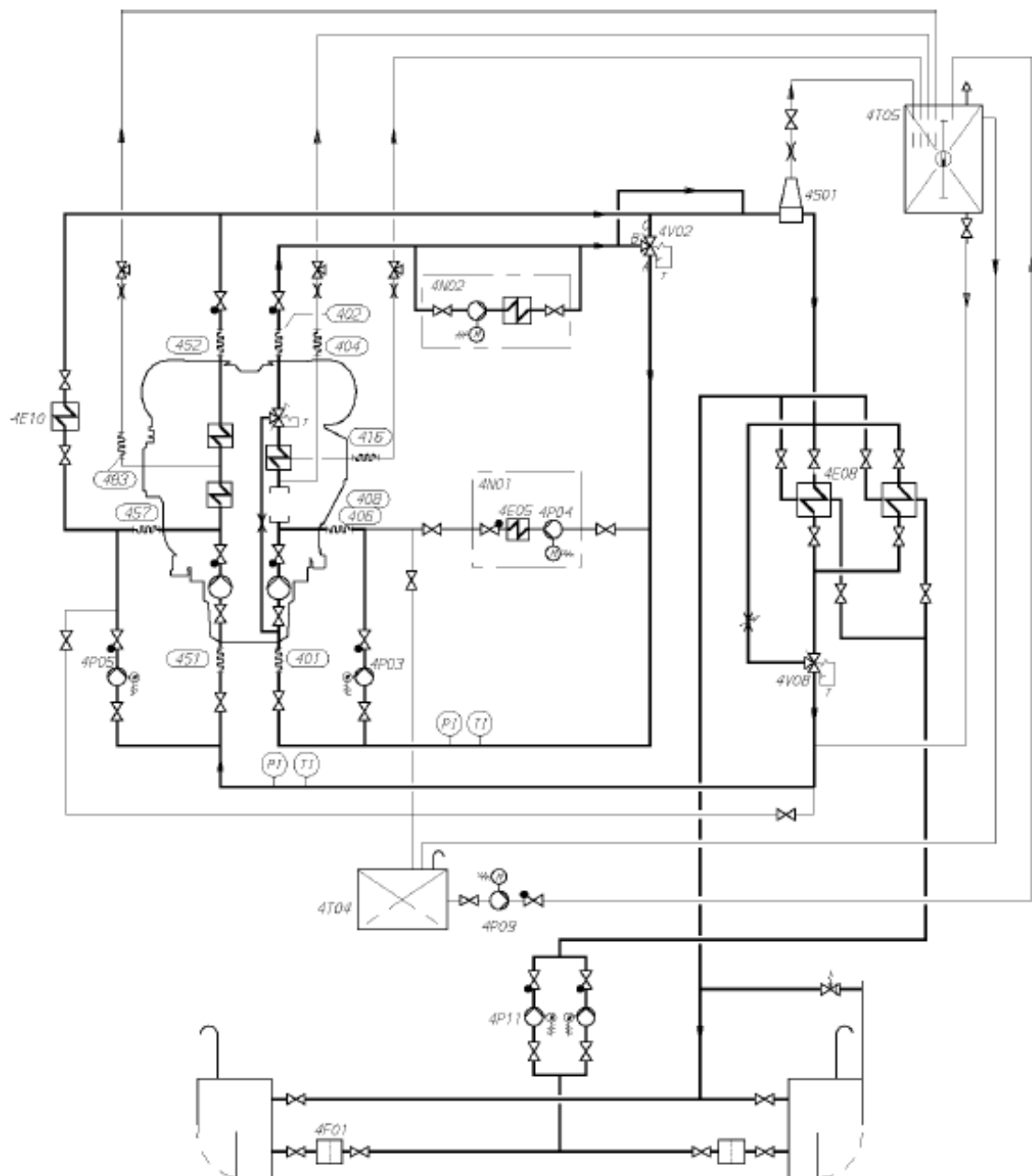


Рис. 3.14 Система охолодження циліндрів водою

Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата

КРБ.6.135.4211з.01.03.ПЗ

Арк.

3.3 Розрахунок робочого циклу двигуна

Початкові дані для розрахунку процесів робочого циклу наведені у табл.

3.1

Таблиця 3.1 Початкові дані для розрахунку

Назва показників, одиниці виміру	Позначення та чисельне значення
Ефективна потужність, кВт	$N_e = 7550$
Частота обертання, об/хв.	$n = 120$
Тиск навколишнього середовища, МПа	$P_0 = 0,1013$
Температура навколишнього середовища, К	$T_0 = 323$
Тиск наддуву, МПа	$P_k = 0,28$
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 2,9$
Коефіцієнт продувки	$\varphi_n = 1,35$
Коефіцієнт залишкових газів	$\gamma_f = 0,03$
Коефіцієнт використання тепла у точці z	$\xi_z = 0,9$
Коефіцієнт використання тепла у точці b	$\xi_b = 0,95$
Ступень стиску	$\varepsilon = 14,5$
Ступінь підвищення тиску	$\lambda = 1,2$
Підігрів заряду від стінок циліндру, К	$\Delta T_a = 10$
Доля ходу поршня загублена на продувку	$\varphi_n = 0,045$
Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми	$\zeta = 0,96$
Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0,95$
Адіабатний ККД компресора	$\eta_{ад} = 0,72$
Зниження тиску в повітроохолоднику, МПа	$\Delta P_{охол} = 0,002$
Температура залишкових газів, К	$T_f = 518$
Масовий склад палива:	$H = 0,126$
	$C = 0,87$
	$S = 0$
	$O = 0,004$
Нижча теплотворна здатність палива, кДж/кг	$Q_H = 42700$
Число циліндрів	$i = 6$
Діаметр поршня, м	$D_c = 0,5$
Хід поршня	$S_c = 2,0$
Коефіцієнт тактності	$z = 1$
Показник адіабати для повітря	$k_B = 1,4$
Механічний КПД турбокомпресора	$\eta_{t.m.} = 0,95$
Внутрішній КПД турбіни турбокомпресора	$\eta_{t.ad.} = 0,82$
Коефіцієнт втрати тиску на впуску	$\xi_a = 0,9$
Відношення тиску перед турбіною до тиску за компресором	$\psi_t = 0,982$

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К:

$$T_k = T_0 \left(1 + \frac{\frac{P_k^{0,266}}{P_0} - 1}{\eta_{ад}} \right) = \left(1 + \frac{\frac{0,28^{0,266}}{0,1013} - 1}{0,82} \right) = 468$$

					КРБ.6.135.4211з.01.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

Температура повітря перед двигуном, К: $T_s = T_k - \eta_o(T_k - T_0) = 345$

Температура заряду в кінці процесу наповнення, К:

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{345 + 7 + 0,03 \cdot 700}{1 + 0,03} = 362$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа: $P_s = P_k - \Delta P_{\text{охол}} = 0,28 - 0,002 = 0,278$

Тиск заряду в кінці процесу наповнення, МПа: $P_a = 0,97 \cdot P_s = 0,97 \cdot 0,278 = 0,248$

Коефіцієнт наповнення:

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_s}{P_a} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \varphi_n) = \frac{14,5}{14,5 - 1} \cdot \frac{0,278}{0,248} \cdot \frac{345}{362} \cdot \frac{1}{(1 + 0,03)} \cdot (1 - 0,045) = 0,85$$

Розрахунок процесу стискування

Середній показник політропи стискування:

$$n_1 = \frac{8,314}{a_{v_c} + b_c T_a (1 + \varepsilon^{n_1 - 1})} + 1 = \frac{8,314}{19,271 + 0,00251 \cdot 362 (1 + 14,5^{1,362 - 1})} = 1,362$$

Тиск в кінці стискування, МПа: $P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} = 0,248 \cdot 14,5^{1,362} = 9,06$

Температура в кінці процесу стискання, К: $T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} = 362 \cdot 14,5^{1,362 - 1} = 1016$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг:

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,9}{0,21} \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 1,242$$

Хімічний коефіцієнт молярної зміни:

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32L} = 1 + \frac{8 \cdot 0,126 + 0,004}{32 \cdot 1,242} = 1,0255$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,0255 + 0,03}{1 + 0,03} = 1,0247$$

Частина палива, що згоріла у точці z: $x_z = \xi_z / \xi_b = 0,95 / 0,96 = 0,99$

Коефіцієнт молекулярної зміни у точці z:

$$\beta_z = 1 + \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \cdot x_z = 1 + \frac{1,0255 - 1}{1 + 0,03} \cdot 0,99 = 1,024$$

Максимальна температура згоряння, К:

$$T_z = \frac{\frac{\xi_z Q_H}{\alpha L_0} + [C'_v + 8,314\lambda + \gamma_r(C''_v + 8,314)]T_c}{\beta_z(1 + \gamma_r)C_{pz}T_z} = 1995$$

Максимальний тиск згоряння, МПа: $P_z = \lambda \cdot P_c = 1,2 \cdot 9,06 = 12,44$

					КРБ.6.135.4211з.01.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення: $\rho = \frac{\beta_z T_z}{\lambda T_c} = \frac{1,023 \cdot 1995}{1,2 \cdot 1016} = 1,416$

Ступінь подальшого розширення: $\delta = \varepsilon / \rho = 14,5 / 1,416 = 10,24$

Середній показник політропи розширення:

$$n_2 = 1 + \frac{8,314 \left(\frac{\beta_z}{\beta} T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H(\xi_b - \xi_z)}{L(1 + \gamma_r)\beta} + \frac{\beta_z}{\beta} (a_{v_z} + b_z T_z) T_z - (a_{v_b} + b_b T_b) T_b} = 1,295$$

Температура в кінці процесу розширення, К:

$$T_b = T_z \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1995 \frac{1}{10,24^{1,295-1}} = 941,9$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа: $P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = 0,968$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа:

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] = 2,11$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа:

$$P_i = P'_i \zeta (1 - \varphi_{\pi}) = 2,11 \cdot 1 \cdot (1 - 0) = 2,11$$

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

$$g_i = 433 \frac{P_z \eta_H}{\alpha L_0 T_z P_i} = 0,165$$

$$\text{Індикаторний ККД: } \eta_i = \frac{3600}{g_i \cdot Q_H} = \frac{3600}{0,162 \cdot 42700} = 0,52$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа: $P_e = P_i \cdot \eta_M = 2,11 \cdot 0,95 = 2,005$

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

$$g_e = g_i / \eta_k = 0,162 / 0,95 = 0,171$$

Ефективний ККД двигуна: $\eta_e = \eta_i \eta_M = 0,52 \cdot 0,95 = 0,494$

Визначення дійсного π_k компресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата повітря через компресор, кг/с:

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_C^2}{4} \right) \cdot S_C \cdot \left(\frac{P_S \cdot 10^6}{R \cdot T_S} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \varphi_a = \left(\frac{3,14 \cdot 0,5^2}{4} \right) \cdot 2 \cdot \left(\frac{0,278 \cdot 10^6}{287 \cdot 345} \right) \cdot 0,851 \cdot 6 \cdot 1 \cdot \left(\frac{120}{60} \right) \cdot 1,35 = 7,75$$

					КРБ.6.135.42113.01.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

де $R=287$ Дж/(кг·К) – універсальна газова стала для повітря.

$$\text{Витрата газів через турбіну, кг/с: } G_t = G + g_e \cdot \frac{N_e}{3600} = 8,11$$

$$\text{Тиск газу перед турбіною, МПа: } P_t = 0,9 \cdot P_k = 0,9 \cdot 0,28 = 0,252$$

$$\text{Температура газу перед турбіною, К: } T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b}\right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 762,5$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль:

$$M_s = \left(\frac{C}{12}\right) + \left(\frac{H}{2}\right) + [0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0,79 \cdot \alpha \cdot L_0) = \left(\frac{0,87}{12}\right) + \left(\frac{0,126}{2}\right) + [0,21 \cdot (2,9 - 1) \cdot 1,242] + (0,79 \cdot 2,9 \cdot 1,242) = 1,274$$

Універсальна газова стала для відпрацьованих газів, Дж/(кг·К):

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461,6} + \frac{0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259,8} + \frac{0,79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296,8}} = \frac{1}{\frac{0,87}{12 \cdot 1,274 \cdot 189} + \frac{0,126}{2 \cdot 1,274 \cdot 461,6} + \frac{0,21 \cdot (2,9 - 1) \cdot 1,242}{1,274 \cdot 259,8} + \frac{0,79 \cdot 2,9 \cdot 1,242}{1,348 \cdot 296,8}} = 287,5$$

Показник адіабати розширення газу у турбіні:

$$k_t = \frac{(a_{gb} + b_b \cdot T_t) + 8,314}{a_{gb} + b_b \cdot T_t} = 1,378$$

Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі:

$$\pi_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1}\right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0,88 \cdot P_k}{P_0}\right)^{\frac{k_t-1}{k_t}}} \cdot \eta_{t.m.} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t \right]}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_g}{k_g - 1}\right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = \left[1 + \frac{\left(\frac{1,378}{1,378 - 1}\right) \cdot 287,5 \cdot 762,5 \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0,88 \cdot 0,28}{0,10}\right)^{\frac{1,378-1}{1,378}}} \cdot 0,95 \cdot 0,82 \cdot 8,11 \right]}{7,75 \cdot 287 \cdot 323 \cdot \left(\frac{1,4}{1,4 - 1}\right) \cdot \frac{1}{0,8}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 2,808$$

Дійсний тиск наддуву

$$P_{kd} = \pi_k \cdot P_0 = 2,808 \cdot 0,1013 = 0,2813 \text{ МПа}$$

					КРБ.6.135.4211з.01.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

Порівняння заданого та отриманого тиску надуву:

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \cdot 100\% = \frac{0,2813 - 0,28}{0,2813} \cdot 100\% = 0,458\%$$

Помилка по P_k не перевищує допустиму 0,5%.

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. (рис 3.15)

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 3.2. Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$	V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	12,44		8,09	0,53	1,30
1,00	9,06	12,44	8,74	0,47	1,18
1,55	5,00	11,09	9,40	0,43	1,07
2,20	3,09	7,03	10,05	0,39	0,98
2,86	2,17	5,02	10,71	0,36	0,91
3,51	1,64	3,84	11,36	0,34	0,84
4,16	1,30	3,08	12,01	0,33	0,78
4,82	1,06	2,55	12,67	0,29	0,73
5,47	0,89	2,16	13,32	0,27	0,68
6,13	0,77	1,87	13,98	0,25	0,64
6,78	0,67	1,64	14,63	0,23	0,60
7,43	0,59	1,45	14,50		0,23

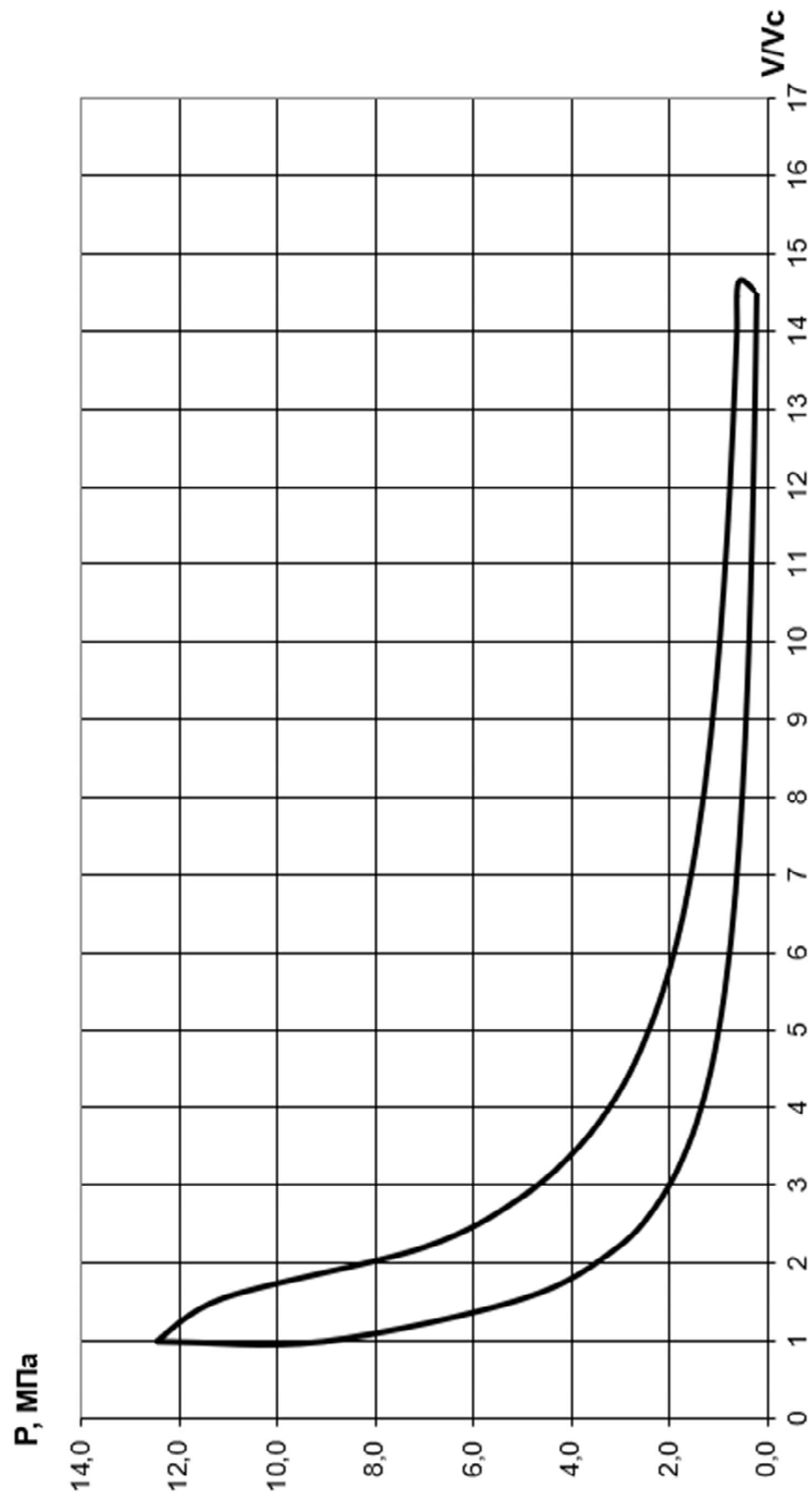


Рис. 3.15. Індикаторна діаграма

Висновки по розділу 3

Розгляд окремих деталей двигуна, надає більш чітке уявлення про особливості роботи, а системи поєднують їх і визначають рух та граничнодопустимі та робочі параметри. При розрахунках отримані як індикаторні так і ефективні параметри, що розглядаються першочергово при передпроектній проробці: тиск, питома витрата пального, ККД Чисельні значення для експлуатаційних умов роботи 6S50ME-C8.5 вони наступні:

індикаторні: тиск – 2,11 МПа, витрата пального - 0,165 кг/кВт·год, ККД – 0,52, а ефективні відповідно: 2,005 МПа, 0,171 кг/кВт·год та 0,494.

					КРБ.6.135.4211з.01.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4211з.01.04.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата					
					Розрахунок характеристик суднового допоміжного котла Alfa Laval Aalborg AQ-10/12		Літ	Аркуш	Аркушів
Студент		Діденко А.В.							
Керівник		Кузнецова С.А.					НУК імені адмірала Макарова		
Зав.кафедри		Личко Б.М.							

РОЗДІЛ 4 Розрахунок характеристик суднового допоміжного котла Alfa Laval Aalborg AQ-10/12

4.1 Загальний устрій котла

Котел AQ-10/12W зроблений на основі відомого AQ-12, який працював тільки на мазуті. Модернізований AQ-10/12W має таку ж водотрубну компоновку, однак зі збільшеною топкою та стаціонарними сажообдувальними пристроями. AQ-10/12W виробляє насичений пар тиском 1 МПа у діапазоні паропроductивності від 0.6 до 6.3 т/год та працює на дизельному паливі, мазуті чи маслі [10].

Для допоміжних котлів малої продуктивності типу Aalborg Ind. AQ-10/12, які виробляють тільки насичений пар тиском 1 МПа, установка хвостових поверхонь нагріву вважається недоцільною. У відповідності до завдання, котел повинен виробляти насичену пару, тому складається лише з однієї випарної поверхні без пароперегрівника. Загальний вид котла наведено на рис. 4.1.



Рис. 4.1. Загальний вид котла Aalborg AQ-10/12

Топковий пристрій котла Aalborg AQ-10/12. Котли Aalborg Ind. AQ-10/12 комплектуються топковим пристроєм Aalborg KB-W 150W - 550W. Даний

					КРБ.6.135.4211з.01.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

топковий пристрій повністю автоматизований, конструкція компактна, надійна та проста у обслуговуванні.[]

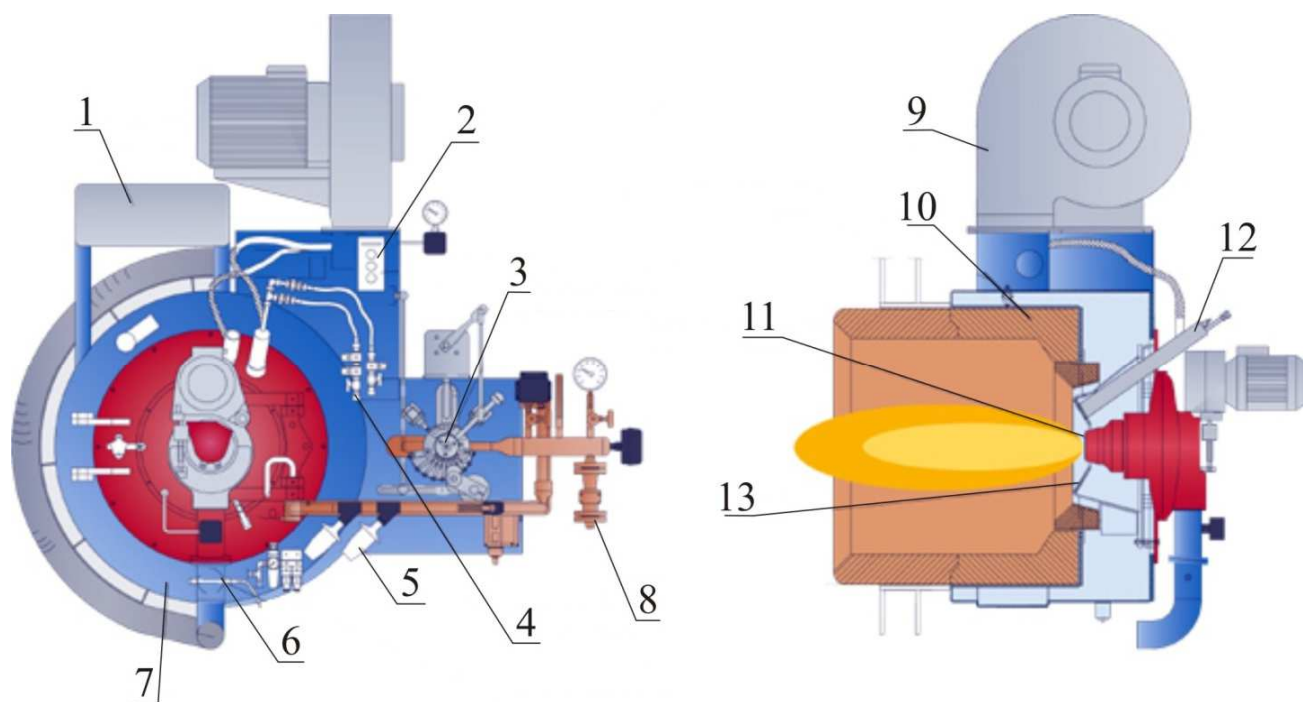


Рис.4.2 Топковий пристрій KB-W 150W - 550W:

1 – змішувальна коробка; 2 – блок ручного керування; 3 – регулятор сумішоутворення; 4 – блок вхідного запалювання; 5 – запірні клапани для палива; 6 – повітряної заслонка камери змішування; 7 – повітряна коробка; 8 – подача палива; 9 – топковий вентилятор; 10 – повітряна заслонка топки; 11 – відцентрова форсунка зі стаканом; 12 – блок запалювання; 13 – турбулізатор

Діапазон потужностей 0,4-4,4 МВт, при ККД 0,89.

Конструкція заснована на багаторічному досвіді Aalborg Industries у виготовленні суднових котлів та технологіях спалювання різних типів палива, забезпечуючи оптимальну продуктивність пальника для різних умов експлуатації.

Принцип роботи даного ротаційного топкового пристрою KB-W 150W - 550W заснований на розпиленні під дією відцентрової сили. Розпилюючий стакан приводиться до руху дисково-ремінним пристроєм, що обертається на великій швидкості. Паливо змушено поступово, під дією відцентрових сил, рухатися вперед, доки не буде скинуто з ободу стакану у вигляді тонкої однорідної плівки. Первинне повітря з високою швидкістю подається навколо

стакану, і впливаючи на паливну плівку, розбиває її на дрібнодисперсний потік, який вводиться до зони горіння. Вторинне повітря, необхідне для завершення процесу горіння, подається під примусовою тягою вентилятора через повітряний короб та повітронаправляючий пристрій пальника. Як правило, топковий пристрій KB-W 150W - 550W оптимально працює при в'язкості палива 45 сСт. [10].

4.2 Вибір компоувальної схеми котла

Вибір компоувальної схеми котла (рис 4.3), тобто складу поверхонь нагріву і послідовності їх розташування по газоповітрянному тракту, а також схеми з'єднання цих елементів по пароводяної стороні, повинен виконуватися на основі даних завдання на проектування. При цьому мають бути опрацьовані наступні питання:

- схема компоування випарної поверхні;
- схема розташування пароперегрівника;
- необхідність установки хвостових поверхонь;
- конструктивні особливості цих поверхонь.

Схема компоування випарної поверхні котла Aalborg AQ-10/12. розроблена з урахуванням максимальної теплопередачі та компактності конструкції, що критично важливо для суднових умов. Випарна поверхня складається з пучка водяних труб, розташованих у топковій камері.

Конструктивні особливості поверхонь нагріву котла Aalborg AQ-10/12 враховують суднові умови експлуатації. Випарні труби виготовляються з вуглецевої сталі з товщиною стінок, розрахованих на тиск до 12 бар і температуру до 300 °С, що забезпечує довговічність при корозійному впливі морського середовища. Топка має циліндричну форму з водяним охолодженням стінок, що зменшує теплові втрати та захищає корпус від перегріву. [10]

					КРБ.6.135.4211з.01.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

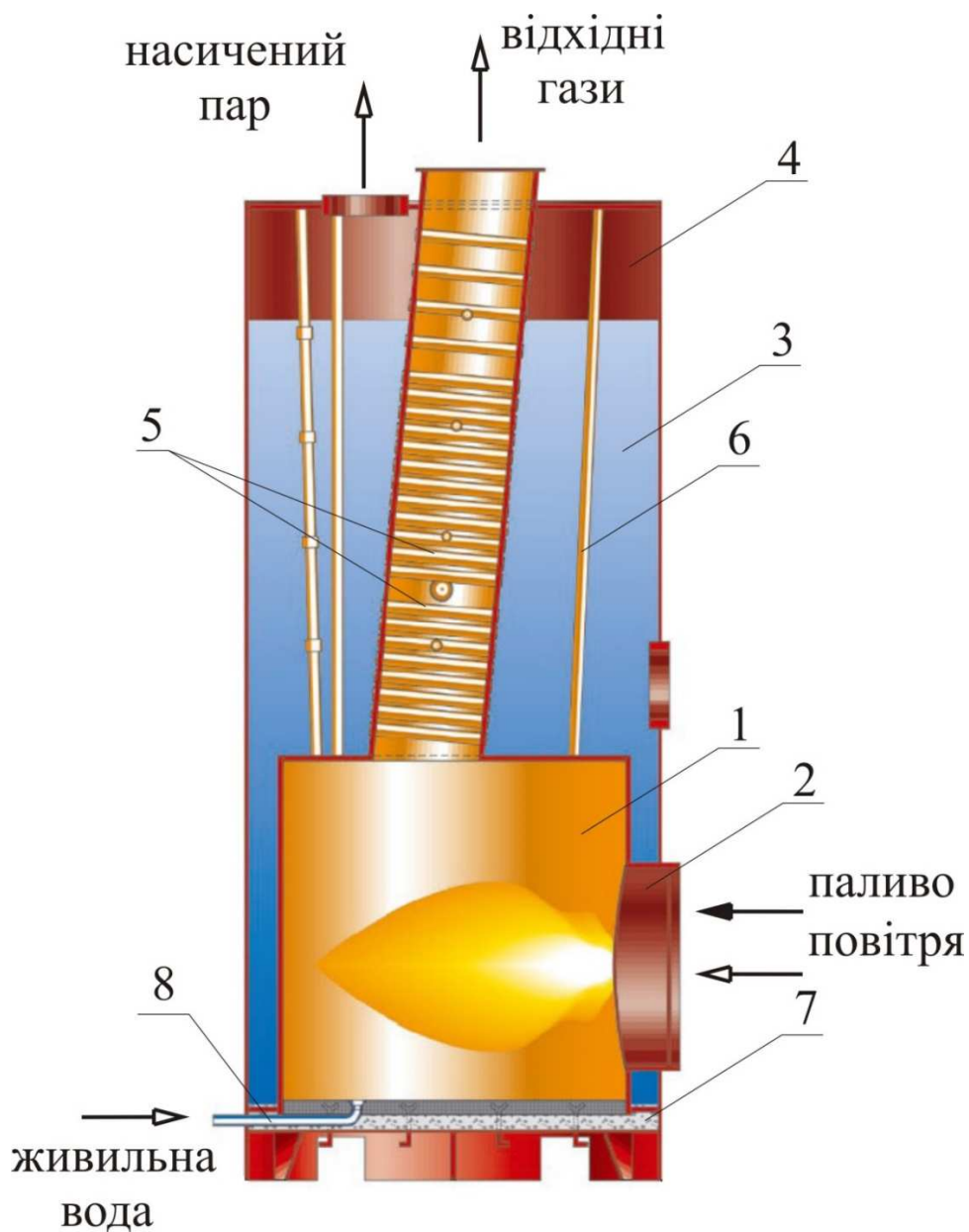


Рис.4.3 Компонувальна схема котла Aalborg AQ-10/12:

- 1 – топка; 2 – топковий пристрій; 3 – водяний простір; 4 – паровий простір;
 5 – конвективна поверхня нагріву; 6 – довгі зв'язки; 7 – теплова ізоляція топки;
 8 – патрубок живильної води.

4.3 Розрахунок процесу горіння

У таблиці 4.1 наведені початкові дані для розрахунку процесу горіння. З урахуванням рекомендацій [15]

Таблиця 4.1 Початкові дані для розрахунку процесу горіння

№	Показник	Позначення	Одиниця виміру	Формула або джерело	Величина
1	2	3	4	5	6
1	Паропроодуктивність котла:	$D_{н.п}$	кг/с	[1]	0,417 (1,5 т/год)
2	Тиск насиченої пари:	P_s	МПа	[10]	1,0
3	Температура насиченої пари:	t_s	°С	[12]	180
4	ККД котла:	η	%	[10]	89
5	Температура живильної води:	$t_{п.в}$	С	[10]	60
6	Температура повітря на вході до топки:	$t_{х.в}$	°С	[15]	45
7	Коефіцієнт надлишку повітря:	α	-	[15]	1,1
8	Кількість форсунок:	$N_{форс}$	шт.	[15]	1
9	Марка палива:	-	-	[1]	HFO (M40C)
10	Нижча теплота згоряння палива:	$Q_{н.р.}$	кДж/кг	[15]	$40,4 \cdot 10^3$
11	Витрата розпилюючої пари на форсунку:	$G_{ф}$	кг/кг	[15]	0,04
12	Тиск розпилюючої пари:	$p_{ф}$	МПа	[15]	0,3
13	Вологовміст атмосферного повітря:	d	кг/кг	[15]	0,01

В табл. 4.2 наведено розрахунок кількості повітря та продуктів згоряння.

Таблиця 4.2 Розрахунок кількості повітря та продуктів згоряння

№	Показник	Позначення	Одиниця виміру	Формула або джерело	Величина
1	2	3	4	5	6
1	Склад палива на робочу масу:	C_p	%	табл. «Характеристики палива» [15]	83,3
	H_p	%		10,5	
	S_p	%		3,5	
	O_p	%		0,58	
	A_p	%		0,12	
	W_p	%		2,0	
2	Теоретична кількість сухого повітря:	V_o	м³/кг	$V_o = 0,889(C_p + 0,375S_p) + 0,265H_p - 0,0333O_p$	10,285
3	Об'єм триатомних газів:	V_{RO2}	м³/кг	$V_{RO2} = 0,0187(C_p + 0,375S_p)$	1,58
4	Теоретичний об'єм водяної пари:	V_{H2O}	м³/кг	$V_{H2O} = 0,111H_p + 0,0124W_p + 1,24G_{ф} + 1,6d \cdot \alpha \cdot V_o$	1,44

Арк.

КРБ.6.135.4211з.01.04.ПЗ

Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата

1	2	3	4	5	6
5	Теоретичний об'єм водяної пари при $\alpha = 1$:	$V_{H_2O}^o$	м ³ /кг	$V_{H_2O}^o = 0,111H_p + 0,0124W_p + 1,24G_\phi + 1,6d \cdot \alpha$	1,4
6	Теоретичний об'єм азоту при $\alpha = 1$:	$V_{N_2}^o$	м ³ /кг	$V_{N_2}^o = 0,79V_o$	8,13
7	Теоретичний об'єм кисню:	$V_{O_2}^o$	м ³ /кг	$V_{O_2}^o = 0,21(\alpha - 1)V_o$	0,43
8	Теоретичний об'єм продуктів згоряння при $\alpha = 1$:	V_r^o	м ³ /кг	$V_r^o = V_{RO_2} + V_{N_2}^o + V_{H_2O}^o$	11,1
9	Дійсний об'єм продуктів згоряння	V_r	м ³ /кг	$V_r = V_{RO_2} + V_{N_2}^o + V_{H_2O}^o + (1 + 1,6d) \cdot (\alpha - 1)V_o$	13,2
10	Об'ємні частки триатомних газів:	r_{RO_2}	-	$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_r}$	0,12
11	Об'ємні частка водяної пари:	r_{H_2O}	-	$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}^o}{V_r}$	0,11
12	Об'ємна частка суми триатомних газів:	r_{Π}	-	$r_{\Pi} = r_{RO_2} + r_{H_2O}$	0,23

Розрахунок ентальпій повітря та продуктів згоряння. Розрахунок проводиться в табличній формі з побудовою I - T – діаграми. Результати розрахунків наведено у таблиці 4.3. I - t діаграму продуктів згоряння показано на рис.4.4.

Таблиця 4.3. Розрахунок для побудови I - t діаграми

$t, ^\circ C$	V_{RO_2}		$V_{N_2}^o$		$V_{H_2O}^o$		$I_{\text{пов}}^o$	I_r^o	I_r
	c_{RO_2}	$V_{RO_2} c_{RO_2}$	c_{N_2}	$V_{N_2}^o c_{N_2}$	c_{H_2O}	$V_{H_2O}^o c_{H_2O}$			
100	1,7	2,715	1,29	10,626	1,32	2,13	1375	1547	1685
200	1,787	2,854	1,3	10,657	1,52	2,157	2765	3134	3410
400	1,93	3,08	1,31	10,79	1,56	2,22	5624	6440	7000
600	2,04	3,26	1,34	10,99	1,62	2,28	8613	9923	10780
1000	2,2	3,52	1,4	11,4	1,72	2,44	14920	17370	18860
1400	2,31	3,69	1,44	11,76	1,83	2,59	21550	25270	27430
1800	2,39	3,82	1,47	12,04	1,92	2,72	28360	33450	36290
2200	2,45	3,91	1,5	12,26	2,0	2,83	35310	41810	45340

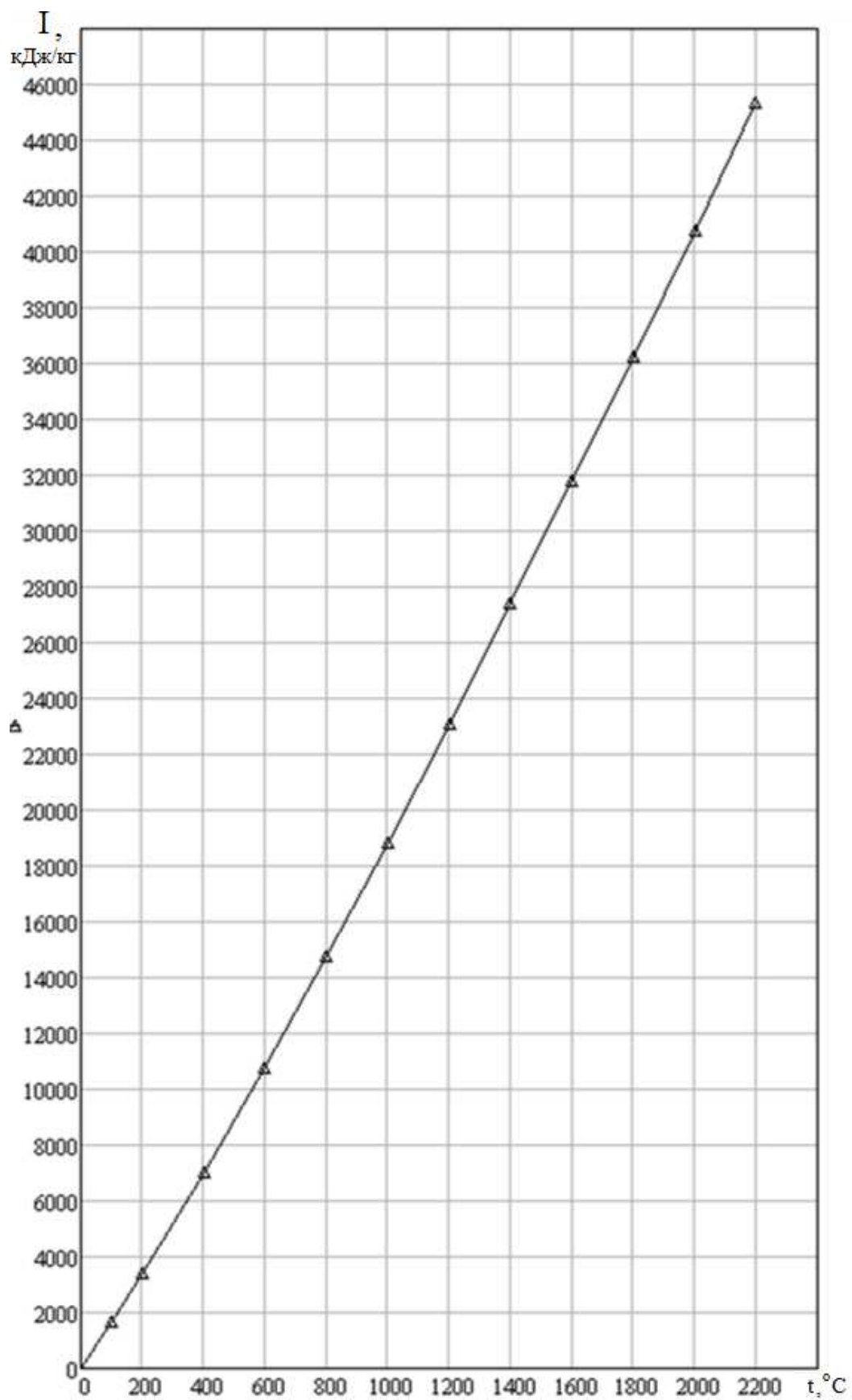


Рис.4.4 I - t діаграма продуктів згоряння

Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата

КРБ.6.135.4211з.01.04.ПЗ

Арк.

4.4 Тепловий баланс котла

Розрахунок теплового балансу котла наведено за методикою [15] в табличній формі.

Таблиця 4.4. Розрахунок теплового балансу котла

№	Показник	Позначення	Одиниця виміру	Формула або джерело	Величина
1	Температура підігріву палива	$t_{т.л}$	°C	[15]	115
2	Теплоємності при температурі повітря на вході в топку: сухого повітря: водяної пари:	$c_{с.пов}$ c_{H_2O}	кДж/м³	[12]	1,299 1,499
3	Теплоємність палива:	$c_{пал}$	кДж/ м³ К	$c_{пал} = 1,74 + 0,0025t_{пал}$	2,027
4	Ентальпії: холодного повітря розпилюючої пари фізична теплота палива насиченої пари живильної води	$I_{х.пов}$ $i_{ф}$ $i_{пал}$ $i_{н.п}$ $i_{ж.в}$	кДж/кг	$I_{х.пов} = \alpha \cdot V_o (c_{с.пов} + 1,6c_{H_2O} \cdot d) t_{х.пов}$ [13] $i_{пал} = c_{пал} \cdot t_{пал}$ [13] [12]	679,9 2725 233,1 2777 251
5	Теплота, що вноситься розпилюючим паром:	$Q_{ф}$	кДж/кг	$Q_{ф} = G_{ф}(i_{ф} - 2500)$	8,99
6	Наявна теплота:	$Q_{р.р}$	кДж/кг	$Q_{р.р} = Q_{н.р} + i_{пал} + Q_{ф}$	40640
7	Відносні втрати тепла від хімічної неповноти згоряння: від зовнішнього охолодження: з відхідними газами:	q_3 q_5 q_2	кДж/кг	[15] [15] $q_2 = 100 - (\eta_{котла} + q_3 + q_5)$	0,005 0,01 10,98
8	Теплові втрати з відхідними газами	Q_2	кДж/кг	$Q_2 = \left(\frac{q_2}{100}\right) Q_{р.р}$	4465
9	Ентальпія відхідних газів:	$I_{відх}$	кДж/кг	$I_{відх} = Q_2 + I_{х.пов}$	5144
10	Температура відхідних газів:	$t_{відх}$	°C	з I-T – діаграми рис.4.4	297,9
11	Розрахункова витрата палива	$B_{розр}$	кг/с	$B_{розр} = \frac{D_{н.п}(i_{н.п} - i_{ж.в})}{Q_{р.р} \left(\frac{\eta_{котла}}{100}\right)}$	0,05
12	Коефіцієнт збереження теплоти	ϕ		$\phi = 1 - \frac{q_5}{\eta_{котла} + q_5}$	0,970

4.5. Тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь

Таблиця 4.5. Дані для розрахунку теплообміну в топці та побудови компоновального ескізу

№	Показник	Позначення	Одиниця виміру	Формула або джерело	Величина
1	2	3	4	5	6
1	Теплонапруга топкового простору	$q_{\text{топки.квт}}$	кВт/м ³	[10,15]	900
2	Об'єм топки	$V_{\text{топки}}$	м ³	$V_{\text{топки}} = \frac{B_{\text{розр}} Q_{\text{р.р.}}}{q_{\text{топки.квт}}}$	2,25
3	Розрахункова продуктивність однієї форсунки	$B_{\text{форс}}$	кг/с	$B_{\text{форс}} = \frac{B_{\text{розр}}}{N_{\text{форс}}}$	0,05
4	Діаметр котла	D	м	[10]	1,6
5	Діаметр топки	$D_{\text{т}}$	м	$D_{\text{т}} = D - 0,3$	1,3
6	Висота топки	$H_{\text{т}}$	м	$H_{\text{т}} = \frac{4V_{\text{топки}}}{3,14D_{\text{т}}^2}$	1,7

Згідно даних каталогу заводу виробника обрано габарити котла, які представлено на рис.4.5.

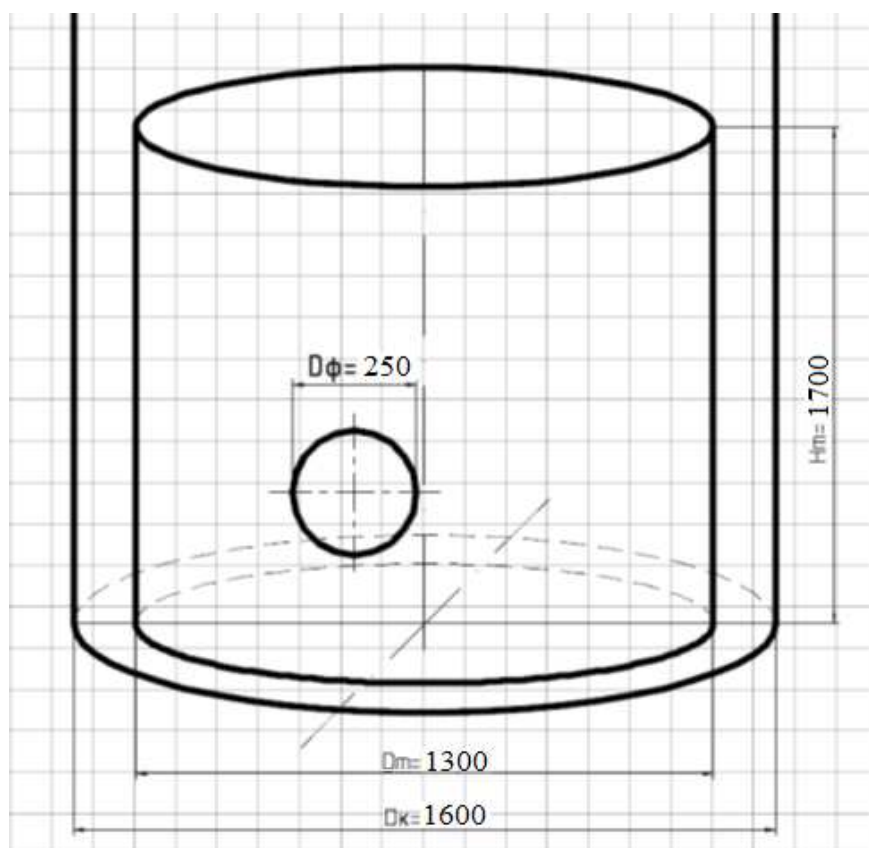


Рис. 4.5 Побудова ескізу топки

Продовження Табл. 4.5.

1	2	3	4	5	6
8	Витрата повітря через отвір фурми:	V_{ϕ}	м ³ /с	$V_{\phi} = \left(\frac{\alpha \cdot V_0 \cdot B_{\phi} (t_{x, \text{пов}} + 273)}{273} \right)$	0,598
9	Швидкість повітря через отвір фурми	ω'_{ϕ}	м/с	[15]	12
10	Живий перетин фурми	f'_{ϕ}	м ²	$f'_{\phi} = \frac{V_{\phi}}{\omega'_{\phi}}$	0,05
11	Розрахунковий діаметр фурми	d'_{ϕ}	м	$d'_{\phi} = \sqrt{\frac{f'_{\phi}}{0,785}}$	0,252
12	Прийнятий діаметр фурми	d_{ϕ}	м	округляємо d'_{ϕ}	0,25
13	Прийнятий перетин фурми	f_{ϕ}	м ²	$f_{\phi} = 0,785 d_{\phi}^2$	0,049
14	Дійсна швидкість повітря через отвір фурми	ω_{ϕ}	м/с	$w_{\phi} = \frac{V_{\phi}}{f_{\phi}}$	12,18
15	Повна площа поверхні топки:	$F_{T, \text{полн}}$	м ²	$F_{T, \text{полн}} = 3,14 D_T H_T + \frac{2\pi D_T^2}{4}$	8,36
16	Променесприймальна площа поверхні нагріву топки	$F_{T, \text{пром}}$	м ²	$F_{T, \text{пром}} = \left(3,14 D_T H_T - \frac{\pi d_{\phi}^2}{2} \right) + \frac{\pi D_T^2}{4}$	6,77
17	Ступінь екранування топки	$\phi_{\text{топки}}$	-	$\phi_{\text{топки}} = \frac{F_{T, \text{пром}}}{F_{T, \text{полн}}}$	0,81
18	Ефективна товщина випромінюючого шару топки	$S_{\text{топки}}$	м	$S_{\text{топки}} = 3,6 \frac{V_{\text{топки}}}{F_{\text{топки}}}$	0,96

Таблиця 4.6. Розрахунок теплообміну в топці

№	Показник	Позначення	Одиниця виміру	Формула або джерело	Величина
1	2	3	4	5	6
1	Ентальпія газів при адіабатній температурі	I_a	кДж/кг	$I_a = Q_{p.p}(1 - q_3) + I_{x, \text{пов}}$	40915
2	Адіабатна температура газів	t_a	°С	з I - T діаграми	1980
3	Адіабатна температура газів	T_a	К	$T_a = t_a + 273$	2253
4	Температура газів на виході із топки	t'_T	°С	[15]	655
5	Температура газів на виході із топки	T_T	К	$T_T = t'_T + 273$	928
6	Тиск в топці	p_T	МПа	[15]	0,1
7	Ентальпія газів на виході із топки	I_T	кДж/кг	з I - T діаграми	12690
8	Середня сумарна теплоємність газів	ΣV_c	кДж/кг К	$\Sigma V_c = \frac{I_a - I_T}{t_a - t_T}$	21,73

Арк.

КРБ.6.135.42113.01.04.ПЗ

Зм. Арк. № Документа Підпис Дата

1	2	3	4	5	6
9	Коефіцієнт ослаблення променів: сажистими частками: триатомними газами:	k_c k	1/МПа м	$k_c = 0,3(2 - \alpha) \cdot \left[1,6 \cdot \left(\frac{T_T}{1000} \right) - 0,5 \right] \cdot \frac{C_p}{H_p}$ $k = \left[\left(\frac{2,47 + 5,06 r_{H_2O}}{r_n p_m s_{\text{топки}}} \right) - 1 \right] \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T_T}{1000} \right) \cdot r_n$	1,88 3,21
10	Ступінь чорноти: триатомних газів: випромінюючого полум'я:	a_T $a_{\text{св}}$	$a_T = 1 - e^{-k p_m s_{\text{топки}}}$ $a_{\text{св}} = 1 - e^{-(k - k_c) p_m s_{\text{топки}}}$		0,226 0,333
11	Коефіцієнт усереднення (приймаємо): $q_{\text{топки.квт}} < 400 \text{ кВт/м}^2$: $q_{\text{топки.квт}} > 1160 \text{ кВт/м}^2$: для проміжних значень по формулі	m	$m = 0,308 + 0,595 q_v \cdot 10^{-3}$		1,0 0,55
12	Ефективність ступеня чорноти факела:	a_ϕ	$a_\phi = m \cdot a_{\text{св}} + (1 + m) \cdot a_T$		0,784
13	Коефіцієнт забруднення труб (приймаємо) :	ξ	[15]		0,4
14	Ступінь чорноти топки:	a_T	$a_T = \frac{a_\phi}{a_\phi + (1 - a_\phi) \cdot \xi \cdot \phi_{\text{топки}}}$		0,918
15	Критерій Больцмана:	B_o	$B_o = \frac{\phi \cdot B_{\text{розр}} \cdot \sum V_c}{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot \xi \cdot F_{T_ПРОМ} \cdot T_a^3}$		2,59
16	Температура газів на виході з топки: безрозмірна у чмсловому вигляді:	Θ t_T	°C	$\Theta = \frac{B_o^{0,6}}{0,69 \cdot a_T^{0,6} + 1,03 \cdot B_o^{0,6}}$ $t_T = \Theta \cdot T_a - 273$	0,714 653,6
17	Розрахункова ентальпія газів на виході із топки:	I_T	кДж/кг	з I-T діаграми	12680
18	Теплова потужність променесприймаючої поверхні топки:	Q_L	кВт	$Q_L = \phi(I_a - I_T) B_{\text{розр}}$	323,9
19	Похибка (не повинна перевищувати 10°C)		°C	$t_T - t_T$	1,4

Таблиця 4.7. Конструктивний розрахунок конвективного притопкового пучка

1	Внутрішній діаметр труб	d	м	[10]	0,032
2	Крок труб : поперечний: поздовжній:	s_1 s_2	м	[10]	0,06 0,04
3	Повна довжина труб димогарного пучка труб	l	м	Приймаємо з ескізу та узгоджуємо з габаритами котла та топки	2,0
4	Теплова потужність паротвірного пучка :	Q_p	кВт	$Q_p = D_{\text{н.п}} \cdot (i_{\text{н.п}} - i_{\text{ж.в}}) - Q_L$	726

1	2	3	4	5	6
5	Середня температура газів в пучку:	$t_{\text{п}}$	°C K	$t_{\text{п}} = \frac{t_{\text{вдх}} + t_{\text{т}}}{2}$	482,2 755,2
6	Середня швидкість газів в пучку:	$\omega_{\text{г}}$	м/с	[15]	35
7	Коефіцієнт теплопровідності газів:	$\lambda_{\text{г}}$	Вт/м К	[15]	0,064
8	Коефіцієнт кінематичної в'язкості газів:	$\nu_{\text{г}}$	м²/с	[15]	$7,03 \cdot 10^{-5}$
9	Критерій Прандтля газів:	$Pr_{\text{г}}$	[12]		0,623
10	Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією:	$\alpha_{\text{к}}$	Вт/м² К	$\alpha_{\text{к}} = \left(\frac{\lambda_{\text{г}}}{d}\right) \cdot \left(\frac{\omega_{\text{г}} d}{\nu_{\text{г}}}\right) Pr_{\text{г}}^{0,33} C_z C_s$ $\sigma_1 = \frac{s_1}{d}; \sigma_2 = \frac{s_2}{d}; \phi_{\sigma} = \frac{(\sigma_1 - 1)}{(\sigma_2 - 1)}$ $C_s = 0,34 \phi_{\sigma}^{0,1} = 0,385$	108,2
11	Густина теплового потоку поверхні нагріву пучка:	$q_{\text{п}}$	Вт/ м²	[15]	25000
12	Коефіцієнт забруднення труб пучка	ε	м²/К Вт	[15]	$8 \cdot 10^{-3}$
13	Температура зовнішньої поверхні забруднюючого шару:	$t_{\text{забр}}$	°C	$t_{\text{забр}} = t_{\text{с}} + \varepsilon \cdot q_{\text{п}}$	370,4
14	Температура зовнішньої поверхні забруднюючого шару:	$T_{\text{забр}}$	К	$T_{\text{забр}} = t_{\text{забр}} + 273$	643,4
15	Ефективна товщина випромінюючого шару	$s_{\text{еф}}$	м	$s_{\text{еф}} = 0,9d \left[\left(\frac{4s_1 s_2}{\pi d^2} \right) - 1 \right]$	0,057
16	Коефіцієнт ослаблення променів три-атомними газами:	$k_{\text{п}}$	1/МПа м	$k_{\text{п}} = \left[\left(\frac{2,47 + 5,06 r_{\text{п}} p_{\text{т}} s_{\text{торки}}}{r_{\text{п}} p_{\text{т}} s_{\text{торки}}} \right) - 1 \right] \cdot$ $\cdot \left(1 - 0,37 \frac{T_{\text{т}}}{1000} \right)$	3,52
17	Ступінь чорноти триатомних газів:	$a_{\text{г.п}}$	$a_{\text{г.п}} = 1 - e^{-k_{\text{п}} p_{\text{т}} s_{\text{торки}}}$		0,245
18	Коефіцієнт тепловіддачі: випромінюванням триатомних газів: від газів до стінки:	$\alpha_{\text{л}}$ α_1	Вт/ м² К	$\alpha_{\text{л}} = 5,1 \cdot 10^{-8} a_{\text{г.п}} T_{\text{п}}^3 \frac{1 - \left(\frac{T_{\text{забр}}}{T_{\text{п}}}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_{\text{забр}}}{T_{\text{п}}}}$ $\alpha_1 = \alpha_{\text{л}} + \alpha_{\text{к}}$	15,2 123,4
19	Коефіцієнт теплової ефективності:	ψ	Приймаємо [15]		0,49
20	Коефіцієнт теплопередачі:	k	Вт/ м² К	$k = \psi(\alpha_{\text{л}} - \alpha_{\text{к}})$	60,4
21	Температурний напор:	Δt	°C	$\Delta t = \frac{t_{\text{т}} - t_{\text{вдх}}}{\frac{\ln(t_{\text{т}} - t_{\text{с}})}{\ln(t_{\text{вдх}} - t_{\text{с}})}}$	525,4
22	Розрахункова поверхня нагріву паротвірного пучка:	$H_{\text{п}}$	м²	$H_{\text{п}} = Q_{\text{п}} \frac{10^3}{k \cdot \Delta t}$	22,9

1	2	3	4	5	6
23	Розрахункова кількість труб у пучку:	z	шт	$z = \frac{H_{\text{п}}}{\pi \cdot d \cdot l}$	113,9
24	Прийнята кількість труб у пучку (округляємо):	$z_{\text{пр}}$	шт	округляємо z	114
25	Прийнята поверхня нагріву притопкового пучка:	$H_{\text{п.пр}}$	м ²	$H_{\text{п.пр}} = \pi \cdot d \cdot l \cdot z_{\text{пр}}$	23

Результатом розрахунку стало отримання значень площі поверхні теплообміну паротвірного пучка, кількості труб у пучку. За отриманими даними виконано креслення поздовжнього та поперечного перерізу допоміжного парового котла.

Висновки по розділу 4

Можливість компоновання котлів, визначення габаритів топки та теплообмінної поверхні дозволяє ліпше усвідомлювати основні процеси у цих елементів та отримати досвід у проектуванні. За розрахунками повна площа поверхні топки – 8,36 м², а діаметр топки 1,3 м та висота топки 1.7 м. Конвективна теплообмінна поверхня притопкового пучка має площу 23 м², що складається з 114 труб діаметром 0,032 м.

					КРБ.6.135.4211з.01.05.ПЗ					
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата						
					Визначення характеристик загальносуднової системи осушення			Літ	Аркуш	Аркушів
Студент		Діденко А.В.								
Керівник		Кузнецова С.А.						НУК імені адмірала Макарова		
Зав.кафедри		Личко Б.М.								

Розділ 5 Визначення характеристик загальносуднової системи осушення

5.1 Розробка розгорнутої принципової схеми

Осушувальна система судна призначена для видалення води з внутрішніх відсіків, що може потрапити туди внаслідок аварій, таких як пробійни в корпусі, затоплення через штормові умови, або через технологічні процеси, наприклад, конденсацію в трюмах. Ця система є критично важливою для забезпечення плавучості судна, збереження вантажів та устаткування, а також безпеки екіпажу. Особливо важливу роль осушувальна система відіграє на судах-автомобілевозах, таких як «TANG HONG», де вантажні відсіки є пріоритетними, оскільки вони займають більшу частину судна та містять вантаж (автомобілі) чутливий до вологи, яка може спричинити корозію або пошкодження електроніки.

Осушувальна система проектується відповідно до вимог Регістру судноплавства України [16]. Вона включає кілька ключових елементів: осушувальні насоси, магістральний трубопровід з відростками, всмоктувальні клапани (кінгстони), розподільні ящики та запірну арматуру. Система забезпечує видалення води з трюмів, машинних відділень, тунелів гребного вала, а також інших відсіків, де можливе накопичення води. В даному розділі проектування осушувальної системи здійснюється без урахування машинного відділення.

Основні елементи системи: осушувальні насоси, магістральний трубопровід, кінгстони та розподільні ящики, запірна арматура.

В якості осушувальних зазвичай використовуються відцентрові насоси, які встановлюються в машинному відділенні. Для підвищення надійності система включає основний і резервний насоси. Один насос може бути підключений до кінгстонного ящика машинного відділення, інший – до окремого розподільчого ящика, розташованого в районі тунелю гребного вала.

Магістральний трубопровід проектується як кільцевий для забезпечення безперебійної роботи навіть при пошкодженні однієї з ділянок. Трубопровід прокладається вздовж судна, зазвичай під палубою трюму, з відростками до

					КРБ.6.135.4211з.01.05.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

кожного відсіку. На магістралі встановлюються роз'єднувальні клапани для ізоляції ділянок у разі аварії.

Кожен відсік обладнаний всмоктувальними клапанами, які дозволяють насосу забирати воду з конкретного трюму. Розподільні ящики забезпечують контрольований забір води та запобігають її перетіканню між відсіками.

Запірна арматура використовується для управління потоками води, дозволяючи ізолювати окремі відсіки або перенаправляти воду до насосів.

Осушувальна система працює наступним чином: при виявленні води в відсіку (за допомогою датчиків рівня води або вручну) оператор активує осушувальний насос. Насос через всмоктувальні клапани забирає воду з відповідного відсіку та через магістральний трубопровід викидає її за борт через випускний клапан, розташований вище ватерлінії. Для запобігання зворотному току води встановлюються зворотні клапани. У деяких системах передбачена можливість перекачування води між відсіками для вирівнювання крену судна.

Осушувальна система застосовується для видалення забортної води, дощової води, а також конденсату з трюмів. Однак її не можна використовувати для видалення нафтопродуктів, оскільки це може призвести до забруднення моря, що заборонено міжнародними екологічними нормами (наприклад, MARPOL 73/78). [17] У таких випадках використовуються спеціальні сепаратори або насоси для брудної води.

Осушувальна система є невід'ємною частиною суднової інфраструктури, забезпечуючи безпеку та стійкість судна в екстремальних умовах.

Вимоги Регістра, що пред'являються до системи. Основні вимоги Регістру до осушувальної системи судна [16] представлено нижче.

На кожному самохідному судні слід встановлювати не менше двох осушувальних насосів з механічним приводом. Осушувальні відцентрові насоси повинні бути самовсмоктуючими, або система повинна обладнуватися повітровідсмоктуючим пристроєм. Повинні бути передбачені прилади для вимірювання тиску всмоктування і тиску нагнітання кожного осушувального насоса.

					КРБ.6.135.4211з.01.05.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

Розташування осушувальних трубопроводів, а також їх приймальних відростків повинно бути таким, щоб забезпечувалася можливість осушення будь-якого водонепроникного відсіку будь-яким з насосів.

Осушення приміщень, не підключених до осушувальної системи, повинно здійснюватися відведенням в осушуванні приміщення або ручними насосами.

Система повинна бути влаштована так, щоб була відсутня можливість надходження заборотної води всередину судна, а так само води з одного водонепроникного відсіку в інший у разі розриву труби або іншого її пошкодження в будь-якому іншому відсіку внаслідок зіткнення або посадки на мілину. Для цього приймальні клапани відкритих решт осушувальних трубопроводів, що приєднуються безпосередньо до коробок, повинні бути неповоротного типу. Якщо є тільки одна загальна система трубопроводів для всіх насосів, то повинна бути передбачена можливість управління необхідними клапанами, що обслуговують прийомні патрубки, з ділянок, розташованих вище палуби перебірок. Допускаються також інші еквівалентні пристрої.

Кожен тунель валопроводу повинен осушуватися відростком, розташованим у кормовій частині тунелю. У необхідних випадках додаткові осушувальні відростки слід передбачати в носовій частині тунелю.

Засоби осушення повинні бути такими, щоб під час їх роботи інші системи відповідального призначення, включаючи водяну пожежну і осушувальну системи, залишалися б працездатними і готовими до негайного використання.

У вантажних приміщеннях із подвійним дном, що створює бортові ляла, необхідно встановлювати з кожного борту щонайменше по одному приймальному відростку в кормовій частині трюму. Якщо подвійне дно в межах вантажного приміщення тягнеться по всій його ширині, з обох бортів у кормовій частині трюму передбачаються по одному стічному колодязю. Приймальні осушувальні відростки мають бути оснащені приймальними коробками або сітками з отворами розміром 8–10 мм, при цьому сумарна площа перерізу отворів повинна бути не меншою за подвійну площу прохідного перерізу відростка, а коробки та сітки мають бути знімними або забезпечувати можливість їх чищення без розбирання відростка. На суднах для навалочних

					КРБ.6.135.4211з.01.05.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

вантажів осушувальна система повинна бути сконструйована так, щоб зберігати працездатність під час перевезення сипучих вантажів.

5.2 Гідравлічний розрахунок системи

Визначаємо діаметри всмоктуючої магістралі: [16]

$$d_m = 1,68\sqrt{L(B + D)} + 25 = 185 \text{ мм},$$

де L , B , D – довжина, ширина і висота борту судна, відповідно, м

Діаметр відгалужень у вантажних трюмах: [16]

$$d_e = 2,15\sqrt{l(B + D)} + 25 = 106 \text{ мм},$$

де l – довжина відсіку, що осушують, виміряна по його дну.

Приймаємо діаметр всмоктуючої магістралі 200 мм, відгалужень – 125 мм.

Розраховуємо подачу осушувального насоса:

$$Q_{oc} = \frac{\pi d_e^2}{4} v_e = 0,0628 \text{ м}^3/\text{с} \text{ або } 226,1 \text{ м}^3/\text{год}$$

де v_e – швидкість води у всмоктуючій магістралі (приймаємо 2,0 м/с).

Виконаємо перевірку отриманого значення. Подача кожного осушувального насоса повинна бути не менше:

$$Q_{oc}^{mp} = 5,65 \cdot 10^{-3} \cdot d_m^2 = 226 \text{ м}^3/\text{год.} - \text{ умова виконується}$$

Визначаємо діаметр напірної магістралі:

$$d_m = \sqrt{\frac{4Q_{oc}}{\pi v_n}} = 0,178 \text{ м}$$

де v_n – швидкість в напірній магістралі (приймаємо 2,5 м/с).

Приймаємо діаметр напірної магістралі 175 мм.

Попередньо приймаємо до установки в осушувальній системі два насоси 1Д250-125а [18], подачею 240 м³/год. і напором 110 м вод. ст., допустимий кавітаційний запас – 6 м вод. ст.

Гідравлічний розрахунок системи виконаний для найбільш віддаленого від насосу відростка системи. Розрахункова схема ділянки представлена на рис. 5.1.

					КРБ.6.135.4211з.01.05.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

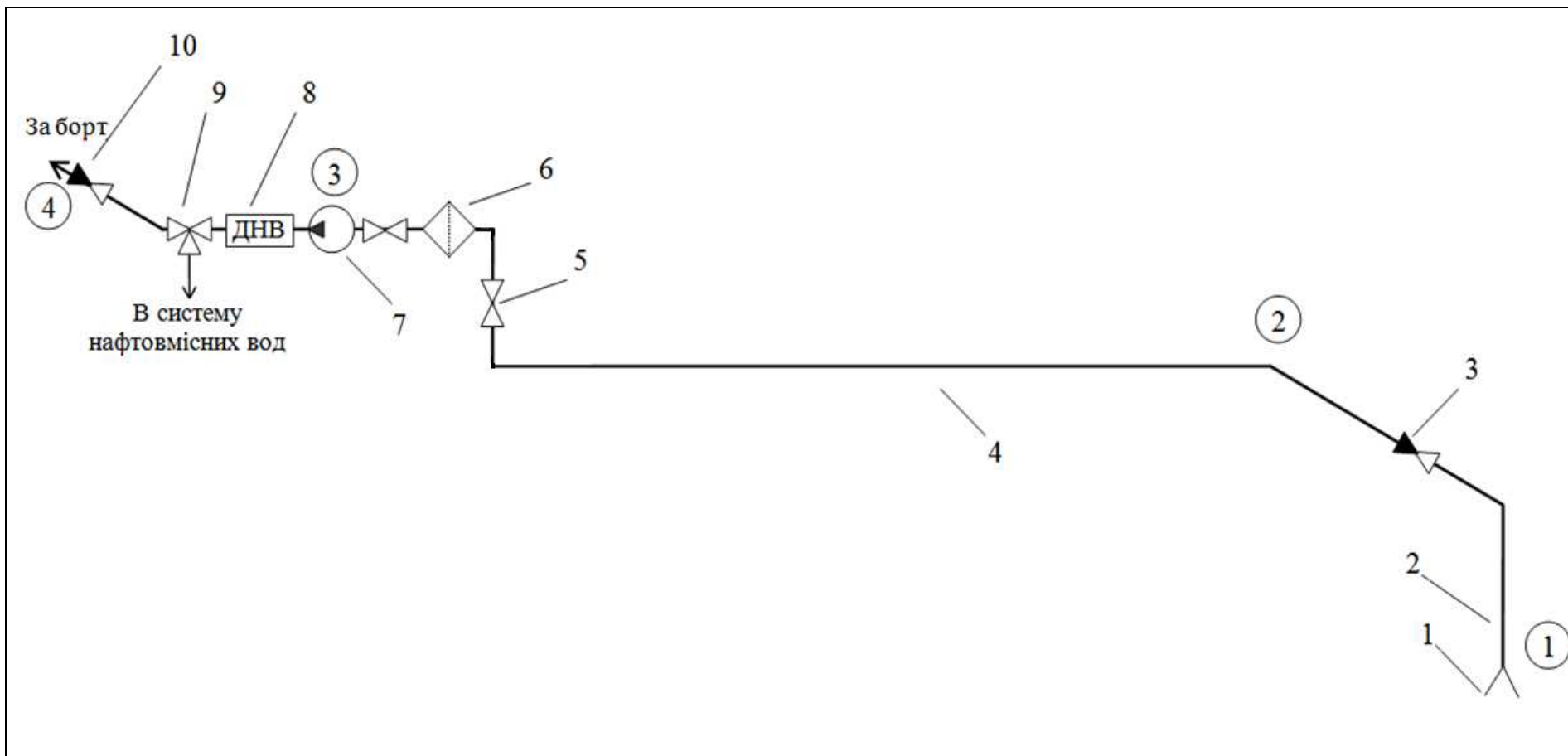


Рис. 5.1. Схема розрахункової ділянки осушувальної системи:
1 – прийомна сітка; 2 – відросток; 3 – дистанційний незворотньо-запірний клапан; 4 – магістральний трубопровід; 5 – запірний клапан; 6 – фільтр; 7 – осушувальний насос; 8 – датчик нафтовмісту; 9 – триходовий клапан; 10 – незворотньо-запірний бортовий клапан

Дані щодо коефіцієнтів місцевих опорів для кожної ділянки розрахункової схеми наведено в табл. 5.1. Результати гідравлічного розрахунку при подачі $Q = 100 \%$ наведено в табл. 5.2.

Таблиця 5.1. Коефіцієнти місцевих опорів розрахункової ділянки

Ділянка	Місцеві опори та їх кількість	Коефіцієнти	Сумарні коефіцієнти місцевих опорів
1-2	вхід до труби з приймальною сіткою – 1	0,7	5,35
	незворотньо-запірний клапан – 1	4,5	
	коліно під кутом 90° – 1	0,15	
2-3	трійник – 2	1,0	20,6
	незворотньо-запірний клапан – 1	4,5	
	запірний клапан – 1	3,8	
	фільтр – 1	11,3	
3-4	незворотньо-запірний клапан – 1	4,5	8,3
	клапан триходовий – 1	3,5	
	коліно під кутом 90° – 2	0,3	

Таблиця 5.2. Гідравлічний розрахунок ділянки системи при подачі 100% від номінальної (попередній розрахунок)

Параметр	Позначення	Номер ділянки		
		1-2	2-3	3-4
1	2	3	4	5
1. Подача, $\text{м}^3/\text{с}$	Q	0,0245	0,0628	0,06
2. Температура, $^\circ\text{C}$	T	20		
3. Густина води, $\text{кг}/\text{м}^3$	ρ	1000		
4. Кінематична в'язкість, $\text{м}^2/\text{с}$	ν	0,00000114		
5. Діаметр труби, м	d	0,125	0,2	0,175
6. Довжина вертикальних ділянок, м	$\Delta z = z_i - z_{i-1}$	0,5	3	0
7. Статична складова напору, м.вод.ст.	$H_{cm} = z\rho g 10^{-3}$	0,5	3	0
8. Довжина ділянки, м	l	4,5	150	10
9. Абсолютна шорсткість, мм	Δ	0,1		
10. Швидкість, м/с	$v = \frac{4Q}{\pi d^2}$	1,997	2,0	2,496
11. Число Рейнольдса	$Re = \frac{vd}{\nu}$	$2,19 \cdot 10^5$	$3,51 \cdot 10^5$	$3,83 \cdot 10^5$
12. Коефіцієнт гідравлічного тертя	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	0,095	0,084	0,087
13. Коефіцієнти місцевих опорів	$\sum \xi$	5,35	20,6	8,3
14. Місцеві втрати напору, м.вод.ст.	$H_{мест} = \sum \xi \frac{v^2 \rho}{2g} 10^{-3}$	1,088	4,200	2,476
15. Втрати напору на тертя, м.вод.ст.	$H_{тр} = \lambda \frac{lv^2 \rho}{2gd} 10^{-3}$	0,692	6,69	1,577

Продовження табл.5.2				
1	2	3	4	5
16. Сумарні втрати напору на ділянці, м.вод.ст.	$H_{\text{сум}} = \sum H = H_{\text{тр}} + H_{\text{см}} + H_{\text{мест}}$	2,280	13,89	4,054
17. Втрати напору при номінальній подачі, м вод.ст.		20,2		

Обраний насос долає гідравлічний опір системи.

Виконаємо перевірку умови без кавітаційної роботи насосу.

Втрати у всмоктуючому трубопроводі перевищують допустимий кавітаційний запас насосу 6 м. вод. ст. Насос буде квітувати.

Збільшимо діаметр магістрального трубопроводу до 0,25 м та уточнимо гідравлічний розрахунок (табл. 5.3).

Таблиця 5.3. Гідравлічний розрахунок ділянки системи при подачі $Q = 100 \%$ (уточнюючий розрахунок)

Параметр	Позначення	Номер ділянки		
		1-2	2-3	3-4
1	2	3	4	5
1. Подача, м ³ /с	Q	0,0245	0,0628	0,06
2. Температура, °C	T	20		
3. Густина води, кг/м ³	ρ	1000		
4. Кінематична в'язкість, м ² /с	ν	0,00000114		
5. Діаметр труби, м	d	0,125	0,25	0,175
6. Довжина вертикальних ділянок, м	$\Delta z = z_i - z_{i-1}$	0,5	3	0
7. Статична складова напору, м.вод.ст.	$H_{\text{см}} = z\rho g 10^{-3}$	0,5	3	0
8. Довжина ділянки, м	l	4,5	150	10
9. Абсолютна шорсткість, мм	Δ	0,1		
10. Швидкість, м/с	$v = \frac{4Q}{\pi d^2}$	1,997	1,3	2,496
11. Число Рейнольдса	$Re = \frac{vd}{\nu}$	$2,19 \cdot 10^5$	$2,81 \cdot 10^5$	$3,83 \cdot 10^5$
12. Коефіцієнт гідравлічного тертя	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	0,095	0,080	0,087
13. Коефіцієнти місцевих опорів	$\sum \xi$	5,35	20,6	7,8
14. Місцеві втрати напору, м.вод.ст.	$H_{\text{мест}} = \sum \xi \frac{v^2 \rho}{2g} 10^{-3}$	1,088	1,720	2,476
15. Втрати напору на тертя, м.вод.ст.	$H_{\text{тр}} = \lambda \frac{lv^2 \rho}{2gd} 10^{-3}$	0,692	4,782	1,577
16. Сумарні втрати напору на ділянці, м.вод.ст.	$H_{\text{сум}} = \sum H = H_{\text{тр}} + H_{\text{см}} + H_{\text{мест}}$	2,280	9,503	4,054
17. Втрати напору при номінальній подачі, м вод.ст.		15,83		

					КРБ.6.135.42113.01.05.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

При збільшенні діаметру магістралі втрати у всмоктуючому трубопроводі становлять 5,78 м вод. ст., що менше допустимого кавітаційного запасу. Насос не буде квітувати.

Для побудови напорно-витратної характеристики виконаємо гідравлічний розрахунок при $Q = 1,2Q_n$ и $Q = 0,8Q_n$ (табл. 5.4 и 5.5).

Таблиця 5.4 Гідравлічний розрахунок ділянки системи при подачі $1,2Q_n$

Параметр	Позначення	Номер ділянки		
		1-2	2-3	3-4
1	2	3	4	5
1. Подача, м ³ /с	Q	0,0294	0,07536	0,072
2. Температура, °C	T	20		
3. Густина води, кг/м ³	ρ	1000		
4. Кінематична в'язкість, м ² /с	ν	0,00000114		
5. Діаметр труби, м	d	0,125	0,25	0,175
6. Довжина вертикальних ділянок, м	$\Delta z = z_i - z_{i-1}$	0,5	3	0
7. Статична складова напору, м.вод.ст.	$H_{cm} = z\rho g 10^{-3}$	0,5	3	0
8. Довжина ділянки, м	l	4,5	150	10
9. Абсолютна шорсткість, мм	Δ	0,1		
10. Швидкість, м/с	$v = \frac{4Q}{\pi d^2}$	2,397	1,5	2,995
11. Число Рейнольдса	$Re = \frac{vd}{\nu}$	$2,63 \cdot 10^5$	$3,37 \cdot 10^5$	$4,60 \cdot 10^5$
12. Коефіцієнт гідравлічного тертя	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	0,095	0,080	0,087
13. Коефіцієнти місцевих опорів	$\sum \xi$	5,35	20,6	7,8
14. Місцеві втрати напору, м.вод.ст.	$H_{мест} = \sum \xi \frac{v^2 \rho}{2g} 10^{-3}$	1,567	2,477	3,566
15. Втрати напору на тертя, м.вод.ст.	$H_{тр} = \lambda \frac{lv^2 \rho}{2gd} 10^{-3}$	0,997	6,886	2,271
16. Сумарні втрати напору на ділянці, м.вод.ст.	$H_{сум} = \sum H = H_{тр} + H_{cm} + H_{мест}$	3,064	12,36	5,837
17. Втрати напору при номінальній подачі, м вод.ст.		21,26		

Таблиця 5.5. Гідравлічний розрахунок ділянки системи при подачі $0,8Q_n$

Параметр	Позначення	Номер ділянки		
		1-2	2-3	3-4
1	2	3	4	5
1. Подача, м ³ /с	Q	0,0196	0,05024	0,048
2. Температура, °C	T	20		
3. Густина води, кг/м ³	ρ	1000		
4. Кінематична в'язкість, м ² /с	ν	0,00000114		
5. Діаметр труби, м	d	0,125	0,25	0,175
6. Довжина вертикальних ділянок, м	$\Delta z = z_i - z_{i-1}$	0,5	3	0
7. Статична складова напору, м.вод.ст.	$H_{cm} = z\rho g 10^{-3}$	0,5	3	0
8. Довжина ділянки, м	l	4,5	150	10
9. Абсолютна шорсткість, мм	Δ	0,1		
10. Швидкість, м/с	$v = \frac{4Q}{\pi d^2}$	1,598	1,0	1,997
11. Число Рейнольдса	$Re = \frac{vd}{\nu}$	$1,75 \cdot 10^5$	$2,25 \cdot 10^5$	$3,06 \cdot 10^5$
12. Коефіцієнт гідравлічного тертя	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	0,095	0,080	0,087
13. Коефіцієнти місцевих опорів	$\sum \xi$	5,35	20,6	7,8
14. Місцеві втрати напору, м.вод.ст.	$H_{мест} = \sum \xi \frac{v^2 \rho}{2g} 10^{-3}$	0,696	1,101	1,585
15. Втрати напору на тертя, м.вод.ст.	$H_{тр} = \lambda \frac{lv^2 \rho}{2gd} 10^{-3}$	0,443	3,061	1,010
16. Сумарні втрати напору на ділянці, м.вод.ст.	$H_{сум} = \sum H = H_{тр} + H_{cm} + H_{мест}$	1,64	7,16	2,56
17. Втрати напору при номінальній подачі, м вод.ст.		11,4		

5.3 Комплектація системи основним обладнанням

Для з'єднання труб у даній системі використовують фланцеві та фітингові з'єднання (рис. 5.2, 5.3).

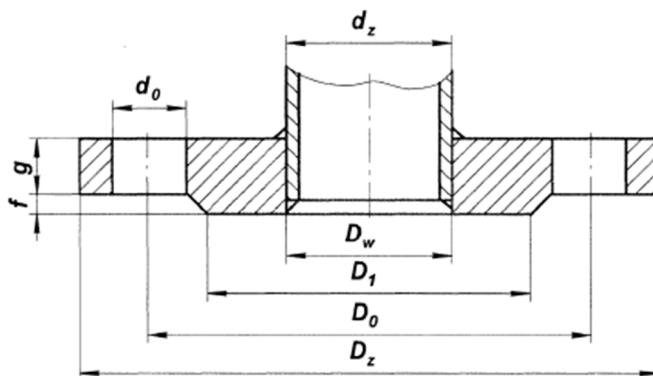


Рис. 5.2. Фланець плоский сталевий

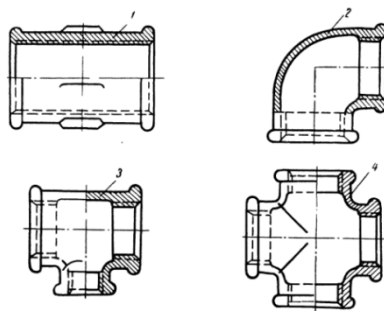


Рис. 5.3. Фітингові з'єднання труб

1 – муфта; 2 – коліно; 3 – трійник; 4 – хрестовина

В осушувальній системі в стічних колодязях встановлюють приймальні сітки, які служать для захисту труб, арматури і механізмів від попадання в них сторонніх предметів, які можуть порушити нормальну роботу трубопроводу (рис. 5.4). Сітки встановлюють в цистернах або відсіках на кінцях всмоктуючих труб.

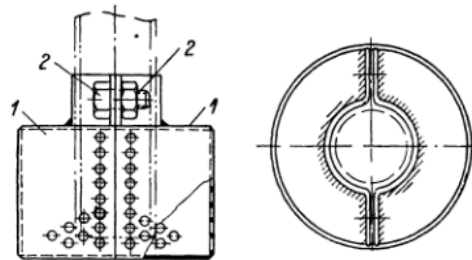


Рис. 5.4. Приймальна сітка з боковими отворами:

1 – роз'ємна половина сітки; 2 – болт, що закріплює половинки сітки на трубі

В системі встановлені незворотньо-запірні клапани – для перепуску робочого середовища в одному напрямку (рис. 5.5).

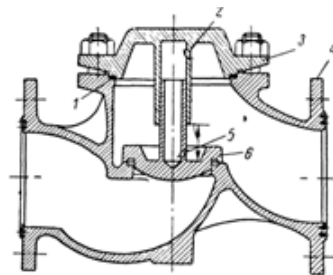


Рис. 5.5. Незворотньо-запірний клапан:

1 – прокладка; 2 – отвір для проходу рідини; 3 – кришка; 4 – корпус;

5 – отвір для виходу повітря; 6 – тарілка

Перед надходженням із стічних колодязів в магістраль вода обов'язково фільтрується, для чого використовують фільтри, встановлені на прийомних

відростках (рис. 5.6). Фільтри на прийомних трубопроводах дозволяють видалити з води дрібні механічні домішки, які залишилися після проходу через приймальні сітки.

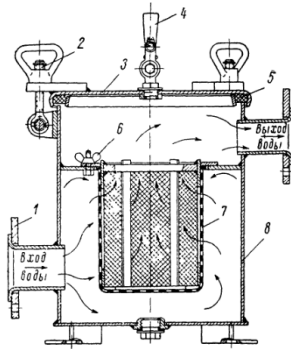


Рис. 5.6. Фільтр для води:

1 – фланець патрубку; 2 – відкидний болт; 3 – кришка; 4 – кран для відводу повітря; 5 – ущільнювальна резина; 6 – барашек; 7 – стакан; 8 – корпус

У системі також встановлені запірні дистанційно-керовані клапана (рис. 5.7). Характерним для запірних клапанів є те, що тарілка, що закриває прохід, переміщується за допомогою штока, з'єднаного з нею. У той же час тарілка може обертатися щодо штока. Така конструкція дає можливість при посадці тарілки на сідло клапана запобігти стирання і псування ущільнювальних поверхонь сидла корпусу і тарілки.

Крім сіток для захисту від попадання в насос сторонніх предметів з відкачуваної водою в осушувальній трубопроводі є грязьові коробки (рис. 5.8).

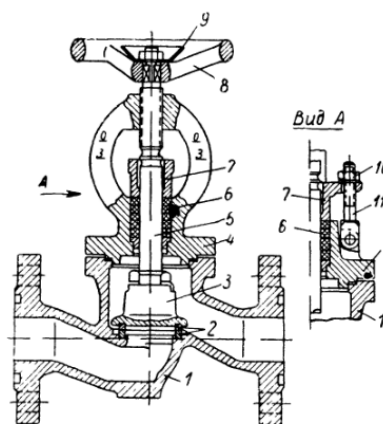


Рис. 5.7. Прохідний запірний сталевий фланцевий клапан:

1 – корпус; 2 – ущільнювальне кільце; 3 – тарілка клапана; 4 – кришка;
5 – шток; 6 – набивка; 7 – кришка сальника; 8 – маховик, 9 – планка; 10 – гайка;
11 – анкерний болт

					КРБ.6.135.4211з.01.05.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

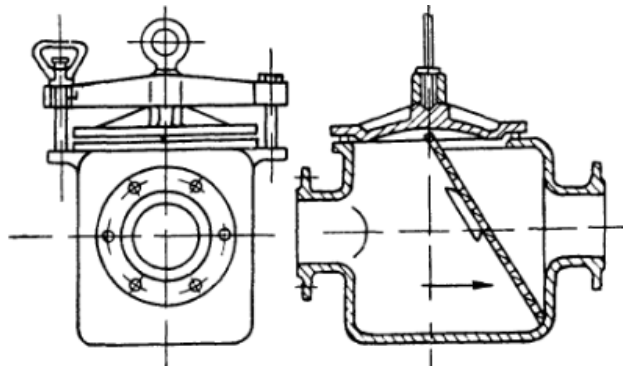


Рис. 5.8. Грязьовая коробка

5.3.1. Вибір насосу

Приймаємо до установки в осушувальній системі відцентрові насоси 1Д250-125а з двостороннім підводом рідини, подачею 240 м³/год і напором 110 м вод. ст., допустимий кавітаційний запас – 6 м вод. ст., потужність 132 кВт, частота обертання 3000 хв⁻¹ [18].

Будуємо суміщену напорно-витратну характеристику насосу та осушувальної системи (рис. 5.9).

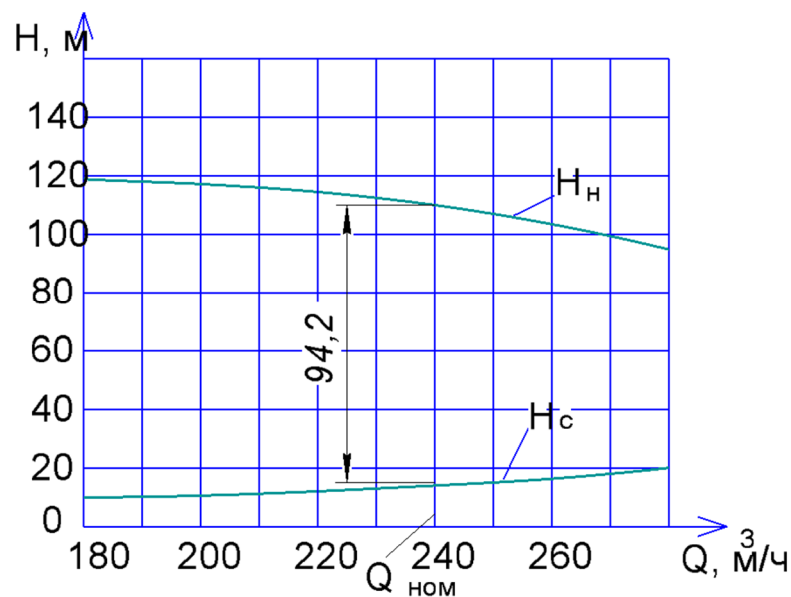


Рис. 5.9. Суміщена напорно-витратна характеристика

Опір дросельної шайби знайдемо із рис. 5.9: $H_{ш} = 94,2$ м вод.ст.

Коефіцієнт опору дросельної шайби дорівнює: $\zeta = \frac{2gH_{ш}}{v^2\rho} = 0,48$

Такому опору відповідає $F_0/F_{вн} = 0,79$.

Площа внутрішнього перерізу нагнітаючого трубопроводу складає:

$$F_{вн} = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,175^2}{4} = 0,024 \text{ м}^2$$

Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата

КРБ.6.135.4211з.01.05.ПЗ

Арк.

$F_0 = 0,0174 \text{ м}^2$, а отже внутрішній діаметр шайби становить: $d_{\text{ш}} = \sqrt{\frac{4F_0}{\pi}} =$

$$\sqrt{\frac{4 \cdot 0,0174}{3,14}} = 0,152 \text{ м}$$

5.3.2. Розрахунок трубопроводу на міцність

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

$$S = \frac{S_0 + b + c}{1 - (a/100)} = \frac{1,5 + 0,18 + 3}{1 - (0/100)} = 4,7 \text{ мм}$$

де S_0 – теоретична товщина стінки, мм: $S_0 = \frac{d \cdot P}{2\sigma\phi + p} = \frac{0,184 \cdot 1}{2 \cdot 80 \cdot 1 + 1} = 1,2 \text{ мм}$,

де $d = 0,184 \text{ м}$ – зовнішній діаметр труби, м; $\sigma = 80 \text{ МПа}$ – припустиме нормальне навантаження, МПа; $P = 1 \text{ МПа}$ – розрахунковий тиск спрацювання запобіжних клапанів, МПа; $p = 1 \text{ МПа}$ – розрахунковий тиск в системі, МПа; $\phi = 1$ – коефіцієнт надійності для безшовних труб; $c = 3$ – прибавка на корозію, мм; a – мінусовий виробничий допуск на товщину стінки труби, % (якщо використовуються труби без мінусового допуску, $a=0$); b – прибавка, яка враховує фактичне зменшення товщини труби при згинанні, мм

$$b = 0,4S_0 \frac{d}{R_n} = 0,4 \cdot 1,2 \frac{0,184}{0,5} = 0,18 \text{ мм}$$

$R_n = 2,5d = 2,5 \cdot 0,184 = 0,5 \text{ мм}$ – середній радіус погину труби.

Товщина стінки обраного трубопроводу складає 9,5 мм, що більше ніж необхідне значення із умов міцності металу 4,7 мм. Обраний трубопровід буде витримувати розрахункове навантаження.

Висновки по розділу 5

В даному розділі розроблено принципову схему осушувальної системи судна для перевезення автомобілів «TANG HONG», виконано гідравлічний розрахунок системи. За результатами розрахунків укомплектовано осушувальну систему наступним обладнанням: насос відцентровий 1Д250-125а з двостороннім підводом рідини, подачею 240 м³/год і напором 110 м вод. ст., дросельна шайба діаметром 0.152 м.

					КРБ.6.135.4211з.01.05.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

					КР.6.135.4211з.01.06.ПЗ									
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата										
					Охорона праці у машинному відділенні				Літ		Аркуш	Аркушів		
Студент		Діденко А.В.									94		12	
Керівник		Кузнецова С.А.							НУК імені адмірала Макарова					
Зав.кафедри		Личко Б.М.												

РОЗДІЛ 6 Охорона праці в машинному відділенні

Безпека праці в машинному відділенні судна визначається трьома основними компонентами: безпечним судновим обладнанням; безпечними технологічними процесами; організацією безпечного виконання робіт.

Безпечність суднового обладнання забезпечується наступним:

- використанням конструктивно вбудованих засобів захисту та інформування про потенційно небезпечні ситуації;
- ретельним вибором принципів дії, джерел енергії та параметрів робочих процесів;
- мінімізацією обсягів енергії, що споживається або накопичується;
- застосуванням автоматизованих систем, дистанційного керування та контролю;
- дотриманням ергономічних вимог із метою зменшення фізичного й психоемоційного навантаження на працівників.

Обладнання повинно відповідати вимогам безпеки як при самостійному використанні, так і в складі технологічних комплексів протягом усього строку експлуатації [19].

До потенційно травмонебезпечних зон при експлуатації суднового обладнання належать рухомі вузли, поверхні з підвищеною температурою та інші елементи. Такі зони мають бути:

- огорожені відповідно до вимог держстандарту;
- теплоізовані;
- розташовані у місцях, які унеможливають контакт персоналу з небезпечними частинами.

Джерела шуму і вібрації на судні та засоби зниження шуму та поглинання вібрації. На сучасному судні численні джерела шуму та вібрації створюють складне акустичне середовище, що впливає не лише на комфорт екіпажу, а й на працездатність технічних систем та тривалість їх експлуатації. Шум від джерел поширюється двома основними шляхами: через повітря – у вигляді звукових хвиль, та через конструкції корпусу судна – у вигляді

					КРБ.6.135.4211з.01.06.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

механічних вібрацій. Відповідно, прийнято розрізняти повітряний шум та структурний (або конструкційний) шум.[]

Повітряний шум переважно спостерігається у приміщеннях, де безпосередньо розташовані джерела звуку — зокрема в машинно-котельному відділенні, на виробничих ділянках промислових суден, у компресорних або вентиляційних камерах. Однак він може поширюватися і в житлові та службові приміщення, проникаючи через перегородки, палуби, вентиляційні канали, щілини в ілюмінаторах, люках, технічних отворах тощо.

Структурний шум виникає при передачі вібрацій від джерела — наприклад, від основ двигуна або трубопроводів — через фундаменти та жорсткі зв'язки до корпусних конструкцій судна. Ці вібрації викликають коливання металевих елементів, які, у свою чергу, передають пружні коливання повітря, трансформуючи структурний шум у повітряний.

До основних джерел шуму на судах відносяться головні двигуни, допоміжні дизель-генератори, системи вентиляції машинно-котельного відділення та житлових приміщень, холодильні установки, гвинтові рушії, лебідки, вантажні крани, насоси, побутові водяні системи, ліфти, сигнальні пристрої, а також природні чинники — удари хвиль і льоду об корпус судна, особливо в умовах плавання у льодових районах. Одним із найінтенсивніших джерел низькочастотної вібрації та структурного шуму є гребні гвинти, вплив яких найсильніше відчувається у кормових частинах судна.

Проблема зменшення шуму та вібрації вирішується у двох основних напрямках: перше — це зниження шуму безпосередньо в джерелі його виникнення, друге — обмеження поширення звукової енергії по повітря та конструкціях за допомогою спеціальних інженерних засобів. До таких засобів належать звукоізоляція, віброізоляція, звукопоглинання та вібропоглинання.

Зменшення шуму в джерелі є найефективнішим, але й найскладнішим завданням, яке передбачає використання малошумних машин, балансування обертових деталей, застосування малошумних підшипників, гасників шуму у випускних системах тощо. Однак найчастіше технічні можливості повного

					КРБ.6.135.4211з.01.06.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

усунення джерела шуму обмежені, тому актуальним є і другий підхід – впровадження систем пасивного та активного шумозниження.

У машинно-котельних відділеннях можуть застосовуватись вібропоглинаючі фундаментні плити, гнучкі вставки у трубопроводах, спеціальні глушники у вентиляційних системах, акустичні кожухи на двигунах та насосах. У житлових і службових приміщеннях використовують багатошарові звукоізоляційні панелі, підвісні акустичні стелі, шумоізолюючі двері, а також матеріали з високими звукопоглинальними властивостями – мінеральну вату, пінополіуретан, звукопоглинальні композити.

Усі ці заходи повинні бути передбачені ще на етапі проектування судна, оскільки лише комплексний підхід дозволяє досягти бажаного рівня акустичного комфорту. Крім того, відповідність судна міжнародним стандартам шумозахисту (наприклад, вимогам ІМО, нормам Міжнародної організації зі стандартизації – ISO) є важливою умовою для експлуатації.

Засоби захисту від теплового та електромагнітного випромінювання.
Один із найефективніших способів захисту від теплового випромінювання – це екранування випромінюючих поверхонь. Залежно від фізичних властивостей, екрани поділяються на непрозорі, прозорі та напівпрозорі. У непрозорих екранах електромагнітна енергія, взаємодіючи з матеріалом екрана, перетворюється на теплову. У результаті екран нагрівається і сам стає джерелом теплового випромінювання. До таких екранів належать металеві, зокрема алюмінієві; екрани на основі алюмінієвої фольги (альфоль); футеровані – з пінобетону, піноскла, керамзиту, пемзи, а також азбестові плити.[19]

Прозорі екрани, навпаки, дозволяють випромінюванню поширюватися за законами геометричної оптики, минаючи перетворення енергії на тепло, що забезпечує можливість візуального спостереження через них. До прозорих екранів належать вироби зі звичайного силікатного скла, кварцового, органічного, металізованого скла, а також водяні та вододисперсні завіси, які створюються як у вигляді вільного падіння водяної плівки, так і у вигляді потоку, що стікає по поверхні скла.

					КРБ.6.135.4211з.01.06.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

Напівпрозорі екрани поєднують у собі властивості як прозорих, так і непрозорих. До них відносять армоване скло з металевою сіткою, самі сітки, ланцюгові завіси та інші подібні матеріали. За функціональним призначенням усі екрани можна умовно поділити на тепловідбивні, теплопоглинальні та тепловідвідні. Насправді ж більшість екранів має одночасно властивість відбивати, поглинати та відводити тепло, тому їх класифікація здійснюється залежно від домінантної функції.

Тепловідбивні екрани мають низький коефіцієнт чорноти поверхні, завдяки чому значна частина падаючої на них теплової енергії відбивається назад. Як матеріали для таких екранів використовують алюмінієву фольгу, листовий алюміній, оцинковану сталь, алюмінієві фарби. Теплопоглинальні екрани виготовляють з матеріалів, які мають високий термічний опір – наприклад, з вогнетривкої цегли, азбесту, шлаковати. Тепловідвідні екрани, найчастіше у вигляді водяних завіс, відводять поглинуту енергію з поверхні. Такі завіси можуть бути як відкритими (вільнопадаюча плівка води), так і замкненими (водоохолоджувані кожухи зі скла чи металу – так звані акварельні екрани).

Екранування також є найбільш ефективним методом захисту від електромагнітного випромінювання. Його принцип ґрунтується на створенні в матеріалі екрана електромагнітного поля, яке має протилежний напрям до зовнішнього поля, внаслідок чого відбувається його послаблення. Ефективність екранування залежить від глибини проникнення високочастотного струму в екран, а також від магнітної проникності матеріалу та частоти поля. Чим вища частота, тим менша глибина проникнення, а отже, тим тонший може бути екран. Екранують або джерело випромінювання, або робоче місце.

Екрани можуть бути як відбивними, так і поглинаючими. Захист здійснюється за допомогою заземлених екранів, кожухів, захисних козирків, які встановлюють на шляху поширення випромінювання. Засоби екранування виготовляють із радіопоглинаючих матеріалів, наприклад, з тонких гумових килимків, феромагнітних пластин, гнучких або твердих аркушів поролону. Такі

					КРБ.6.135.42113.01.06.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

конструкції особливо ефективні на високих частотах, де поглинання та індуктивний ефект значно впливають на зниження інтенсивності поля.

У випадку електричних полів промислової частоти (50 Гц), зокрема у високовольтних лініях електропередач, зниження впливу досягається шляхом збільшення висоти підвісу фазних проводів. На відкритих розподільчих пристроях ефективним заходом є встановлення заземлених екранів — козирків, навісів та перегородок із металевої сітки поблизу комутаційних апаратів, шаф керування тощо.[19]

До засобів індивідуального захисту від електромагнітного випромінювання належать спецодяг та аксесуари, що виконують функцію екранування. Це можуть бути парасолі, комбінезони та халати, виготовлені з металізованих тканин, які працюють за принципом заземленого сітчастого екрана, що ізолює тіло людини від дії поля. Застосування таких засобів особливо актуальне в умовах підвищеної радіочастотної активності.

Висновок по розділу 6

В даному розділі розглянуто основні джерела шуму та вібрації на судні, а також їхній вплив на комфорт екіпажу та експлуатацію систем. Описано методи зниження шуму в джерелі (використання малошумних машин, балансування деталей) і обмеження поширення (звукоізоляція, вібропоглинання, акустичні кожухи). Також розглянуто засоби захисту від теплового та електромагнітного випромінювання: екранування (тепловідбивні, теплопоглинальні, тепловідвідні екрани) та використання матеріалів із радіопоглинаючими властивостями.

					КРБ.6.135.4211з.01.06.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

При виконанні бакалаврської роботи проведено ряд розрахунків згідно яких визначено ефективність суднової енергетичної установки судна «TANG HONG», параметри головного двигуна 6S50ME-C8.5, характеристики суднового котла Alfa Laval Aalborg AQ-10/12 та осушувальної системи, а також розглянуто питання щодо охорони праці в машинному відділенні.

У результаті аналізу встановлено, що наявна енергетична установка має досить високу ефективність і відповідає сучасним технічним вимогам. Проте з огляду на тенденції до підвищення енергоефективності та екологічної безпеки, існують шляхи подальшого вдосконалення.

Зокрема, для зниження викидів оксидів азоту (NO_x) головним двигуном доцільно передбачити застосування:

- EGB (Exhaust Gas Bypass) – байпасування вихлопних газів для зменшення температури в камері згоряння;
- HPSCR (High Pressure Selective Catalytic Reduction) – система селективної каталітичної нейтралізації високого тиску, що забезпечує зниження NO_x на 70–90%.

Крім цього, для підвищення енергоефективності і зменшення витрат палива можливе оновлення парогенеруючого обладнання. Замість встановленого котла Alfa Laval Aalborg AQ-10/12 можна застосувати більш сучасну модель, наприклад: котел Aalborg OS-TCi, який ще більш високоефективний та містить інтегрований економайзер, який забезпечує значне зменшення споживання енергії та викидів CO_2 .

Застосування вказаних заходів дозволить не лише покращити екологічні показники судна, а й зменшити експлуатаційні витрати, що особливо актуально в умовах зростаючих вимог до морського транспорту щодо скорочення викидів та переходу на екологічно чисті технології.

					КРБ.6.135.4211з.01.В.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Significant Ships of 2021 URL: https://www.rina.org.uk/significant_ships_2021.html (дата звернення 12.05.2025).
2. Горбов В.М. Енциклопедія суднової енергетики: підручник. – Миколаїв: НУК, 2010. – 624 с.
3. Артемов Г.А., Горбов В.М. Суднові енергетичні установки: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 356 с.
4. Горбов В.М. Єсін І.П., Мітенкова В.С. Основи суднової енергетики: збірник практичних занять. – Миколаїв: НУК, 2018. – 244 с.
5. Alfa Laval AQUA Blue Mini E1 Single-stage freshwater generator URL: https://assets.alfalaval.com/documents/p4945cf5/alfa-laval-product-leaflet-aqua-blue-mini-e1-product-leaflet-en-gb.pdf?adobe_mc=TS%3D1747326644%7CMCMID%3D73123069889933603790776738890805270291%7CMCORGID%3D13DAABF8544828160A4C98C6%2540Adobe (дата звернення 12.05.2025).
6. MAN B&W diesel engine manuals. URL: <https://engine.od.ua/man> (дата звернення 12.05.2025).
7. Medium speed generator sets. Yanmar marine. URL: <https://www.yanmarmarine.eu/Products/Medium-speed-generator-sets/6EY22ALW-382/> (дата звернення 12.05.2025).
8. D200 GS C7.1 200 kW Diesel Generator. URL: https://www.cat.com/en_US/products/new/power-systems/electric-power/diesel-generator-sets/106462.html (дата звернення 22.05.2025).
9. Oil/gas-fired steam boiler. URL: <https://www.alfalaval.com/products/heat-transfer/boilers/oil-gas-fired-steam-boiler/> (дата звернення 22.05.2025).
10. Alfa Laval Aalborg AQ10/12 Oil fired Boiler URL: <https://www.maritimeinformed.com/alfa-laval-aalborg-aq-10-12-boilers-technical-details.html> (дата звернення 22.05.2025).
11. Aalborg XS-7V. URL: <https://www.alfalaval.com/products/heat-transfer/boilers/exhaust-gas-economizer/aalborg-xs-7v/> (дата звернення 22.05.2025)

					КРБ.6.135.42113.01.Д.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

12. Димо Б.В. Практикум з тепломасообміну: Навчальний посібник /Б.В. Димо – Миколаїв: УДМТУ, 2003.– 136 с
13. Steam tables calculator. URL: https://www.spiraxsarco.com/resources-and-design-tools/steam-tables/superheated-steam-region?sc_lang=en-GB (дата звернення 12.05.2025).
14. MAN B&W S50MC-C8-TII Project Guide Camshaft Controlled Two-stroke Engines URL: <https://engine.od.ua/ufiles/MAN-S50MC-C8-TII.pdf> (дата звернення 12.05.2025).
15. Єпіфанов О.А. Тепловий розрахунок суднових котлів: Навчальний посібник / О.А. Єпіфанов – Миколаїв: НУК, 2024.– 198 с.
16. Регістр судноплавства України. Правила класифікації та побудови малих суден. Том 3. – Київ, 2020. – 632 с
17. MARPOL 73/78 (International Convention for the Prevention of Pollution from Ships) (English) URL: <https://documents.worldbank.org/en/publication/documents-reports/documentdetail/860841468330898141/marpol-73-78-international-convention-for-the-prevention-of-pollution-from-ships> (дата звернення 22.05.2025)
18. Насос 1Д250-125 (1Д 250-125) Ціна в Україні URL: <https://all-nasos.com.ua/uk/p/485088684-nasos-1d250-125-1d-250-125-cena-v-ukraine/>(дата звернення 22.05.2025)
19. Основи охорони праці: підручник, 2-е видання, доп. та перероб. / К. Н. Ткачук, М. О. Халімовський, В. В. Зацарний, Д. В. Зеркалов, Р. В. Сабарно, О. І. Полукаров, В. С. Коз'яков, Л. О. Мітюк. – К.: Основа, 2006. – 448 с.

					КРБ.6.135.4211з.01.Д.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		