

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

(повне найменування вищого навчального закладу)

Херсонський навчально-науковий інститут, суднобудівний факультет

(повне найменування інституту, назва факультету (відділення))

Кафедра суднового машинобудування та енергетики

(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

Андрєєв А.А.

«__» _____ 202_ р.

Пояснювальна записка

до випускної роботи магістра

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему **"Дослідження ефективності використання водню в двигунах енергетичної установки LNG-газовоза типу "AL RUWAIS" (Dw=120 500 т)"**
«Research on the efficiency of hydrogen use in the engines of the power plant of the LNG carrier of the "AL RUWAIS" type (Dw=120,500 tons)»

Виконав: студент VI курсу, групи 6220зм

спеціальності

135 "Суднобудування"

(шифр і назва спеціальності)

"Експлуатація, випробування та монтаж

(назва освітньо-професійної програми)

суднових енергетичних установок"



Ткач Олександр Олександрович

(прізвище та ініціали)



Керівник Соломенцев О.І.

(прізвище та ініціали)

Рецензент Андрєєв А.А.

(прізвище та ініціали)

Херсон – Миколаїв - 2025 рік

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
(повне найменування вищого навчального закладу)

Інститут, факультет, відділення Херсонський навчально-науковий інститут, суднобудівний факультет
Кафедра, циклова комісія Кафедра суднового машинобудування та енергетики
Рівень вищої освіти другий (магістерський)
Галузь знань 13 "Механічна інженерія"
(шифр і назва)

Спеціальність 135 "Суднобудування"
(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма (спеціалізація) "Експлуатація, випробування та монтаж суднових енергетичних установок"

Стандарт компетентності відповідно до розд. А-III/2 Кодексу ПДНВ з Манільськими поправками, рівень управління

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
к.т.н., професор А.А. Андрєєв

" 01 " вересня 2025 року

З А В Д А Н Н Я
НА ВИПУСКНУ МАГІСТЕРСКУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ ОСВІТИ

Ткач Олександр Олександрович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи "Дослідження ефективності використання водню в двигунах енергетичної установки LNG-газовоза типу "AL RUWAIS" (Dw=120 500 т)"

керівник роботи Соломенцев О.І., д.т.н., професор,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені розпорядженням директора ХННІ НУК від " " 2025 року №

2. Термін подання здобувачем роботи " 05 " грудня 2025 року.

3. Вихідні дані до роботи

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

Вступ.

Розділ 1. Характеристика базового судна, комплектація судна технічними засобами та розташування енергетичного обладнання у машинному відділенні для забезпечення вимог Міжнародного кодексу управління безпекою, конвенцій SOLAS-74 і MARPOL-73/78.

Розділ 2. Наукове дослідження на тему Дослідження впливу використання водневих добавок до основного палива на характеристики ДВЗ

Розділ 3. Модернізація головної пропульсивної та допоміжної енергетичної установок судна. Розрахунок і комплектація системи: паливоподачі.

Розділ 4. Розробка питань безпечних мореплавства, експлуатації СЕУ та несення машинної вахти:

якірні пристрої;

протидія тероризму;

несення вахти в порту

Розділ 5. Аналіз суднового електрообладнання, електронної апаратури та систем керування й контролю СЕУ.

5.1. Автоматизація паливних систем.

5.2. Розробка програми випробувань допоміжного двигуна.

Розділ 6. Технологічна розробка елементів СЕУ:

6.1. Діагностування систем мащення.

6.2. Технічне обслуговування та ремонт сальник штока поршня.

6.3. Технологічний процес монтажу мінералізатора.

Розділ 7. Оцінка ефективності проведеної модернізації СЕУ.

Висновки.

Список використаних літературних джерел.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

Креслення загального виду та характеристик судна і СЕУ – 1 аркуш.

Креслення з результатами наукового дослідження – 1 – 2 аркуші.

Креслення загального розташування устаткування у МВ судна – 2 аркуші.

Характеристики елементів пропульсивної установки судна – 1 аркуш.

Креслення теплової схеми СЕУ – 1 аркуш.

Принципова схема системи, що обслуговує СЕУ – 1 аркуш.

Принципова схема (пристрій) автоматизації елемента СЕУ – 1 аркуш.

Креслення розташування датчиків на елементі СЕУ – 1 аркуш.

Креслення пристосування та обладнання, необхідного при ремонті елемента СЕУ – 1 аркуш.

Креслення монтажу елемента СЕУ – 1 аркуш.

6. Дата видачі завдання " 01 " вересня 2025 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів випускної магістерської роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ + розділ 1 + креслення загального розташування устаткування у машинному відділенні судна	01 жовтня	виконано
2	Розділ 2 + креслення з результатами наукового дослідження	15 жовтня	виконано
3	Розділ 3 + характеристики елементів пропульсивної установки судна+ креслення теплової схеми СЕУ+ принципова схема системи, що обслуговує СЕУ	05 листопада	виконано
4	Розділ 4	10 листопада	виконано
5	Розділ 5 + принципова схема (пристрій) автоматизації елемента СЕУ+ креслення розташування датчиків на елементі СЕУ	17 листопада	виконано
6	Розділ 6 + креслення пристосування та обладнання, необхідного при ремонті елемента СЕУ + креслення монтажу елемента СЕУ	25 листопада	виконано
7	Розділ 7 + висновки + креслення загального виду судна	01 грудня	виконано
8	Остаточне оформлення розрахунково-пояснювальної записки та графічного матеріалу; подання магістерської роботи на кафедрі	05 грудня	виконано
9	Кафедральний захист випускної магістерської роботи	10 грудня	виконано

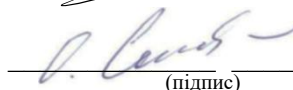
Здобувач


(підпис)

Ткач О.О.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи


(підпис)

Соломенцев О.І.

(прізвище та ініціали)

Анотація

У дипломному проєкті розроблено суднову двомашинну дизельну енергетичну установку LNG-газовоза типу «AL RUWAI» дедвейтом $DW = 120\,500$ т з прямою передачею потужності на гвинти фіксованого кроку. З метою підвищення експлуатаційної економічності виконано заміну головних двигунів судна-прототипа 6S70ME-C на сучасний малообертовий двигун із електронно керованим процесом упорскування палива 7G60ME-C9.5-GI (7DKRN 60/279) виробництва компанії «MAN B&W». Одночасно модернізовано суднову електростанцію шляхом заміни допоміжних дизель-генераторів на більш ефективні, а також оновлено утилізаційний парогенератор і допоміжний котел відповідно до нових параметрів енергетичної установки.

З урахуванням зміни складу СЕУ виконано перегляд і оптимізацію основних допоміжних систем: паливної, мастильної, охолоджувальної, системи стиснутого повітря та газовідведення, із підбором сучасного обладнання. У роботі детально розглянуто питання експлуатації та автоматизації СЕУ, принципи компоновання енергетичної установки в машинному відділенні, а також методи діагностування технічного стану суднових дизелів. Окрему увагу приділено питанням ремонту та дефектації основних деталей головного двигуна.

У технологічному розділі досліджено процес монтажу мінералізатора. Розроблено комплекс заходів із забезпечення безпеки мореплавства та дії у надзвичайних ситуаціях. У заключній частині наведено техніко-економічне обґрунтування прийнятих проєктних рішень, яке підтверджує доцільність модернізації суднової енергетичної установки та наявність позитивного економічного ефекту.

Ключові слова: суднова енергетична установка, LNG-газовоз, модернізація головних двигунів, електронно керований дизель, оптимізація допоміжних систем, монтаж мінералізатора, техніко-економічне обґрунтування.

Abstract

The diploma project presents the design of a twin-engine marine diesel power plant for an LNG carrier of the "AL RUWAI" type with a deadweight of $DW = 120,500$ tons, featuring direct power transmission to fixed-pitch propellers. In order to improve operational efficiency, the main engines of the reference vessel (6S70ME-C) were replaced with a modern low-speed engine equipped with electronically controlled fuel injection timing, namely the 7G60ME-C9.5-GI (7DKRN 60/279) manufactured by MAN B&W. At the same time, the ship's power plant was modernized by replacing auxiliary diesel generators with more efficient units, as well as upgrading the waste heat recovery boiler and the auxiliary boiler in accordance with the new engine parameters.

Considering the modification of the power plant, the main auxiliary systems were reviewed and optimized, including the fuel, lubricating oil, cooling, compressed air, and exhaust gas systems, with the selection of updated equipment. The project provides a detailed analysis of the operation and automation of the power plant, the arrangement of the machinery within the engine room, and methods for diagnosing the technical condition of marine diesel engines. Particular attention is given to repair procedures and defect detection of key engine components.

The technological section examines the installation process of the mineralizer. Measures to ensure navigation safety and emergency preparedness are developed. The final section presents a technical and economic justification of the adopted design solutions, confirming the feasibility of the modernization and demonstrating a positive economic effect.

Key words: marine power plant, LNG carrier, main engines modernization, electronically controlled diesel engine, auxiliary systems optimization, mineralizer installation, techno-economic assessment.

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ.....	5
ЗМІСТ.....	6
ВСТУП.....	10
ПЕРЕЛІК ПРИЙНЯТИХ СКОРОЧЕНЬ.....	15
1. ХАРАКТЕРИСТИКА БАЗОВОГО СУДНА, КОМПЛЕКТАЦІЯ СУДНА ТЕХНІЧНИМИ ЗАСОБАМИ ТА РОЗТАШУВАННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ У МАШИННОМУ ВІДДІЛЕННІ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ МІЖНАРОДНОГО КОДЕКСУ УПРАВЛІННЯ БЕЗПЕКОЮ, КОНВЕНЦІЙ SOLAS-74 І MARPOL-73/78.17	
1.1 Призначення судна прототипа.....	17
1.2 Клас судна відповідно до міжнародних норм.....	17
1.3 Основні характеристики судна.....	18
1.4 Суднова енергетична установка.....	18
1.4.1 Елементи головної енергетичної установки.....	18
1.4.2 Елементи допоміжної установки.....	19
1.5 Системи СЕУ.....	20
1.6 Міжнародний Кодекс управління безпекою (МКУБ).....	22
1.7 Розташування енергетичного обладнання у машинному відділенні судна. Комплектація судна технічними засобами для забезпечення вимог Конвенції SOLAS-74 і MARPOL-73/78.23	
1.7.1 Загальні принципи розташування механізмів і устаткування.....	23
1.7.2 Вимоги Правил Регістру до розміщення устаткування.....	27
1.7.3 Розташування механізмів на модернізованому судні.....	28
1.7.4 Комплектація судна технічними засобами для забезпечення вимог Міжнародних Конвенцій SOLAS-74 та MARPOL-73/78.....	28
2. ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВИКОРИСТАННЯ ВОДНЕВИХ ДОБАВОК ДО ОСНОВНОГО ПАЛИВА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВЗ.....	34
2.1 Застосування водню в дизельних двигунах.....	34
2.2 Стенд для дослідження параметрів судових ДВС на рідких альтерна-тивних вуглеводневих паливах.....	40
3. МОДЕРНІЗАЦІЯ ГОЛОВНОЇ ПРОПУЛЬСИВНОЇ УСТАНОВКИ. ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ПОКАЗНИКИ Й ОЦІНКА РОБОТИ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА.....	48
3.1 Вимоги, що висуваються до енергетичної установки судна.....	48
3.2 Аналіз різних типів і схем судових енергетичних установок.....	48
3.2.1 Види судових енергетичних установок.....	48
3.2.2 Аналіз різних типів головних двигунів.....	49
3.2.3 Аналіз різних типів передачі потужності.....	50
3.3 Вибір числа гребних гвинтів, числа гребних валів і способу реверсування.....	50

3.4	Вибір типу рушія.....	51
3.5	Вибір головного двигуна.....	51
3.5.1	Оцінка необхідної потужності головного двигуна.....	51
3.5.2	Порівняльний аналіз та вибір головного двигуна.....	51
3.5.3	Основні технічні дані.....	53
3.5.4	Опис конструкції двигуна.....	54
3.6	Рейсова лінія та гістограми гідрометеорологічних параметрів.....	60
3.7	Проектування головної пропульсивної установки.....	61
3.7.1	Розміщення головного двигуна на судні.....	61
3.7.2	Основні характеристики ходовості серійного судна.....	63
3.7.3	Початкові значення характеристик гребного гвинта.....	63
3.8	Розрахунок гвинтової характеристики.....	69
3.9	Побудова суміщених характеристик двигуна та рушія.....	70
3.10	Характеристики гребного гвинта.....	73
3.11	Визначення основних експлуатаційних характеристик двигуна 7G60ME-C9.5-GI-TII.....	74
3.12	Визначення основних елементів валопроводу.....	78
4.	РОЗРОБКА ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ СЕУ. ОБҐРУНТУВАННЯ ТА ВИБІР ДОПОМІЖНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ КОМПЛЕКСІВ, РОЗРОБКА СХЕМИ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОТОКІВ.....	80
4.1	Розробка теплової схеми суднової установки.....	80
4.2	Вибір суднової електростанції.....	81
4.2.1	Вибір роду струму.....	81
4.2.2	Вибір основних джерел енергії.....	81
4.2.3	Вибір типу дизель-генераторів (табл. 4.1).....	83
4.3	Вибір елементів допоміжної котельної установки.....	84
4.4	Вибір аварійного дизель-генератора.....	90
4.5	Вибір опріснювальної установки.....	91
4.6	Енерговикористання в режимі повного ходу.....	93
4.6.1	Основні вихідні дані для розрахунку потоків енергії в СЕУ наведені у табл. 4.6.....	93
4.6.2	Розрахунок енергетичного балансу головного двигуна 7G60ME-C9.5-GI.....	95
4.6.3	Розрахунок енергетичного балансу допоміжного двигуна 7L35/44DF.....	97
4.6.4	Розрахунок енергетичного балансу утилізаційного котла XC-2.....	99
4.6.5	Розрахунок енергетичного балансу водоопріснювальної установки.....	99
4.6.6	Розрахунок енергетичного балансу допоміжного котла Aalborg OS-TCi.....	100
4.6.7	Розрахунок перетворення механічної потужності головного двигуна в механічну потужність упора гвинта.....	101
4.6.8	Розрахунок ефективності роботи СЕУ.....	101

5 ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМ СЕУ. РОЗРОБКА, РОЗРАХУНОК І КОМПЛЕКТАЦІЯ СИСТЕМИ ПАЛИВА.....	102
5.1 Система паливна.....	102
5.1.1 Призначення і склад.....	102
5.1.2 Вимоги Регістра до системи.....	103
5.1.3 Розрахунок основних елементів системи.....	105
5.1.4 Устаткування паливної системи.....	105
5.2 Система масляна.....	105
5.2.1 Призначення і склад системи.....	105
5.2.2 Вимоги Правил Регістру, що висуваються до системи.....	105
5.2.3 Устаткування масляної системи.....	106
5.3 Система охолодження.....	106
5.3.1 Призначення і склад системи.....	106
5.3.2 Вимоги Регістра до системи.....	106
5.3.3 Устаткування системи охолодження.....	108
5.4 Система пускового повітря.....	108
5.4.1 Призначення і склад системи.....	108
5.4.2 Вимоги Регістра до системи.....	109
5.4.3 Устаткування системи пускового повітря.....	111
5.5 Система газовідведення.....	111
5.5.1 Призначення та склад системи.....	111
5.5.2 Вимоги Регістру до системи.....	111
5.5.3 Розрахунок основних елементів системи.....	112
5.6 Висновки з розділу.....	113
6 РОЗРОБКА ПИТАНЬ ТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СЕУ ТА БЕЗПЕЧНОГО НЕСЕННЯ МАШИНОЇ ВАХТИ.....	114
6.1 Технічна експлуатація якірно-швартовних пристроїв.....	114
6.1.1 Класифікація якірно-швартовних пристроїв.....	114
6.1.2 Брашпіль.....	116
6.1.3 Шпиль.....	117
6.1.4 Експлуатація якірно-швартовних пристроїв.....	117
6.2 Організація несення машинної вахти при стоянці судна на якорі та в порту відповідно до Міжнародної Конвенції про дипломування моряків і несення вахти (ПДНВ 78/95) [26].....	122
6.2.1 Стоянка судна на якорі.....	122
6.2.2 Несення вахти в порту.....	122
6.3 Висновки з розділу.....	127
7 АНАЛІЗ СУДНОВОГО ЕЛЕКТРООБЛАДНАННЯ, ЕЛЕКТРОННОЇ АПАРАТУРИ ТА СИСТЕМ КЕРУВАННЯ, ДІАГНОСТУВАННЯ Й КОНТРОЛЮ СЕУ.....	128

7.1 Загальні положення.....	128
7.1.1 Автоматизовані головні механізми і рушії.....	128
7.1.2 Автоматизовані компресорні установки.....	130
7.1.3 Автоматизовані насосні установки.....	131
7.1.4 Автоматизовані осушувальні установки машинних приміщень	131
7.1.5 Автоматизовані холодильні установки.....	131
7.1.6 Устрої на ходовому містку.....	132
7.1.7 Устрої в машинних приміщеннях	132
7.1.8 Устрої у житлових приміщеннях механіків.....	133
7.2 Автоматизована система керування паливоподачею суднового дизеля	133
8. ТЕХНОЛОГІЧНА РОЗРОБКА ЕЛЕМЕНТІВ СЕУ.....	139
8.1. Технічне обслуговування та ремонт сальника штока поршня.....	139
8.2 Технологічний процес монтажу мінералізатора.....	142
8.2.1 Стислий опис механізму, що монтується.....	142
8.2.2 Загальні технічні вимоги до монтажу мінералізатора.....	142
8.2.3 Розрахунок нерухомості змонтованого апарату.....	143
8.2.4 Вимоги безпеки праці.....	144
8.2.5 Технологічний процес монтажу пластинчастого мінералізатора.....	144
9 РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ІЗ БЕЗПЕКИ МОРЕПЛАВСТВА ТА БОРОТЬБИ ІЗ ТЕРОРИЗМОМ І ПІРАТСТВОМ.....	ПОМИЛКА! ЗАКЛАДКУ НЕ ВИЗНАЧЕНО.
9.1 Розробка заходів щодо безпеки мореплавства.....	Помилка! Закладку не визначено.
9.1.1 Міжнародні організації безпеки мореплавства.....	Помилка! Закладку не визначено.
9.1.3 Вимоги у відношенні функцій, пов'язаних з аварійними ситуаціями, охороною праці, медичним догляданням і виживанням.....	Помилка! Закладку не визначено.
9.1.4 Обов'язкові мінімальні вимоги по ознайомленню, початковій підготовці по питанням безпеки і інструктажу для усіх моряків.....	Помилка! Закладку не визначено.
9.2 Боротьба з тероризмом і піратством.....	123
10 РОЗРОБКА ПРОГРАМИ (МЕТОДИКИ) ВИПРОБУВАНЬ ДОПОМІЖНОГО ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА 7L35/44DF	136
10.1 Загальні положення.....	136
10.2 Випробування допоміжних дизель-генераторів.....	137
11. ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОВЕДЕНОЇ МОДЕРНІЗАЦІЇ СЕУ.....	153
11.1 Загальні положення.....	153
11.2 Висновки з розділу	162
ВИСНОВОК.....	163
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	164

ВСТУП

Актуальність теми дослідження. Обмеженість світових запасів вуглеводневих палив (нафти і газу) змушує постійно вдосконалювати ефективність їх використання. У сучасній українській економіці кількість спожитого палива значно перевищує можливості власного видобутку на території нашої держави, тому питання його ефективного використання безпосередньо впливає на енергетичну безпеку країни. Крім того, малоефективне споживання вуглеводневих палив негативно позначається на стані навколишнього середовища через збільшення теплових викидів.

Значна частина спожитого вуглеводневого палива припадає на двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ). Висока надійність, економічність, широкий діапазон агрегатної потужності, відпрацьована конструкція забезпечили широке поширення двигунів такого типу в усьому світі. Серед ДВЗ різного типу, одними з найбільш економічних і ефективних є малообертові ДВЗ (МОД), які найчастіше використовуються в якості головних суднових двигунів або у складі дизельних електростанцій. Їх енергетична ефективність оцінюється ефективним ККД, який у сучасних моделях перевищує 50%.

Необхідність застосування палив, альтернативних нафтовим, обумовлена спостережуваним в останні роки різким подорожчанням традиційних моторних палив і помітним виснаженням сировинних ресурсів для їх виробництва – нафтових родовищ. У такій ситуації використання спиртових палив в двигунах внутрішнього згоряння стає економічно виправданим. Крім того, в ряді випадків таке застосування дозволяє помітно знизити токсичність відпрацьованих газів двигунів і поліпшити екологічну ситуацію в районах активного судноплавства.

Метанол в якості суднового палива цікавий судновласникам, оскільки він не містить сірки та є рідким у навколишньому середовищі, що дозволяє легко зберігати його на борту суден. Для суден, що працюють в районах з контролем за викидами (ЕСА) з використанням міжнародних морських організацій (International Maritime Organization (IMO)), метанол може бути прийнятним рішенням для задоволення вимог що до вмісту сірки. При використанні метанолу скорочення викидів подібні до переваг, отриманих при використанні рідкого природного газу (LNG).

Публікації. За час навчання опубліковано 1 тези доповіді на міжнародній науково-технічній конференції:

Дослідження використання водопаливної емульсії для підвищення ефективності СЕУ Ратушний О.В., Богославець В.А., Галиченко С.О. // XXV International Scientific and Practical Conference «SCIENTIFIC RESULTS – 2018», Вінниця. – 2018. Режим доступу: el-conf.com.ua.

Відомості щодо судна

До складу сучасного судна входять різноманітні машини і механізми, які в сукупності і у взаємозв'язку із пристроями і апаратами утворюють суднову енергетичну установку (СЕУ). За допомогою СЕУ забезпечуються рух судна і його маневри, безпека плавання і живучість, вантажні операції і інші функції відповідно до призначення судна, схоронність перевезеного вантажу, нормальні умови для роботи і відпочинку екіпажа і пасажирів. У цей час більшість суден мають у якості головного двигуна дизель. Дизелі сьогодні – самі економічні теплові двигуни, що дозволяють, крім того, порівняно просто механізувати і автоматизувати основні виробничі процеси на судні (рис. 1).



Рисунок 1. Загальний вигляд судна (від корми)

В останні роки приділяється велика увага паливної економічності СЕС у суден у цілому. Із цією метою вживають наступних заходів: знижують опір руху судна; зменшують його швидкість; застосовують гвинти регульованого кроку, що дозволяють ефективно використати потужність в умовах плавання, що відрізняються від специфікаційних; забезпечують підвищені середньоексплуатаційні ККД первинних двигунів їхньою роботою на повній або близькій до повної потужності на різних режимах, відбором потужності головних двигунів на допоміжні потреби (електрогенератори, насоси і т.д.), застосуванням відповідних оптимізуючих режим роботи засобів автоматизації. Особливе значення має підвищення повноти використання енергії палива, що спалює в первинних двигунах. Із цією метою застосовують розвинену (глибоку) утилізацію теплоти випускних газів, що прохолоджує двигуни середовища, гарячого наддувочного повітря для одержання механічної енергії (і передачі її на гвинт), електроенергії, пари і гарячої води для опріснювальних і опалювальних установок, підігріву палива і гарячого водопостачання. Ріст паливної економічності СЕС досягається також підвищенням параметрів роботи їхніх головних двигунів, наприклад збільшенням середнього ефективного тиску дизеля. Особливе значення має рішення проблеми спалювання важких високов'язких палив та альтернативних палив. В останні роки з'явилися більш сучасні судові малообертіві і середньообертіві двигуни, як з погляду економічності, так і надійності їхньої роботи. У зв'язку із цим у даному дипломному проекті ставиться завдання заміни головного двигуна на більш економічний, працюючий на високов'язких сортах палив, що поліпшить техніко-економічні показники в порівнянні із судном-прототипом.



Рисунок 2. Загальний вигляд судна (вид у ніс)

Типовий СПГ-танкер (*метановоз*) може перевозити 145–155 тис. м³ зрідженого газу, з чого може бути отримано близько 89–95 млн. М³ природного газу в результаті регазифікації. За своїм розміром суди-газовози аналогічні авіаносців, але значно менше сверхкрупнотоннажних нафтоналивних суден. З огляду на те, що метановози відрізняються надзвичайної капіталоємністю, їх простий неприпустимий. Вони швидкохідні, швидкість морського судна, що перевозить зріджений природний газ, досягає 18–20 вузлів у порівнянні з 14 вузлами для стандартного нафтотанкерів. Крім того, операції по наливу і розвантаження СПГ не займають багато часу (в середньому 12–18 годин).

На випадок аварії СПГ-танкери мають двокорпусні структуру, спеціально призначену для недопущення витоків і розривів. Вантаж (СПГ) перевозиться при атмосферному тиску і температурі – 162 ° С в спеціальних термоізованих резервуарах (іменується « *система зберігання вантажу* ») в середині внутрішнього корпусу судна-газовоза. Система зберігання вантажу складається з первинного контейнера або резервуара для зберігання рідини, шару ізоляції, вторинної оболонки, призначеної для недопущення витоків, і ще одного шару ізоляції. У разі пошкодження первинного резервуара вторинна оболонка не допустить витоку. Всі поверхні, що контактують з СПГ, виготовляються з матеріалів, стійких до надзвичайно низьких температур. Тому в якості таких матеріалів, як правило, використовуються *нержавіюча сталь*, *алюміній* або *інвар* (сплав на основі заліза з вмістом нікелю 36%).

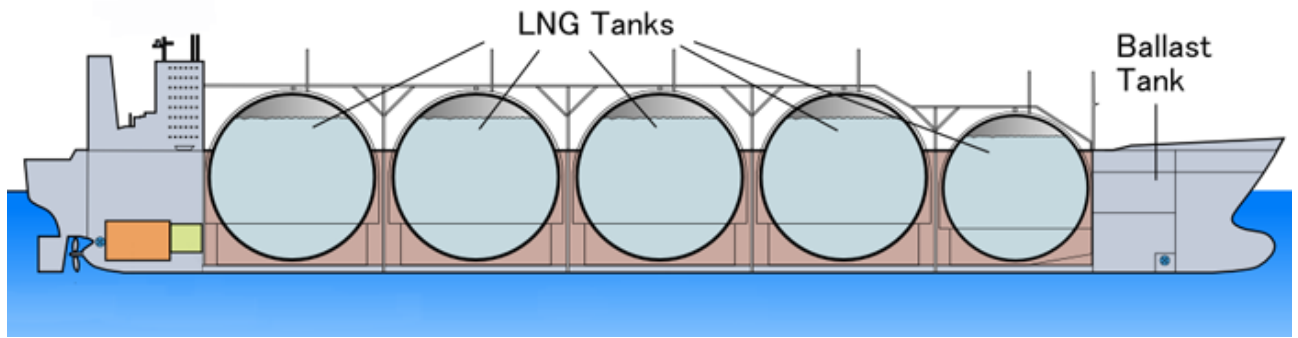


Рисунок 3. СПГ-танкер типу Moss (сферичні резервуари)

Відмінною особливістю судів-газовозів типу Moss, що становлять на сьогоднішній день 41% світового флоту метановози, є самонесучі *резервуари сферичної форми*, які, як правило, виготовляються з алюмінію і кріпляться до корпусу судна за допомогою манжета по лінії екватора резервуара. На 57% танкерів-газовозів застосовуються *системи трехмембранних резервуарів* (система GazTransport, система Technigaz і система CS1). У мембранних конструкціях використовується надзгато тонша мембрана, яка підтримується стінками корпусу. Система *GazTransport* включає в себе первинну і вторинну мембрани у вигляді плоских панелей з інвара, а в системі *Technigaz* первинна мембрана виготовлена з гофрованої нержавіючої сталі. В системі *CS1* інварні панелі з системи *GazTransport*, що виконують роль первинної мембрани, поєднуються з тришаровими мембранами *Technigaz* (листовий алюміній, поміщений між двома шарами склопластику) в якості вторинної ізоляції.

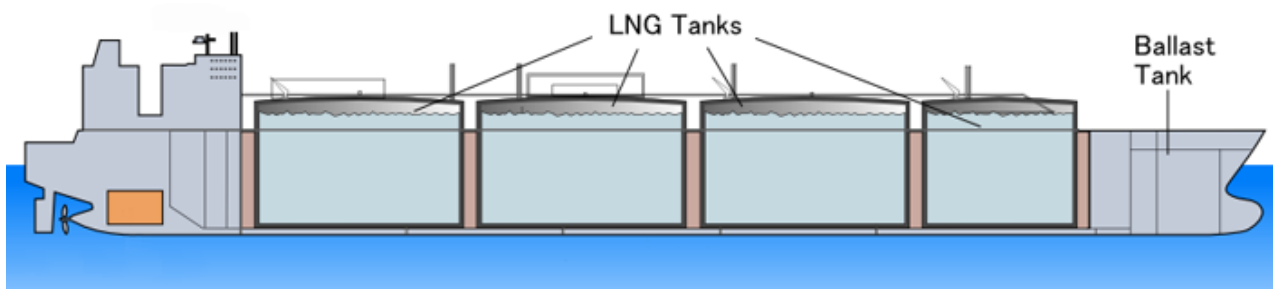


Рисунок 4. СПГ-танкер GazTransport & Technigaz (мембранні конструкції)

На відміну від судів для перевезення СНД (*зріджений нафтовий газ*), газовози не обладнуються палубної установкою для скраплення, а їхні двигуни працюють на газі з киплячого шару. З урахуванням того, що частина вантажу (*зріджений природний газ*) доповнює мазут в якості палива, СПГ-танкери прибувають в порт призначення не з такою ж кількістю СПГ, яке було завантажено на них на заводі зі зрідження. Гранично допустиме значення показника випаровування в киплячому шарі становить близько 0,15% від обсягу вантажу на добу. Як рушіїні установки на метановозах застосовуються в основному парові турбіни. Незважаючи на низьку паливну ефективність, парові турбіни можуть легко пристосовуватися до роботи на газі з киплячого шару. Ще одна унікальна особливість танкерів-газовозів полягає в тому, що в них, як правило, залишається невелика частина вантажу для охолодження резервуарів до необхідної температури до навантаження.

Наступне покоління СПГ-танкерів характеризується новими особливостями. Незважаючи на більш високу вантажомісткість (200–250 тис. м³), суду мають таку ж осадку – на сьогоднішній день для судна вантажомісткістю в 140 тис. м³ типова осадка в 12 метрів на увазі обмежень, які застосовуються в Суецькому каналі і на більшості СПГ-терміналів. Однак їх корпус буде більш широким і довгим. Потужність парових турбін не дозволить таким більшим судам розвивати достатню швидкість, тому на них буде застосовуватися двохпаливний газомазутний дизельний двигун, розроблений в 1980-і роки. Крім того, багато суден-газовози, на яких сьогодні розміщені замовлення,

будуть оснащуватися *судновий регазифікаційної установкою*. Випаровування газу на метановозами такого типу буде контролюватися таким же чином, як і на судах для перевезення зрідженого нафтового газу (СНД), що дозволить уникати втрат вантажу в рейсі.

Перелік прийнятих скорочень

ІМО – Міжнародна Морська Організація;
АДГ – аварійний дизель-генератор;
БГЖ – блок гідравлічного живлення;
БГЦ – блок гідравлічних циліндрів;
ВВП – високов'язке паливо;
ВОД – високооборотний двигун;
ВОУ – водоопріснювальна установка;
ВТК – високотемпературний контур;
ГД – головний двигун;
ГПВ – господарсько-побутові води;
ГРК – гвинт регульованого кроку;
ГРЩ – головний розподільчий щит;
ГУП – головний упорний підшипник;
ГТН – газотурбонагнітач;
ГФК – гвинт фіксованого кроку;
ДАУ – дистанційне автоматичне управління;
ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння;
ДДГ – допоміжний дизель-генератор;
ДК – допоміжний котел;
ДКУ – допоміжна котельня установка;
ДРА – дизель-редукторний агрегат;
ЕП – експлуатаційна потужність;
ККД – коефіцієнт корисної дії;
МВП – мало'язке паливо;
МВ – машинне відділення;
МОД – малооборотний двигун;
МТП – максимальна тривала потужність;
НС – надзвичайна ситуація;
НТК – низькотемпературний контур;
ОНП – охолоджувач наддувочного повітря;
ПМВ – пристрій магнітного виявлення;
ПНВТ – паливний насос високого тиску;
ПП – переважувальна потужність;
ПТУ – поротурбінна установка;
СДК – система дистанційна керування;
СДУ – суднова дизельна установка;
СЕС – суднова електростанція;
СЕУ – суднова енергетична установка;
СОД – середньоборотний двигун;
СПАМ – спектральний аналіз масла;
УПГ – утилізаційний парогенератор;
ЦО – цивільна оборона;

ЦПК – центральний пост керування;
ЧМП – Чорноморське морське пароплавання;
ЩАГ – щит аварійного генератора

1. Характеристика базового судна, комплектація судна технічними засобами та розташування енергетичного обладнання у машинному відділенні для забезпечення вимог Міжнародного кодексу управління безпекою, конвенції SOLAS-74 і MARPOL-73/78.

1.1 Призначення судна прототипа

Судно прототип — газовоз “AL RUWAIS” (рис. 1.1) побудовано і введено в експлуатацію у 2007 році корейською компанією «Daewoo Shipbuilding and Marine Engineering Co., Ltd. Okpo Shipyard», призначене для перевезення скрапленого природного газу.

Тип судна — газовоз, з кормовим розташуванням надбудови і машинного відділення.

Район плавання — необмежений.

Розрахункова температура зовнішнього повітря для вибору товщини ізоляції і конструкції корпусу прийнята 50°C для інших конструкцій механізмів і устроїв — 40°C.

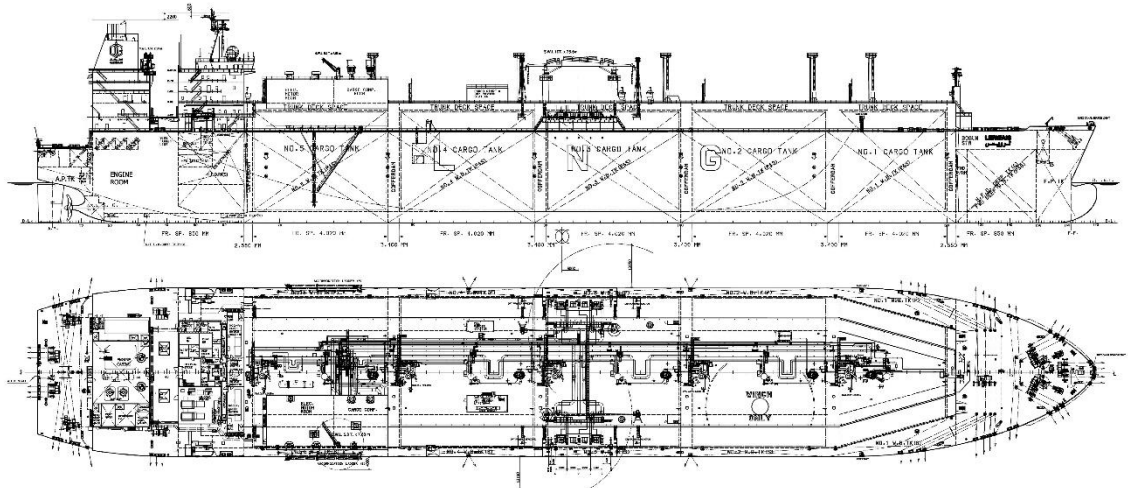


Рисунок 1.1 Загальний вигляд судна

1.2 Клас судна відповідно до міжнародних норм

Судно відповідає класифікації Lloyd’s Register of Shipping +100A1, “Liquefied Gas Tanker, Ship Type 2G, Methane in Membrane tanks, Maximum Vapour Pressure 0.25bar, Minimum temperature minus 163°C”, ShipRight (SDA), LI, +LMC, UMS, NAV1, IBS, *IWS, +Lloyd’s RMC (LG), IGS, with the descriptive notes of ShipRight (PCWBT {date}, FDA plus, CM, SEA (HSS-4L, VDR), ShipRight (MPMS, MCM, SCM), ETA.

Судно відповідає вимогам наступних морських класифікаційних і наглядових товариств і документів:

Міжнародній Конвенції безпеки життя у морі (SOLAS 1974 р.) протокол 1978 р. включаючи доповнення;

					ВМР. 135. 6220зм. 11. 11 ПЗ 01			
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент	Гненний Г.Г				Лист.		Аркуш	Аркушів
Консульт.	Мисько В.О.							
Керівник	Уваров В.А.				ХФ НУК			
Н. Контр.	Андрєєв А.А.							
Зав.кафед.	Андрєєв А.А.							
					Характеристика базового судна, його систем і пристроїв стосовно відповідності вимогам Міжнародного кодексу управління безпекою (МКУБ).			

Міжнародній Конвенції по вантажним перевезенням з доповненнями;
Міжнародній Конвенції по тонажним вимірюванням суден, 1969;
IMDA 71507;
Міжнародній Конвенції попередження забруднення з суден, 1973 і протоколу 1978 р;
Міжнародній Конвенції по попередженню зіткнень у морі 1972 і 1989;
Міжнародній Конвенції по навігації 9787;
вимогам при проходженні Суецького каналу;
вимогам при проходженні Панамського каналу;
ILO Конвенції життєдіяльності екіпажу на борту судна номер 92;
IEC рекомендаціям обслуговування електричного устаткування;
вантажним правилами SOLAS 1974, включаючи IMD циркуляр MSC / циркуляр 323;
вимогам IMO у відношенні запобігання забруднення довкілля.

1.3 Основні характеристики судна

Головні розміри:

Довжина найбільша,..... 315 м;
Ширина,..... 50 м;
Проектована осадка,..... 13,6 м.

Дедвейт судна у морській воді густиною $1,025 \text{ т/м}^3$, при осадці по літню вантажну марку 13,6 м, складає 120 500 т;

Морехідні якості

Плавучість судна при прийнятій формі корпусу і розподіл навантажень забезпечується у всіх експлуатаційних випадках. Остіюність судна у всіх експлуатаційних випадках завантаження задовольняє вимогам класифікаційного товариства Lloyd's Register of Shipping для суден необмеженого району плавання.

Непотоплюваність забезпечується у відповідності з діючими вимогами Lloyd's Register of Shipping при затопленні двох сумісних автономних відсіків.

Гарантована швидкість судна при осадці 13,6 м складає 20,0 вузлів з двома головними двигунами 6S70ME-C, працюючому на експлуатаційній потужності ($N_e=16500 \text{ кВт}$, $n=87 \text{ хв}^{-1}$) на спокійній воді.

1.4 Суднова енергетична установка

1.4.1 Елементи головної енергетичної установки

У якості головного двигуна встановлений двигун фірми MAN 6S70ME-C (табл 1.1), який має наступні характеристики і параметри: двотактний, простої дії, крейцкопфний, реверсивний, морського виконання з ізобарним наддувом.

Поршні охолоджуються маслом; повітря, масло, прісна вода у холодильниках охолоджуються забортною водою.

Валопровід

У склад валопроводу входять:

- зредний вал;
- проміжний вал;
- ущільнення зредного валу „SIMPLEKS” з двома ущільненими манжетами у носовому ущільненні і 4 — у кормовому;
- дейдвудний устрій з двома підшипниками ковзання;
- зредний гвинт фіксованого кроку.

Таблиця 1.1 Характеристики головного двигуна

Характеристика	Значення
Число циліндрів	6
Діаметр циліндра, хід поршня, мм	700 x 2800
Номінальна потужність, кВт	19620
Специфікаційна потужність, кВт	16500
Характеристика	Значення
Експлуатаційна потужність, кВт	14070
Номінальна кількість обертів, хв ⁻¹	91
Середній ефективний тиск, МПа	2,0
Середня швидкість поршня, м/с	8,5
Питома ефективна витрата палива, г/(кВт год)	169
Витрата циркуляційного масла, г/(кВт год)	0,15
Витрата циліндрового масла, г/(кВт год)	1,0
Вага двигуна, т	534
Розміри, мм	9498x4390x11475

14.2 Елементи допоміжної установки

У якості основних джерел живлення встановлені 5 дизель-генераторів STX MAN 7L32/40 з наступними характеристиками (табл. 1.2):

Таблиця 1.2 Характеристики дизель-генераторів

Характеристика	Значення
Потужність двигуна, кВт	3500
Потужність генератора, кВт	3380
Число обертів хв. ⁻¹	720
Питома ефективна витрата палива, г/(кВт-годину)	183

Аварійний дизель-генератор STX (SSANGYONG) – CUMMINS (табл. 1.3):

Таблиця 1.3 Характеристики аварійного дизель-генератора

Характеристика	Значення
Потужність двигуна, кВт	900
Потужність генератора, кВт	860
Число обертів хв. ⁻¹	1800
Питома ефективна витрата палива, г/(кВт-годину)	200

Допоміжна парова установка

У якості парового джерела встановлені два допоміжні котли VKK Marine Boiler GmbH – OCEAN OF V-WSP-7/7 та два утилізаційні котли OCEAN EG-V-S-1,7/7 з наступними характеристиками (табл. 1.4):

Допоміжний котел, VKK Marine Boiler GmbH – OCEAN OF V-WSP-7/7

Таблиця 1.4 Характеристики парової установки

Характеристика	Значення
Паропроодуктивність, кг/год	7000
Температура живильної води, °C	60
Тиск пари, МПа	0,7
Утилізаційний котел OCEAN EG-V-S-1,7/7	
Паропроодуктивність, кг/год	1700
Температура живильної води, °C	60
Тиск пари, МПа	0,9

Це взнезрудний утилізаційний котел вертикального типу, що працює від вихлопних газів в одному напрямку. Передбачено примусову циркуляцію води, без власного парового дарадану. Котел працює на паровий дарадан допоміжного котла.

1.5 Системи СЕУ

Паливна система

Система прийому, збереження, перекачки та сепарації палива складається з:

трубопроводу прийому і перекачки важкого палива яке забезпечує прийом палива в цистерни основного запасу, перекачку палива з будь-яких цистерн запасу у відстійну, видачу палива з судна;

трубопроводу прийому і перекачки дизельного палива;

трубопроводу сепарації палива, який забезпечує прийом важкого палива з відстійної цистерни, очистку його в сепараторах і подачу у витратні цистерни;

Паливна система ГД складається з:

витратно-паливного трубопроводу ГД;

дренажного трубопроводу.

Витратно-паливний трубопровід ГД забезпечує подачу важкого, або дизельного палива з витратних цистерн підкачувальними електричними насосами агрегатами на підігрів важкого палива (дизельне без підігріву) і подачу його через фільтр до ПНВТ.

Масляна система

Масляна система складається з:

- системи прийому, перекачки та сепарації масла;
- системи циркуляційного змащування ГД;
- системи змащування турбокомпресора надувного повітря ГД;
- системи змащування приводів;
- системи змащування циліндрів;
- системи збору протікань від сальників штоків поршнів.

- Системи прийому, перекачування і сепарації масла забезпечує:
- заповнення стічно-циркуляційних цистерн, цистерн основного запасу циліндрового масла, цистерн запасу масла ГД не судновими засобами, або переносними електропровідними масло агрегатами через приймальні клапани з верхньої палуби;
- передачу масла самопливом з цистерни запасу у стічно-циркуляційну цистерну системи циркуляційного змащення ГД;
- перекачку відродженого масла в цистерну відродженого масла;
- подачу циліндрового масла з видаткової цистерни до лубрикаторів ГД;
- сепарації масла з стічно-циркуляційної цистерни ГД, цистерни продувки масляного фільтру і подачу від сепарованого масла у стічно-циркуляційну цистерну ГД;
- сепарацію протікань масла від сальників штоків поршня;
- сепарації масла ДГ;
- відвід шламів самопоотоком від сепараторів;
- відвід повітря з масляних цистерн через повітряні труди.

Система циркуляційного змащування ГД забезпечує:

прийом масла кожним з двох масляних електронасосів цих агрегатів ГД з стічно-циркуляційної цистерни і подачу його на змащування і охолодження двигуна через масло-охолоджувачі і масляні фільтри;

злив масла самопоотоком з двигуна у стічно-циркуляційну цистерну.

Система змащування турбокомпресора забезпечує:

прийом масла кожним з двох масляних електронасосів цих агрегатів зі стічно-циркуляційної цистерни;

подачу його через масляний фільтр і масло-охолоджувач до підшипників ТК;

злив масла від підшипників ТК у стічно-циркуляційні системи.

Систему змащення приводів забезпечує:

прийом масла кожним з двох масляних електронасосів цих агрегатів зі стічно циркуляційної цистерни;

подачу його до двигуна на змащення управління випускних клапанів, приводів паливних насосів і розподільного валу;

злив масла у стічно-циркуляційну систему;

подача масла до гідроприводу випускних клапанів.

Система змащування циліндрів забезпечує подачу масла для змащування циліндрів лубрикаторами, з автоматичним наповненням.

Система збору протічків від сальників штоків поршнів забезпечує збір протічків, подачу їх на сепарацію і перекачку у стічно-циркуляційну систему.

Система охолодження

Система охолодження прісною водою забезпечує:

подачу води на охолодження ГД від охолоджуючих насосів прісної води;
поповнення витоків у системі охолодження від розширювальної цистерни;
поповнення розширювальної цистерни від системи постачання прісною водою;
уведення антикорозійної присадки в систему охолодження;
подачу води, яка є зріючим середовищем на вакуумну випарникову установку;
збір охолоджувальної води в цистерну;
подачу води через підігрівач для підігріву ГД.

Система охолодження забортною водою забезпечує:

прийом забортної води;
подачу на водоохолоджувач надувного повітря ГД;
охолоджувачі прісної води, циркуляційного масла ГД, турбінного масла системи мащення ТК, масла системи змащування приводів, конденсату котельної установки;
подачу води на охолодження дизель-генераторів і компресорів установки стиснутого повітря;
подачу води до системи інертних газів і до насосів охолодження суднового устаткування.

Система пускового повітря:

Система пускового повітря забезпечує:
подачу стиснутого повітря для пуску ГД;
подачу стиснутого повітря на продувку ТК;
відвід повітря від ресиверу продувного повітря у цистерну.
Стиснуте повітря поступає від балонів пускового повітря, які заповнюються електричними компресорами.

1.6 Міжнародний Кодекс управління безпекою (МКУБ)

Для ведення нагляду за суднами з боку Класифікаційних товариств різних країн був розроблений Міжнародний Кодекс з Управління Безпекою МКУБ (ISM Code) його основне призначення — забезпечення безпеки на морі, запобігання людського травматизму або жертв, уникнення шкоди навколишньому середовищу та майну

Кодекс наказує, що кожна компанія людина розробляти, втілювати й жити і утримувати системи управління безпекою (СУБ) в судноплавних компаніях.

Система управління безпекою включає в себе:

- політику безпеки і захисту навколишнього середовища,
- інструкції та процедури, що забезпечують безпечне використання суден і захист навколишнього середовища відповідно до вимог міжнародного законодавства та законами країни прапора судна,
- визначення рівнів повноважень і способів взаємодії між і усередині берегового та суднового персоналу.

- процедури повідомлення про події і невідповідність МКУБ,
- процедури підготовки до можливих екстремальних випадків і реагування на них,
- процедури внутрішніх перевірок і змін в управлінні

Відсутність сертифікації за МКУБ автоматично переводить судноплавну компанію в розряд аутсайдерів. Вона випадає з міжнародного судноплавства, так як не підтвердила якість своїх послуг і відповідність стандартам безпеки.

Судова документація повинна містити обов'язковий перелік судових документів і креслень, що відображають фактичний стан судна, його конструкції та обладнання.

На борту судна повинні знаходитися основні Міжнародні діючі правові документи (Конвенції, Правила, кодекси...) та обов'язкові судові документи.

Базове судно задовольняє діючим Міжнародним Правилам, Конвенціям і нормам, основні з них такі:

Правила Регістра, видання 1990 р,

Міжнародна Конвенція з охорони людського життя на морі 1974 (SOLAS-7M);

Міжнародна Конвенція по запобіганню забруднення з суден у морі (MARPOL – 73/78), а також поправок по МЕРС 32/WP.3 и МЕРС.51 (32),

– Міжнародна Конвенція про вантажну марку.

Міжнародні правила попередження зіткнень суден у морі, 1972 (COLREG-72),

Міжнародна Конвенція про підготовку і дипломування моряків та несення вахти 1978/1995 (STCW-78/95),

Міжнародний кодекс морського перевезення небезпечних вантажів (IMDG Code)

Міжнародний кодекс по рятувальним засобам, з поправками (ISA Code)

Устаткування, обслуговуючі системи встановлені на судні задовольняють діючим нормам і правилам.

1.7 Розташування енергетичного обладнання у машинному відділенні судна. Комплектація судна технічними засобами для забезпечення вимог Конвенції SOLAS-74 і MARPOL-73/78

1.7.1 Загальні принципи розташування механізмів і устаткування

Загальні правила, що стосуються розташування механізмів, полягають у тому, що їх слід розташовувати у таких місцях, де вони будуть найбільш ефективно виконувати свої функції. Розташування окремих комплексів механізмів пов'язане з місцем розташування МВ по довжині судна, яке визначається призначенням судна та його особливостями. Ці питання вирішуються замовником та конструкторською організацією (центральною конструкторським бюро) під час проектування судна [8].

Оскільки призначення судна – перевезення корисних вантажів, об'єм корпусу, що виділяється на розміщення механізмів, повинен бути мінімальним.

У морській практиці зустрічаються чотири варіанти розташування приміщень СЕУ по довжині судна: кормове, середнє, проміжне (зсунуте до корми від мідель-шпангоута) та носове. Кожен з варіантів має свої переваги і недоліки. На сучасних судах загального призначення (танкери, суховантажники, контейнеровози тощо) місцеположення МВ здебільшого приймається

кормове. Воно дозволяє збільшити вантажомісткість, дещо зменшити масу СЕУ за рахунок скорочення довжини валопровода та коридору гребного вала. При кормовому розташуванні МВ покращуються умови розміщення вантажу та його обробки під час вантажних операцій.

Кількість відсіків для розміщення СЕУ повинна бути мінімальною при найменшій їх довжині. На транспортних суднах СЕУ зазвичай розташовують у одному відсіку. На спеціальних суднах для підвищеної живучості СЕУ поділяють на автономні групи, які розміщують у різних відсіках.

Розташування на судні СЕУ та її устаткування повинно відповідати вимогам правил морських класифікаційних товариств (наприклад, Правил Російського морського реєстру судноплавства).

Устаткування СЕУ розташовують таким чином, щоб до нього був вільний та зручний підхід для обслуговування та аварійного ремонту. Між устаткуванням передбачаються проходи шириною не менше 0,6 м.

Механізми та апарати встановлюють та закріплюють на міцних та жорстких фундаментах. Фундаменти повинні бути легкими, для чого слід розташовувати устаткування над флорами, стрингерами та у районі шпангоутів. На палубах і платформах передбачається спеціальне підкріплення набору, якщо фундамент не встановлюється безпосередньо на жорстких зв'язках перекриття корпусу. Допускається установа механізмів та іншого обладнання на зовнішній обшивці корпусу, водонепроникних передірках, стінках тунелю валопровода або на стінках паливних і масляних цистерн за умови кріплення їх до ребер жорсткості або на кронштейнах, приварених до обшивки біля ребер жорсткості.

Окрім приміщення МВ для розміщення обладнання СЕУ використовуються додаткові об'єми: коридори валопровода, машинні шахти та кожухи димарів.

Розташування головних і допоміжних механізмів та іншого устаткування

Розташування обладнання СЕУ може бути одно- і багатоярусним. На великих морських суднах зі значною висотою бортів застосовують багатоярусне розташування, що дозволяє зменшити довжину МВ та габарити установки.

Головні двигуни та передачі розташовують у нижній частині МВ на фундаментах, зв'язаних з днищевим набором корпусу. Для зручності обслуговування двигуна необхідно звільнювати навколо нього достатні площі, на які можна покласти великі деталі, виїняті (від'єднані) з двигуна для ремонту. Над двигуном повинен залишитися достатній простір для витягування поршнів зі штоками або шатунів за допомогою спеціальних підйомних пристроїв.

Дизель-редукторний агрегат розміщується у трюмі МВ.

В установках з електрорухом головний електродвигун розташовують у трюмі по можливості ближче до корми. Дизель-генератори можуть розташовуватися у трюмі або на платформі, а іноді й на ВП у надбудові, що істотно зменшує розміри МВ.

Головні парові котли розміщують переважно на платформі. На великих суднах з кормовим розташуванням МВ їх розміщують до корми від головного турбозубчастого агрегату (ГТЗА).

Допоміжні парові котли розміщують на платформі. У МВ їх треба огорожувати металевою загорожею, щоб захистити устаткування від дії полум'я у випадку його викиду з топку.

Утилізаційні парогенератори, як правило, розміщують у верхній частині машинних шахт на спеціальному фундаменті. Газовідвідний трубопровід між двигуном та УПГ повинен мати компенсатор.

Агрегати СЕС розташовують у МВ разом з ГД або у спеціальних приміщеннях (у випадку розвиненої електростанції, наприклад у СЕУ з електрорухом). *Дизель-генератори* найчастіше розташовують у трюмі або на платформі, а *турбогенератори* – на платформі поблизу ДК та УПГ, від яких вони живляться.

Розподільчі щити встановлюють у місцях найменшої ймовірності концентрації газів, пари, пилу та волози – найчастіше на платформі. Головний розподільчий щит (ГРЩ) розташовують на платформі або у приміщенні ЦПК СЕУ. Відповідно до Правил Регістру прохід перед ГРЩ повинен бути не меншим як 0,8...1,0 м залежно від довжини щита, а з задньої сторони – не менше 0,17...0,8 м.

Аварійний дизель-генератор разом з розподільчим щитом, паливною цистерною та іншим устаткуванням, що забезпечує роботу АДГ, встановлюють в одному приміщенні, яке знаходиться вище палуби передірок і має вихід на відкриту палубу.

Кабелі прокладаються у верхній частині приміщень по можливості прямими та доступними трасами. Забороняється прокладання кабелів у цистернах та відсіках, призначених для перевезення займистих рідин.

Трубопроводи повинні прокладатися найбільш коротким шляхом. При цьому треба дотримуватися вимог трасування – прокладання у трьох взаємно перпендикулярних напрямках паралельно діаметральній площині (ДП) судна, перпендикулярно їй та перпендикулярно основній площині. Забороняється прокладати траси через житлові та службові приміщення. Паливні трубопроводи не повинні проходити над двигунами, паровими котлами та газоходами.

Розташування насосів повинно забезпечувати надійне всмоктування за найбільш несприятливих експлуатаційних умов. У зв'язку з цим, насоси розташовують у нижній частині трюму, однак таким чином, щоб їх приводні електродвигуни розташовувались над рівнем підлоги біля насосів.

Перекачувальні, відкачувальні, підкачувальні (циркуляційні) та інші насоси аналогічного призначення повинні мати приймальні патрубки мінімальної довжини і достатньо великого прохідного перерізу та встановлюватися поблизу місць задирання перекачувальної рідини.

Насоси, сепаратори, фільтри та інше устаткування паливної системи необхідно розташовувати у трюмі МВ компактно, бажано в агрегаті та поблизу витратних цистерн очищеного палива. Для перекачування палива встановлюють не менше двох насосів, один з яких резервний.

Насоси циркуляційної системи охолодження розміщують у найнижчій частині контуру. Краще встановлювати насос так, щоб він приймав рідину від охолоджувача та нагнітав у порожнину охолодження.

Конденсатні насоси найчастіше розташовують у спеціальних кільцях подвійного дна під головним конденсатором, щоб забезпечити природний напір не менше 600...800 мм.

Головні живильні насоси встановлюють поблизу ГТЗА.

Паропроводи прокладають у верхній частині МВ у місцях, доступних для огляду та обслуговування.

Забортна вода надходить до насосів системи охолодження через приймальну арматуру (кінгстон, клінкетна засувка, поворотна заслінка), яку розміщено на кінгстонних ящиках або у кінгстонно-розподільчих каналах. Забортні отвори для приймання охолоджуючої води у зовнішній обшивці судна повинні бути захищені ґратами. Розташування забортних отворів повинно бути таким, щоб забезпечити нормальне надходження води за різних умов плавання. Приймання забортної води передбачається переважно у носовій частині МВ, а відлив – у кормовій з лівого борту.

Системи охолодження обладнують двома насосами з однаковою подачею – основним і резервним. Розташовують їх нижче ватерлінії.

На криголамах та суднах льодового плавання приймання забортної води здійснюється через льодові ящики.

Циркуляційні масляні насоси встановлюють поблизу стічно-циркуляційних цистерн. Над насосами на платформі розміщують охолоджувачі масла та води.

Паливні цистерни у МВ розміщують з урахуванням пожежної безпеки; їх заборонено розташовувати над трапами, головними механізмами, котлами, газовідвідними трубами та газоходами, над електрообладнанням та постами керування головними механізмами.

Механізми та апарати суднових систем (насоси трюмних систем, сепаратори трюмних вод, пожежні насоси, насоси та апарати систем водозабезпечення, інсінератори тощо) розміщують у трюмі МВ, згрупувавши їх за функціональними ознаками.

Рефрижераторне устаткування зазвичай розміщують на платформі.

Для зручності обслуговування механізмів та апаратів при великій висоті приміщення СЕУ споруджують спеціальні площадки у декілька ярусів. Ширина проходів між виступаючими частинами повинна бути не менше 600 мм, висота проходів у світлі – не менше 1850...1900 мм.

Настил підлоги виготовляють із знімних металевих рифлених листів на металевому риштуванні.

Трапи для переміщення у вертикальному напрямку та виходу з приміщень СЕУ повинні бути металевими, шириною не менше 600 мм, з кутом нахилу до горизонтальної площини 60°. Довжина маршу трапа не повинна перевищувати 6 м.

Вихідні шляхи з приміщень СЕУ повинні забезпечувати можливість швидкої евакуації обслуговуючого персоналу за аварійних ситуацій (пожежа, затоплення приміщень). Кожне приміщення СЕУ повинно мати не менше двох вихідних шляхів, розташованих як можна далі один від одного у протилежних кінцях приміщення.

Розташування постів керування

ЦПК зазвичай виконують закритими та розміщують у спеціально виділених захищених від шуму приміщеннях, розташованих на платформі МВ. У ЦПК передбачається вікно для візуального спостереження за МВ. ЦПК обладнують пристроями індикації та аварійно-попереджувальної сигналізації, органами керування та зупинки механізмів, засобами зв'язку.

ЦПК зв'язані органами керування та зв'язку з головним постом керування та місцевими постами керування. Місцеві пости керування є домінуючими у відношенні до ЦПК. Перемикання керування з місцевого посту керування на ЦПК та назад повинно відбуватися на місцевому посту

керування з автоматичною подачею до ЦПК сигналу про перемикання. ЦПК, у свою чергу, є домінуючим перед постом керування у ходовій рубці (головним постом керування).

1.7.2 Вимоги Правил Регістру до розміщення устаткування

Головні та допоміжні механізми повинні розташовуватися в МВ таким чином, щоб з їхніх постів керування і місць обслуговування були забезпечені вільні проходи до шляхів евакуації.

Ширина проходів по всій довжині повинна бути не менше 600 мм. Двері, кришки східних і світлових люків, через які можливі вихід із МВ, повинні закриватися і відкриватися у обидві сторони.

ДК, встановлені в одному приміщенні з ДВЗ, повинні бути огорожені в районі топкового пристрою металевою загорожею. ДК, розташовані на платформах, повинні відгороджуватися нафтонепроникними комінгсами висотою не менше 200 мм. Відстані від зовнішньої поверхні ізоляції котлів до стінок цистерн палива та масла повинні бути не менше 600 мм.

Паливні цистерни, як правило, повинні складати частину корпусних конструкцій судна і повинні розташовуватися за межами машинних приміщень категорії А. Як правило, необхідно уникати застосування вкладних паливних цистерн. Цистерни з нафтопродуктами не повинні розташовуватись під механізмами й устаткуванням з температурою поверхонь під ізоляцією більше 200 °С, під котлами, ДВЗ, електроустаткуванням і повинні бути винесені від зазначених механізмів і устаткування наскільки це практично можливо.

Вкладні паливні та масляні цистерни не повинні розташовуватись над паровими котлами, газопускними трубами й іншими нагрітими поверхнями.

Поверхні механізмів, устаткування і трубопроводів, що нагріваються, повинні бути ізольовані. Ізоляція повинна бути виконана з негорючих матеріалів. Повинні бути вжиті заходи для запобігання руйнування ізоляції від вібрації та механічних ушкоджень.

Механізми, що є приводами вантажних насосів, вентиляторів насосних приміщень на нафтоналивних судах, за винятком парових, робоча температура яких не перевищує 250 °С, і гідравлічних двигунів, не допускається встановлювати у вантажних насосних приміщеннях. Ці механізми повинні встановлюватися в приміщеннях, суміжних з насосними, але не сполучених з ними безпосередньо.

Приводні вали, в місцях проходів їх через передірки, повинні забезпечуватися ущільнювальними сальниками. Механізми з горизонтальним розташуванням валів слід встановлювати паралельно ДП судна.

До розподільчих щитів передбачаються наступні умови доступу:

- спереду розподільного щита повинен бути прохід шириною не менше 800 мм при довжині щита до 3 м, і не менше 1000 мм – при довжині щита більше 3 м;
- простір, поза вільно стоячих розподільчих щитів з відкритими частинами, що знаходяться під напругою, повинен бути відгороджений і обладнаний дверима;
- позаду уздовж вільно стоячих розподільчих щитів повинен бути забезпечений прохід не менше 600 мм для щитів довжиною до 3 м і не менше 800 мм – для щитів довжиною більше 3 м.

Зазначені проходи вимірюються від найбільш виступаючих частин апаратури і конструкції щита до виступаючих частин чи устаткування конструкції корпусу.

Установлені на судні механізми, устаткування і системи повинні зберігати працездатність у наступних умовах, град:

- тривалий крен 15;
- дортова хитавиця 22,5;
- тривалий диферент 5;
- кильова хитавиця 7,5.

Аварійні джерела енергії та механізми повинні надійно працювати за усіх можливих режимів експлуатації, навіть за тривалого крену судна до 22,5° та диференту до 10°.

1.7.3 Розташування механізмів на модернізованому судні

Керуючись перерахованими вище вимогами Російського морського реєстру судноплавства і для забезпечення можливості простоти, легкості та зручності обслуговування, на представленому в дипломному проекті судні основні елементи розташовані в такий спосіб:

- ГД для можливості постійного контролю роботи основних елементів, розташованих у верхній частині, змонтований на судні таким чином, щоб вони знаходилися під постійною увагою вахтового, що знаходиться в ЦПК, і була можливість контролю через ілюмінатори;
- ДДГ і ДК розташовані з основними обслуговуючими їхніми елементами на одній платформі для можливості швидкого спостереження, контролю і вживання заходів у разі потреби;
- елементи паливної системи (сепаратори, паливоперекачувальні насоси, підігрівачі, арматура і трубопроводи) встановлені в окремому приміщенні для можливості зручності експлуатації, дотримання правил техніки безпеки і створення сприятливої атмосфери в МВ;
- елементи системи пускового повітря (компресори, балони, маслоохолоджувачі та з'єднуючі їх трубопроводи й арматура) установлені блочно на окремій платформі для зручності обслуговування і скорочення довжини трубопроводів;
- УПГ розташований у шахті МВ по ходу руху ВГ;
- насоси, що обслуговують системи і трубопроводи, розташовані, виходячи з умов скорочення довжини трубопроводів, зменшення кількості сполучної арматури і можливості зручності контролю й обслуговування;
- трапи і перехідні площадки виконані в повній відповідності з вимогами Регістру щодо їхніх розмірів;
- реєстровий прохід 600 мм забезпечується між усіма елементами СЕУ і проходами в МВ;
- МВ має два основні виходи й один аварійний.

Усі вищевказані положення представлені на трьох кресленнях загального розташування СЕУ графічної частини дипломного проекту:

1.7.4 Комплектація судна технічними засобами для забезпечення вимог Міжнародних Конвенцій SOLAS-74 та MARPOL-73/78

Конвенція SOLAS-74

Міжнародна Конвенція з охорони людського життя на морі SOLAS (від *англ.* Safety of Life at Sea) в її послідовно виданих формах є, мабуть, найбільш важливою з усіх міжнародних угод з безпеки торговельних суден. Кожне судно, яке здійснює міжнародний рейс і підпадає під дію цього

нормативного документу, повинно виконувати його вимоги. В іншому випадку воно може бути затримано, а за деякими позиціями ї не допущено в порт. Поточна версія документа відома як SOLAS-74.

Головною метою даного нормативного документа є встановлення мінімальних стандартів, що відповідають вимогам із безпеки при будівництві, обладнанні та експлуатації суден.

Держави прапора повинні забезпечити, щоб судна, що плавають під їхнім прапором, виконували вимоги SOLAS. Для доказу їх виконання Конвенцією передбачено велику кількість сертифікатів. Подібні документи видаються або самою Адміністрацією прапора, або від її імені – за наявності відповідного доручення.

Умови контролю також дозволяють Договірним урядам інспектувати судна, що ходять під прапорами інших держав, особливо якщо є вагомі підстави для сумнівів, що судно та/або його обладнання суттєво не виконують вимоги Конвенції. Ця процедура отримала назву "контроль держави порту" (Port State Control, PSC).

Чинний текст Міжнародної Конвенції SOLAS включає Статті, які викладають загальні зобов'язання, процедури внесення змін тощо, і супроводжується Додатком, розділеним на 12 Глав:

Глава I. Загальні положення;

Глава II-1. Конструкція – поділ на відсіки і остійність, механічні та електричні установки;

Глава II-2. Конструкція – протипожежний захист, виявлення і гасіння пожежі;

Глава III. Рятувальні засоби й пристрої;

Глава IV. Радіозв'язок;

Глава V. Безпека мореплавання;

Глава VI. Перевезення вантажів;

Глава VII. Перевезення небезпечних вантажів;

Глава VIII. Ядерні судна;

Глава IX. Управління безпечною експлуатацією суден;

Глава X. Заходи безпеки для високошвидкісних суден;

Глава XI. Спеціальні заходи щодо підвищення безпеки на морі;

Глава XII. Додаткові заходи безпеки для суден, що перевозять навалочні вантажі.

Відповідно до цієї Конвенції на LNG газозовзі встановлено як індивідуальні рятувальні засоби, так і колективні.

Індивідуальні рятувальні засоби

Індивідуальні рятувальні засоби – це засоби, розраховані на використання однією людиною. На даному танкері встановлені такі індивідуальні рятувальні засоби.

Рятувальні круги

Рятувальний круг – це плавучий круг еліптичної форми в перетині з прикріпленням до нього в чотирьох точках рятувальним леєром. Рятувальний круг повинен мати: зовнішній діаметр не більше 800 мм і внутрішній – не менше 400 мм; рятувальний леєр, який міститься на зовнішньому периметрі круга і закріплений в чотирьох рівновіддалених один від одного місцях, утворюючи чотири однакових петлі; нашиті смуги зі світловідбивного матеріалу; вагу не менше 2,5 кг. На судні встановлено по два рятувальних круга з кожного борту.

.Рятувальні жилети

Рятувальний жилет – засіб для підтримання людини на воді. На судні має бути як мінімум по одному жилету на кожного члена екіпажу. Конструкція рятувального жилета повинна забезпечувати: спливання людини, що знаходиться в несвідомому стані, та її перевертання обличчям вгору не довше ніж за 5 с; підтримання людини в такому положенні, щоб тіло було відхилено назад не менше ніж на 20°, а рот знаходився на висоті не менше ніж 12 см над рівнем води; при стрибку у воду з висоти 4,5 м жилет не повинен завдавати ушкоджень (для цього необхідно схрестити руки і утримувати верхній край жилета, який при торканні ним води різко зміщується вгору і наносить травму обличчю людини).

Гідрокостюми та теплозахисні засоби

Гідрокостюм – костюм із водонепроникного матеріалу, що забезпечує плавучість людини і служить для запобігання переохолодження людини в холодній воді. На судні має бути як мінімум по одному гідрокостюму на кожного члена екіпажу. Гідрокостюм повинен задовольняти наступні вимоги: щоб будь-який член екіпажу міг самостійно надіти костюм протягом не більше 2 хв. разом з одязом і рятувальним жилетом, якщо гідрокостюм вимагає носіння жилета; щоб температура тіла людини не знижувалася більше ніж на 2 °С протягом 6 годин при температурі води 0 – 2 °С; щоб він не підтримував горіння і не плавився, якщо буде охоплений відкритим полум'ям; щоб він володів міцністю, яка забезпечує стрибок з висоти 4,5 м; щоб він забезпечував свободу переміщення при спусканні рятувальних засобів, при підйомі вертикальним трапом на висоту до 5 м, а також щоб людина могла пропливти невелику відстань і зобразитися в шлюпку або пліт.

Теплозахисний засіб виготовлений з водонепроникного матеріалу з низькою теплопровідністю у вигляді пакетів чи мішків і призначений для відновлення температури тіла людини, що погрузла в холодну воду, або для зігрівання при знаходженні в рятувальній шлюпці або надувному плоту.

Коллективні рятувальні засоби

Коллективні рятувальні засоби – це засоби, які можуть використовуватися групою людей. На даному судні встановлені такі коллективні рятувальні засоби.

Рятувальна шлюпка

Рятувальна шлюпка – це шлюпка, здатна забезпечити збереження життя людей, що терплять лихо, з моменту залишення ними судна. Незалежно від конструктивних відмінностей усі рятувальні шлюпки повинні: мати хорошу остійність і запас плавучості навіть при заповненні водою, високу маневреність; забезпечувати надійне самовідновлення на рівній кіль при перекиданні; мати механічний двигун з дистанційним керуванням з рубки, що забезпечує швидкість шлюпки на тихій воді при повному комплекті людей не менше 6 вуз., та захищений від випадкових ударів зредний звинт. Рятувальна шлюпка повинна бути пофарбована у помаранчевий колір.

На судні встановлені (див. п. 1.1.74): чотири рятувальні танкерні моторні самовідновлювальні шлюпки типу 00305, що вміщують 42 особи кожна; робоча моторна шлюпка типу РШП-5,5; катер корабельний робочий типу 338М. Спускання та піднімання рятувальних шлюпок здійснюється шлюпбалками ШДЧШВ за допомогою електричних шлюпочних лебідок ЛШВ11 з тяговим зусиллям (з повною кількістю пасажирів) – 100 кН (10 тс). Спускання та піднімання робочої шлюпки та корабельного катеру здійснюється за допомогою суднових кранів типу КЕ-34М.

Надувні рятувальні плоту

Рятувальний пліт – це пліт, здатний забезпечити збереження життя людей, що терплять лихо, з моменту залишення ними судна.

На судні встановлені (див. п. 1.1.74): один рятувальний пліт типу ПСН6М місткістю 6 осіб та п'ять рятувальних плотів типу ПСН10М – місткістю 10 осіб кожний. Також на судні є один робочий пліт із легкого сплаву.

Міжнародна Конвенція MARPOL-73/78

Кожне морське судно є джерелом забруднення довкілля нафтопродуктами, СВ, сміттям, харчовими відходами, ВГ. Міжнародною Конвенцією MARPOL-73/78 встановлено правові, організаційні та нормативно-технічні вимоги, спрямовані на запобігання забрудненню довкілля із суден.

Міжнародна Конвенція із запобігання забрудненню з суден MARPOL-73/78 (International Convention for the Prevention of Pollution from Ships) – міжнародна конвенція, яка передбачає комплекс заходів щодо запобігання експлуатаційного та аварійного забруднення моря із суден нафтою; рідкими речовинами, які перевозяться наливом; шкідливими речовинами, які перевозяться в упаковці; СВ; сміттям; а також забруднення повітряного середовища із суден. Ця Конвенція має 6 додатків.

Додаток I – Правила запобігання забрудненню нафтою

Для цілей Додатка нафта означає нафту в будь-якому вигляді, включаючи сиру нафту, рідке паливо, нафтові залишки і очищені нафтопродукти.

Додаток передбачає жорсткі обмеження на скидання нафти, нафтових залишків тощо з суден валовою місткістю більше 400 т і повну заборону на скидання в особливих районах, які вказуються в Додатку, – в районах Чорного, Середземного, Балтійського, Північного і Червоного морів, а також районах Перської затоки, Північно-Західної Європи, Антарктики і Карибського моря.

Додаток I також встановлює правила огляду суден валовою місткістю більше 400 т і видачі Міжнародного свідоцтва про запобігання забрудненню нафтою, норми ведення Журналу нафтових операцій, а також контроль держави порту за виконанням експлуатаційних вимог, що висувуються до суден.

У льяхах МВ суден скупчується ВМН, яку іноді називають льяльна, трюмна або підсланева. Причинами скупчення ВМН є: запотівання корпусу судна; протікання в системах; протікання через сальники; продування котлів, балонів стиснутого повітря та інших механізмів; нещільності люків, картерних кришок тощо. ВМН, що скупчилася, збирають у спеціальні місткості для подальшого здавання на спеціальні судна або берегові місткості або для очищення від нафтопродуктів безпосередньо на судні.

Згідно з вимогами Додатка I Міжнародної Конвенції MARPOL-73/78 судно обладнане технічним засобом очищення ВМН, який має багатоступінчастість очищення і автоматичну роботу сепараторів. Для очищення ВМН передбачена сепараторна установка очисною здатністю не більше 15 г/млн, що складається із сепаратора СК-4М, очисного фільтру ФДМ-4М та електронасоса 2ВВ 2,5/16-2,5/4Б продуктивністю 4 м³/годину.

Додаток II – Правила запобігання забрудненню шкідливими рідкими речовинами, які перевозяться наливом

Додаток III – Правила запобігання забрудненню шкідливими речовинами, які перевозяться морем в цпаковці

Додаток IV – Правила запобігання забрудненню стічними водами з суден

Додаток IV присвячено правилам скидання СВ із суден, устаткуванню суден, призначеному для контролю скидання СВ, і прийомним спорудам для прийому СВ у портах і терміналах, а також правилам огляду суден і видачі Міжнародного свідоцтва про запобігання забрудненню СВ. Згідно з Додатком IV Конвенції СВ означають: стоки та інші відходи з усіх видів туалетів, пісуарів і унітазів; стоки з медичних приміщень через розташовані в них раковини, ванни і шпізати; стоки з приміщень, в яких утримуються живі тварини; інші СВ, якщо вони змішані з раніше перерахованими стоками. До СВ також відносяться господарсько-побутові води: стоки з умивальників, душових, пралень, ванн і шпізатів; стоки з мийок та обладнання камбуза та інших приміщень харчоблоку.

Додаток V – Правила запобігання забрудненню сміттям із суден

Сміття, яке вказується в Додатку V, означає всі види продовольчих, побутових і експлуатаційних відходів, які утворюються в процесі нормальної експлуатації судна і підлягають постійному або періодичному видаленню.

Сміття, що скидається з суден, є стійким і, в більшості випадків, найбільш небезпечним забруднювачем, який порушує природний процес самоочищення водного середовища. Сміття утворюється на суднах в процесі експлуатації й пов'язане з перевезенням вантажів, технічним обслуговуванням і ремонтом суднових технічних засобів і корпусних конструкцій, життєдіяльністю членів екіпажу.

Додаток V встановлює жорсткі обмеження на скидання сміття в море в прибережних водах і особливих районах і повністю забороняє скидання сміття з пластику. Додаток також передбачає забезпечення державами-учасницями приймальних споруд для сміття в портах і терміналах. Особливими районами для цілей Додатка є Чорне, Середземне, Балтійське, Північне і Червоне моря, а також райони Персидської затоки, Антарктики, Карибського моря тощо.

Додатком V Міжнародної Конвенції MARPOL-73/78 регулюються процеси збирання, зберігання, обробки та знищення сміття на борту і видалення його із суден, а також встановлені вимоги до відповідних технічних засобів. На даному судні знаходиться допоміжне обладнання, що забезпечує збирання і переробку сміття: пресування – за вимогами Конвенції пристрій для пресування забезпечує зменшення його об'єму в середньому в 5 разів; дроблення – подрібнювачі сміття (млинові пристрої) забезпечують роздрібнення сміття до часток, що не перевищують 25 мм; спалювання в спеціальних печах – інсінераторах, які відповідають "Стандартним технічним вимогам IMO".

На LNG газовозі передбачається автоматизована установка для спалювання суднових відходів і нафтозалишків – інсінератор СП-50, а також 2 контейнера для збирання сміття та відходів.

Основні характеристики інсінератора СП-50:

– продуктивність зі спалювання, кг/годину:	
сміття	50 ± 5;
нафтовідходів	50 ± 5;
– тиск палива перед форсункою, МПа	0,9 ± 0,1;
– максимальна температура в камері спалювання, °C	1000;
– температура ВГ, °C	не більше 350;

– споживана потужність, кВт	не більше 16;
– напруга трифазної електричної мережі частотою 50 Гц, В ..	380;
– витрата дизельного палива на розігрів камери спалювання, не більше, кг:	2,5;
для спалювання сміття	6,5;
для спалювання нафтовідходів	13;
– обводненість нафтовідходів, %	не більше 30;
– рекомендований час роботи установки на добу, годин	не більше 12;
– площа, м ²	1,77;
– об'єм, м ³	3,2;
– маса, кг	2800.

Додаток VI – Правила запобігання забрудненню повітряного середовища з суден

Додаток VI приписує заходи щодо запобігання забрудненню із суден повітряного середовища, в тому числі озоноруйнуючими речовинами, оксидами азоту, окислами сірки, летючими органічними сполуками; заходи щодо огляду суден і видачі Міжнародного свідоцтва про запобігання забрудненню повітряного середовища; заходи щодо забезпечення портів і терміналів прийомними спорудами і контролю державами порту за відповідними експлуатаційними вимогами.

Газоочищення – це уловлювання з ВГ пилу, оксидів селену, телуру, свинцю та інших елементів.

Скрубер – пристрій, що використовується для очищення твердих або газоподібних середовищ від домішок у різних хіміко-технологічних процесах. Очищення газів від домішок за допомогою скруберів відноситься до мокрих способів очищення. Цей спосіб заснований на промиванні газу рідиною (зазвичай водою) при максимально розвиненій поверхні контакту рідини з частками аерозолію і найбільш можливому інтенсивному перемішуванні очищуваного газу з рідиною. Даний метод дозволяє видалити з газу частки пилу, диму, туману і аерозолів (зазвичай небажані або шкідливі) практично будь-яких розмірів.

Висновок з розділу:

В розділі приведено опис судна “LNG AL RUWAIS”, елементів його СЕУ, а також основні вимоги Міжнародного Кодексу управління безпекою (МКУБ). Дане судно побудовано на корейському суднобудівному підприємстві та являє собою газовоз дедвейтом 120 500 т.

Також в розділі розглянуто правила розташування енергетичного обладнання у машинному відділенні судна. Комплектація судна технічними засобами для забезпечення вимог Конвенції SOLAS-74 і MARPOL-73/78.

2. Дослідження впливу використання водневих добавок до основного палива на характеристики ДВЗ

2.1 Застосування водню в дизельних двигунах

Стосовно до дизелів в даний час розглядаються можливості використання водню як в якості самостійного виду палива, так і в якості присадки до основного палива. При цьому відзначається поліпшення економічних і токсичних характеристик дизеля як при роботі з відносно великими добавками водню (до 5% по масі по відношенню до основного палива), так і при малих добавках (0,02–0,1%).

Ефективність активування паливно-повітряної суміші воднем або газовими сумішами, що містять водень, залежить від відносного вмісту водню в складі робочого тіла, газодинамічного стану реактує середовища, які в сукупності визначають тимчасову (кінетичну) і просторову протяжність активованої зони камери згорання, а також сумарний ефект активації по вихідним показникам двигуна, що визначає його еколого-економічні якості. В результаті впливу активованих компонентів умовна (здається) енергія активації основної маси паливно-повітряної суміші, що характеризує її реакційну здатність, зменшується, що пов'язано зі зменшенням участі в сумарному хімічному процесі реакції самозародження, що вимагають високих енергій активації.

Одним з найбільш прийнятних варіантів вирішення даної проблеми є спосіб, в якому в якості енергоносія на автомобілі використовується не сам водень, а будь-якої безпечний і зручний при зберіганні сировинної продукт, з якого безпосередньо на борту автомобіля можна було б шляхом його термохімічного перетворення отримувати газоподібні продукти з високим вмістом водню.

Як сировинного продукту для отримання водневмісного палива, в принципі, може бути використано будь-який традиційний моторне паливо, оскільки масова частка водню в ньому становить близько 15%.

Однак на шляху розвитку подібних систем отримання водню виникає ряд серйозних проблем, що стримують на даний момент їх впровадження в промисловість. Високий температурний рівень дисоціації (конверсії) цього виду рідких вуглеводнів зумовлює необхідність додаткових витрат теплової енергії на організацію конверсійного процесу; присутність сірки в моторному паливі виключає можливість використання каталізаторів, а велике відносне зміст інертних компонентів у складі цільових продуктів конверсії створюють додаткові складності при їх згоранні в ДВЗ.

У ряді випадків через високу реакційну здатності водню спостерігаються зворотні спалахи полум'я у впускний трубопровід, передчасне займання паливних сумішей і їх жорстке згорання. Застосовуючи ту чи іншу модифікацію паливної системи двигуна можна в значній мірі усунути зазначені недоліки.

Таблиця 2.1 Енергетичні показники гідридних систем для зберігання водню

Середа	Вміст водню, кг/кг	Здатність накопичування водню, кг/л об'єму	Вагова щільність енергії ваги, кДж/кг	Об'ємна щільність енергії, кДж/л
MgH ₂	0,07	0,101	9,933	14,330
Mg ₂ NiH ₂	0,0316	0,081	4,484	11,494
VH ₂	0,0207	–	3,831	–
FeTiH _{1,95}	0,0175	0,096	2,483	13,620
TiFe _{0,7} Mn _{0,2} H _{1,9}	0,0172	0,090	2,440	12,770
LaNi ₅ H ₇	0,0137	0,089	1,944	12,630
R.E.Ni ₅ H _{6,5}	0,0135	0,090	1,915	12,770

На сьогоднішній день можна виділити декілька способів подачі водню в ДВЗ:

1. застосування спеціального змішувача, призначеного для роботи на природних і пропан-бутанових газах;
2. впорскування водню у впускний трубопровід;
3. подача водню в зону впускного клапана кожного циліндра;
4. безпосереднє впорскування в камеру згоряння під високим тиском.

Необхідно відзначити, що перший і другий способи подачі водню можуть забезпечити стабільну роботу двигуна тільки в сукупності з наступними заходами: додавка води до паливного заряду, часткова рециркуляція відпрацьованих газів або використання бензину в якості основного палива.

При роботі двигуна на стехіометричних і багатих сумішах вдається пом'якшити, а також запобігти зворотні спалахи за допомогою часткової рециркуляції ОГ, яка здійснюється за рахунок розведення зарядка інертними компонентами. У сучасних двигунах внутрішнього згоряння ступінь рециркуляції може досягати 50% і більше від паливного заряду, що надходить у двигун. Це призводить до додаткових витрат наповнення циліндра незалежно від ступеня рециркуляції. Додавка бензину або води, на відміну від рециркуляції ОГ, (в основному впорскуванням у впускний трубопровід) не тягне за собою погіршення наповнення циліндра [10].

Організація впорскування водню безпосередньо в камеру згоряння демонструє найкращі результати [11, 12, 13]. Це повністю виключає зворотні спалахи в про впускному трубопроводі. При цьому значення максимальної потужності навіть може бути підвищено на 10–15% [10].

Безпосереднє впорскування водню в камеру згоряння водневого дизеля має переваги як з точки зору термодинаміки процесу так і з точки зору молекулярного вимірювання. З термодинамічної точки зору перевага стандартного дизеля в порівнянні з водневим двигуном із зовнішнім сумішоутворенням полягає в тому, що, згідно з Рис. 2.1, кожен моль вихідної речовини (кисню) після подачі в циліндр водню переходить в 2 моль води; це призводить до збільшення обсягів по ма газів в циліндрі двигуна. У разі використання водню в двигунах із зовнішнім сумішоутворенням, згідно

Рис. 2.1, 3 моль вихідної речовини (2 моль водню + 1 моль кисню) в результаті реакції переходить в 2 моль води, що призводить до зменшенні його обсягу газів в циліндрі двигуна.

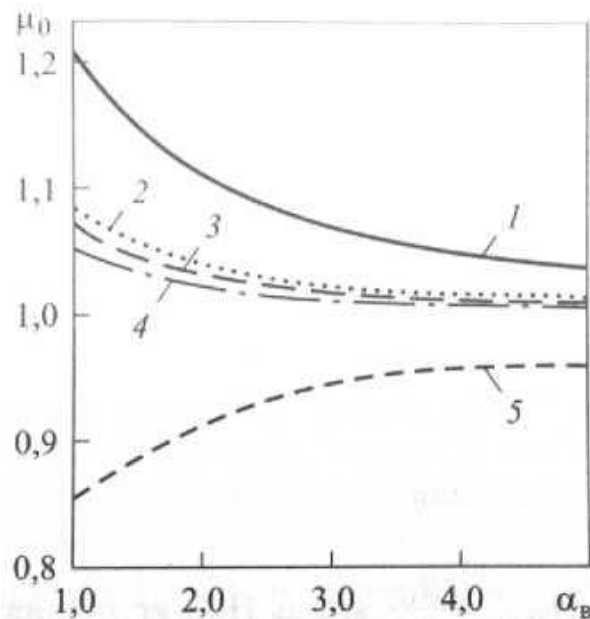


Рисунок 2.1 Залежність хімічного коефіцієнта молекулярного зміни для різних видів палива і способів сумішоутворення: 1,5 – водень, внутрішньо і зовнішнє сумішоутворення відповідно; 2 – дизельне паливо, внутрішнє сумішоутворення; 3,4 – бензин, внутрішнє і зовнішнє сумішоутворення відповідно.

До недоліків водневого дизеля можна віднести наступне: подача водню в циліндр двигуна здійснюється під тиском, що вимагає певних витрат енергії; при використанні рідкого водню в якості моторного палива додатково витрачається енергія на скраплення водню.

Усі пропонувані схеми можливого застосування водню в двигунах внутрішнього згорання можна розділити на дві групи: як основне паливо і як водневої добавки. В рамках існуючих варіантів водень може використовуватися як монопаливо або в складі вторинних енергоносіїв.

На сьогоднішній день існує безліч робіт, в яких водень розглядається як додаткове паливо, а не єдине. Також варто відзначити, що в більшості досліджень за основу беруться бензинові прототипи. Це пов'язано з тим, що для сучасного двигунобудування такий спосіб поліпшення ефективних і екологічних показників є економічно більш привабливий. По-перше, виробництво водню в необхідних для двигунобудування масштабах – серйозне завдання, яке навряд чи буде вирішено найближчим часом. По-друге, організувати оптимальний робочий процес із застосуванням водню в дизелі набагато складніше, ніж в двигуні із запалюванням від електричної іскри. Коли ми маємо справу з бензиновим двигуном, займання відбувається завдяки електричній іскрі, а це значить, що процес горіння може бути здійснений практично в будь-яких умовах. По-третє, вважається, що чим менше водню на борту транспортного засобу, тим безпечніше.

Застосування водню в дизелях не може, як вже було зазначено, через його високої температури самозаймання. Внаслідок цього для організації стабільності процесу займання дизелі конвертують в двигуни з примусовим запалюванням від свічки запалювання або запальної дози рідкого палива. В даному випадку водень може подаватися в камеру згорання або спільно з повітрям, або шляхом безпосереднього впорскування в циліндри. Проте, стійка робота дизеля на водні може бути забезпечена лише у вузькому діапазоні паливних сумішей, який обмежений пропусками займання

і детонацією збільшення дози запального палива вдосконалюють антидетонаційну стійкість суміші, розширюючи при цьому межі займання. Завдяки цьому нормальна робота водневого дизеля стає можливою при строго визначеному мінімальному витраті запального палива. Витрата, в свою чергу, визначає ся складом суміші і режимом роботи двигуна.

Шляхом екстраполяції цих результатів з урахуванням умов роботи досліджень можна припустити, що підвищення паливної економічності даного дизеля за рахунок ефекту термохімічної регенерації відповідає 4,5%. Отже, ефект по зниженню витрати питомої ефективної теплоти за рахунок вдосконалення робочого процесу складає десь 4%.

Екологічні показники, що характеризують якісну зміну робочого процесу дизеля при його роботі на сумішевих паливі, до складу якого входить водень, представлені на графіках рис. 3. Чому очевидно, що зниження вмісту сажі та оксидів азоту в відпрацьованих газах спостерігається у всьому діапазоні зміни навантажувальних режимів дизеля. На режимі, близькому до номінального ($p_e = 0,55$ МПа), присутність в сумішевих паливі водневмісних продуктів конверсії метанолу сприяє зниженню вмісту сажі в ОГ з 3,2 до 1,8 од. Бош, тобто на 45%, при зменшенні концентрації в ОГ оксидів азоту на 16%.

Зміна (підвищення) концентрації CO в ОГ, заміряне перед реактором, виявилось незначне. Слід зазначити, що при використанні модифікованого варіанту реактора, конструктивно поєднаного з каталітичним окислювачем продуктів неповного згоряння ОГ, присутність в випускних газах дизеля CO практично не виявлялося.

Тут можна відзначити, що знижений вміст сажі в ОГ дизеля, що працює на сумішевих воднево-дизельному паливі, зумовлює можливість його форсування за межею димлення.

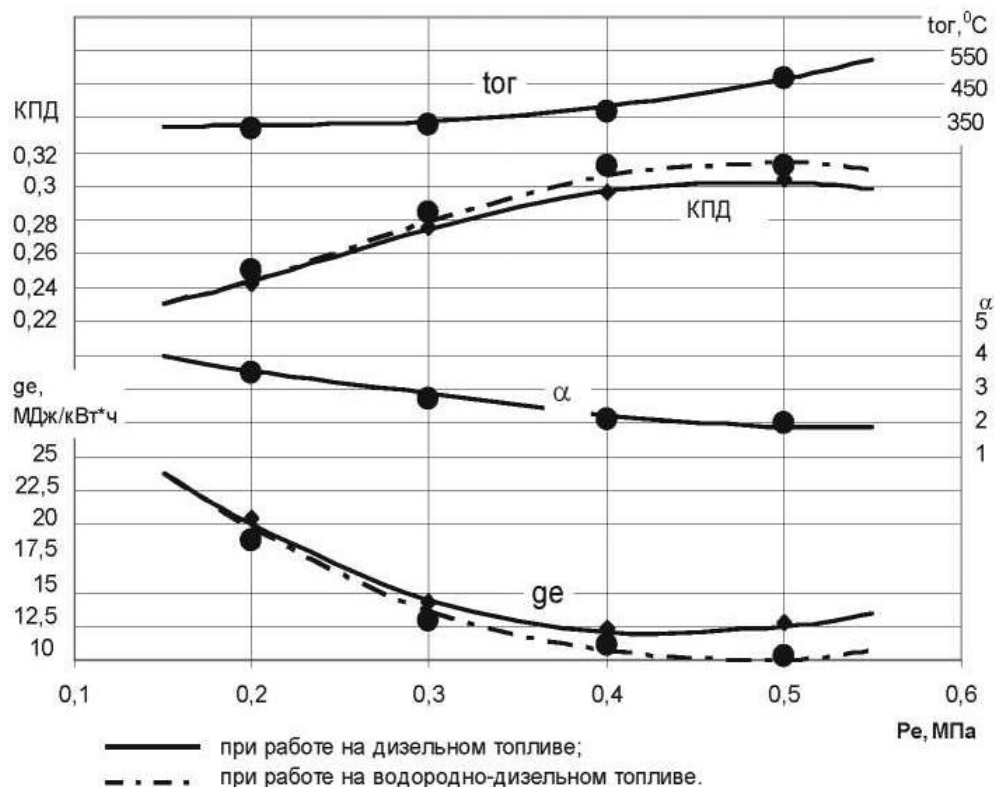


Рисунок 2.2 Навантажувальна характеристика дизеля

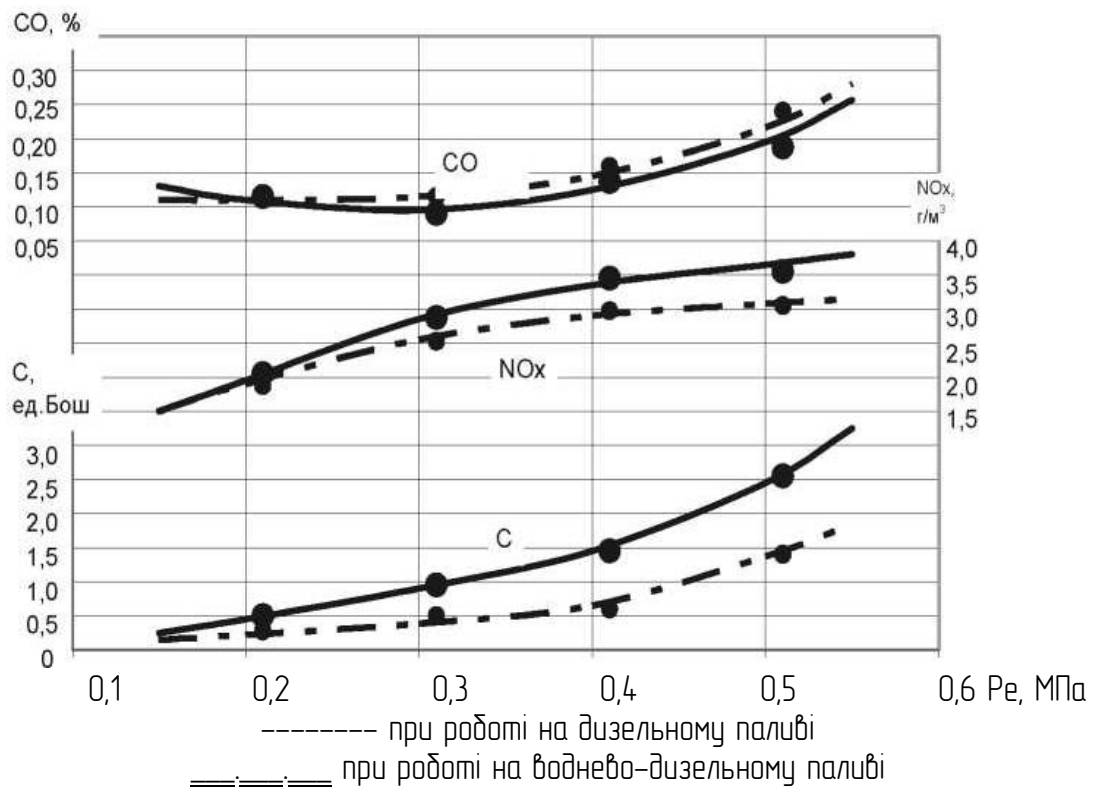


Рисунок 2.3. Екологічні показники дизеля при його роботі на традиційному і воднево-дизельному сумішевих паливі по навантажувальній характеристиці ($n = 2000 \text{ хв}^{-1}$)

Проблеми використання альтернативних палив також пов'язані зі зберіганням та подачею палива до камери згоряння. Найбільший інтерес становить саме подача водню в робочий циліндр. Інтерес насамперед обумовлений тим, що водень має досить малу густину та низьку енергію займання, яка спричиняє зворотні спалахи на всмоктуванні. При застосуванні водневмісного палива в дизельних двигунах можливо використовувати як внутрішнє, так і зовнішнє сумішоутворення. Найбільш розповсюдженим методом подачі є зовнішнє сумішоутворення, що обумовлено насамперед відносною простотою системи живлення.

Найбільш поширеним методом подачі газу при зовнішньому сумішоутворенні є подача циклової дози в область впускного клапана кожного циліндра окремо.

Аналіз найпоширеніших схем подачі водню наведений у роботі []. Так, на рис. 2.4 подача газу здійснюється крізь декілька трубочок, виведених на додаткове сидло впускного клапана [].

Час подачі відповідає приблизно половині тривалості відкритого стану клапана. Механізм подачі, що наведений на рис. 2.9, являє собою золотник, розташований у впускному каналі. Під час відкриття впускного клапана відкривається і подача водню, який знаходиться під тиском 0,1 МПа.

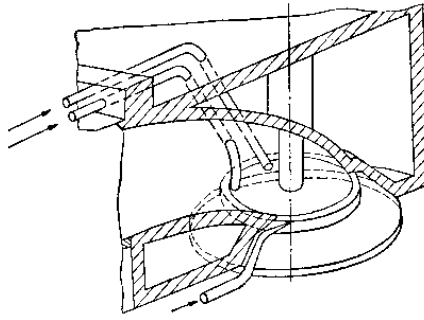


Рисунок 2.4 Принципова схема подачі водню через сідло впускного клапана

Під час відкриття клапана додаткова фаска відкриває отвори та під дією розрядження паливо потрапляє до робочого циліндра.

У схемах подачі газу, наведених на рис. 2.4 [] та 2.5 [], подача водню починається з деяким запізненням відносно відкриття впускного клапана та закінчується раніше закриття клапана.

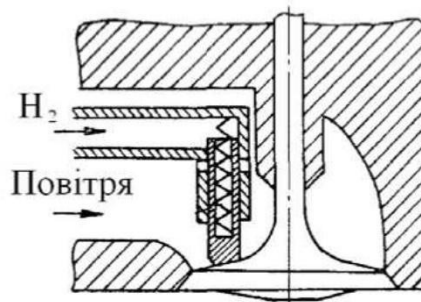


Рисунок 2.5 Принципова схема золотникового механізму подачі водню

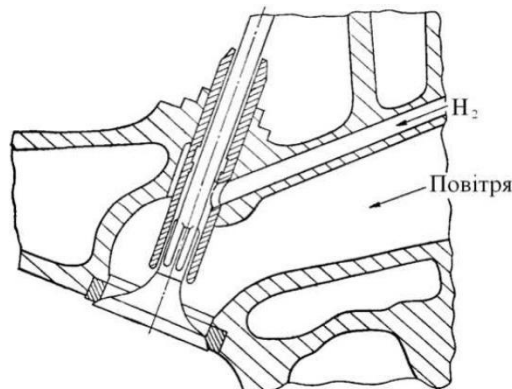


Рисунок 2.6 Принципова схема подачі водню через направляюча впускного клапана

При подачі газу за схемою рис. 2.6 роль золотника виконують стрижень клапана та направляюча. Завдяки ступінчастості клапана та направляючої утворюється порожнина, завдяки якій водень потрапляє на впуск. При цій схемі тиск водню в системі складає 0,1 МПа.

Як зазначалося раніше, дільш перспективним є внутрішнє сумішоутворення – подача газу безпосередньо до циліндра двигуна наприкінці впуску або при стисненні. Цей спосіб дозволяє підвищити потужність двигуна, а також повністю виключити можливість утворення зворотних спалахів. Однак така схема подачі має і деякі недоліки, зокрема достатньо складно забезпечити подачу значної кількості водню за досить малий проміжок часу, а також існують проблеми з реалізацією системи подачі, дозування водню та деякі інші []. На рис. 2.7 наведена схема водневої форсунки для внутрішнього сумішоутворення одноциліндрового двигуна СБЯ [].

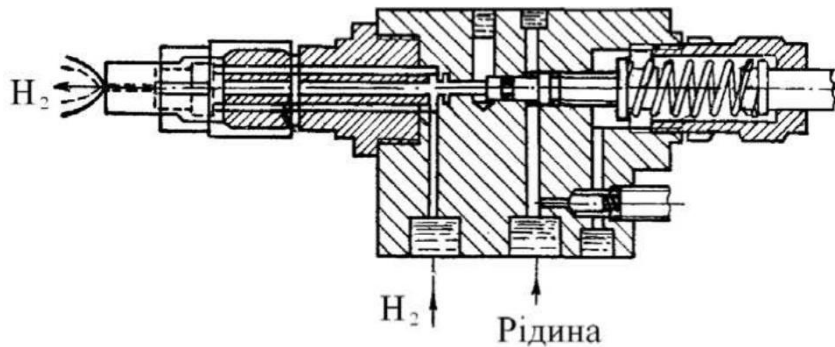


Рисунок 2.7 Принципова схема водневої форсунки з гідравлічним приводом одноциліндрового двигуна СБЯ

Витрата водню регулюється зміненням тривалості впорскування 8..10 мс та тиском водню 3,8 МПа. Також ця схема подачі дозволяє змінювати момент впорскування водню.

Наведені схеми подачі водню є цілком прийнятними для використання водню. Зокрема, особливий інтерес викликає застосування саме внутрішнього сумішоутворення внаслідок його значних переваг над зовнішнім.

2.2 Стенд для дослідження параметрів суднових ДВС на рідких альтерна-тивних вуглеводневих паливах

Для вирішення завдань експериментальних досліджень, поставлених в 2.2. в створений стенд ДВС-100-АТ, принципова схема якого наведена на рис. 2.7, а основні елементи показані на рис. 2.8 і 2.9 []. Стенд обладнаний регулюючими органами з дистанційним управлінням, штатними вимірювальними приладами, контрольними вимірювальними приладами і системою первинних датчиків для забезпечення автоматизації проведення експерименту і обробки даних на базі системи КСРД-2-256 -ат.

Як об'єкт досліджень прийнятий судновий турбопоршневий двигун з запаленням від стиснення (ДВС) 6ЧН12/14 – 4 (див. рис. 2.7). Дизельний двигун цього типорозмірного ряду являють собою високооборотні чотиритактні нереверсивні тронкові двигуни, забезпечені нерозділеними камерами згоряння, паливними насосами золотникового типу і призначені для використання в складі СЕУ в якості головних і допоміжних двигунів, а також в якості приводів електрогенераторів суднових електростанцій [115]. Основні показники двигуна наведені в таблиці 2.4. ДВС 6ЧН1 2/14 приєднується до електричного генератора постійного струму 21, пов'язаний з активним навантаженням 17 (блок, що складається з 50 ТЕНів максимальної потужності 100 кВт), обдувається осьовим вентилятором 19. Система управління навантаженням 26 дозволяє за рахунок плавної зміни струму порушено генератора 21, регулювати напругу і струм в ланцюзі навантаження в діапазоні 0 ... 100%. Це, в сукупності з достатньою стабільністю опору ТЕН (максимальна зміна опору 2%) [у], дозволяє змінювати потужність навантаження в усьому допустимому діапазоні потужності ДВЗ.

Таблиця 2.4 Основні показники ДВС 6ЧН12 / 14 [1]

Параметр	Значення
Тип дизеля	судновий ДВЗ з наддувом
Хід/діаметр поршня, мм	120/140
Номінальна частота обертання колінчастого валу, об / хв	1500
Середня швидкість поршня, м / с	7
Потужність номінальна, кВт	84,5
Ступінь стиснення	13,5
параметри форсунки (кількість x діаметр отворів, мм)	4x0,33
Тиск початку впорскування, МПа	17,6...18,3
Геометричний кут випередження подачі палива до ВМТ, ° ПКВ	18...22
турбокомпресор	ТКР 11

Постачання ДВЗ паливом здійснюється з видаткової паливної цистерни 1 об'ємом 50 дм, вивішений на датчику сили 22 з пристроєм визначення ваги, верхньою межею вимірювань 0,5 кН, через фільтр зрубої очистки 2. Витратна паливна цистерна 1 періодично (по команді оператора або КВІР-2-256) забезпечується паливом з цистерни основного запасу 25, через фільтр 24, за допомогою підкачуючого насосу, 23 шестерневого типу. У витратну паливну цистерну безперервно надходить паливо, що повертається з паливного насоса високого тиску 2. Можливі протікання палива вимірюються електронними вагами 20. Для забезпечення оперативної роботи на декількох видах палива цистерна основного запасу 25 виконана у вигляді двох незалежних секцій. Паливний насос високого тиску забезпечує подачу палива до форсунок з заданими значеннями тиску в необхідні моменти часу (кути повороту колінчастого вала). Величина тиску в паливній магістралі перетворюється в струмовий сигнал тензоелектричним датчиком «Сапфір 22Д». Це дозволяє визначити момент початку впорскування і якісно але оцінити величину тиску палива.

Повітря надходить в відцентровий компресор 7 турбокомпресора ТКР11, через впускний трубопровід, обладнаний вхідним пристроєм. Далі він проходить через охолоджувач надувачного повітря 6 пластинчато-ребристого типу і подається у впускний трубопровід 5. Об'ємна витрата повітря визначаються по падінню тиску, на вхідному пристрої з лемнікатним профілем перетину [1]. Параметри атмосферного повітря вимірюють відповідно до розділу 2.2. Значення температур повітря в розрахункових перетинах перетворюються в електричний сигнал термоелектричними перетворювачами градуювання по ГОСТ 6616, а значення падіння тиску – тензоелектричним датчиком «Сапфір 22 ДД».

Продукти згоряння палива через випускний колектор 14 надходять до радіальної турбіни 8, турбокомпресора ТКР11 і, після розширення в ній – в систему газовихлопу лабораторії. Перетворення одиниць вимірювання температур і тиску по ходу продуктів згоряння в електричні сигнали виконано аналогічно відповідним параметрам повітря. З метою отримання достовірної інформації індикаторного тиску один циліндр двигуна обладнаний охолоджуємим тензоелектричним датчиком «Сапфір 22Д», який пов'язаний з каналом для клапана пускового повітря таким чином, щоб максимально наблизити його до камери згоряння і мінімально можливо зменшити ступінь стиснення в цьому циліндрі. Забезпечення температурного режиму а цього датчика досягнуто застосуванням теплообмінника «труба в трубі», що охолоджується проточною водою.

Система охолодження ДВС виконана за двоконтурною схемою. Температурний режим ДВС забезпечується за рахунок охолодження теплоносія внутрішнього контуру, в водо-водяному теплообміннику 12 і масла – в охолоджувачі масла 10. Охолодження води зовнішнього контуру відбувається в водо-повітряному теплообміннику 18, прокачувати насосом заборотної води 9 і обдувається осьовим вентилятором 19.

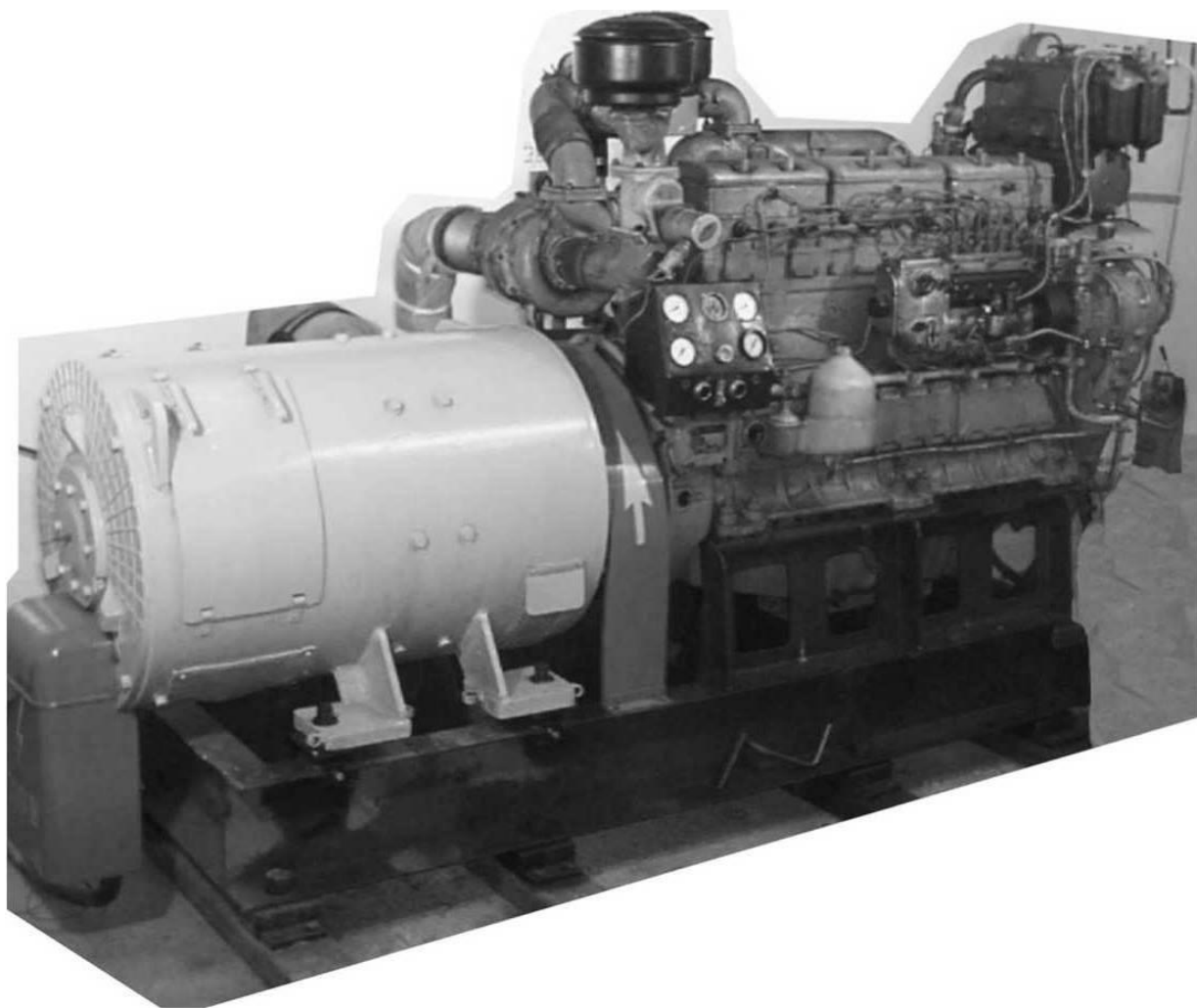


Рисунок 2.9 Зовнішній вигляд двигуна 6ЧН12/14

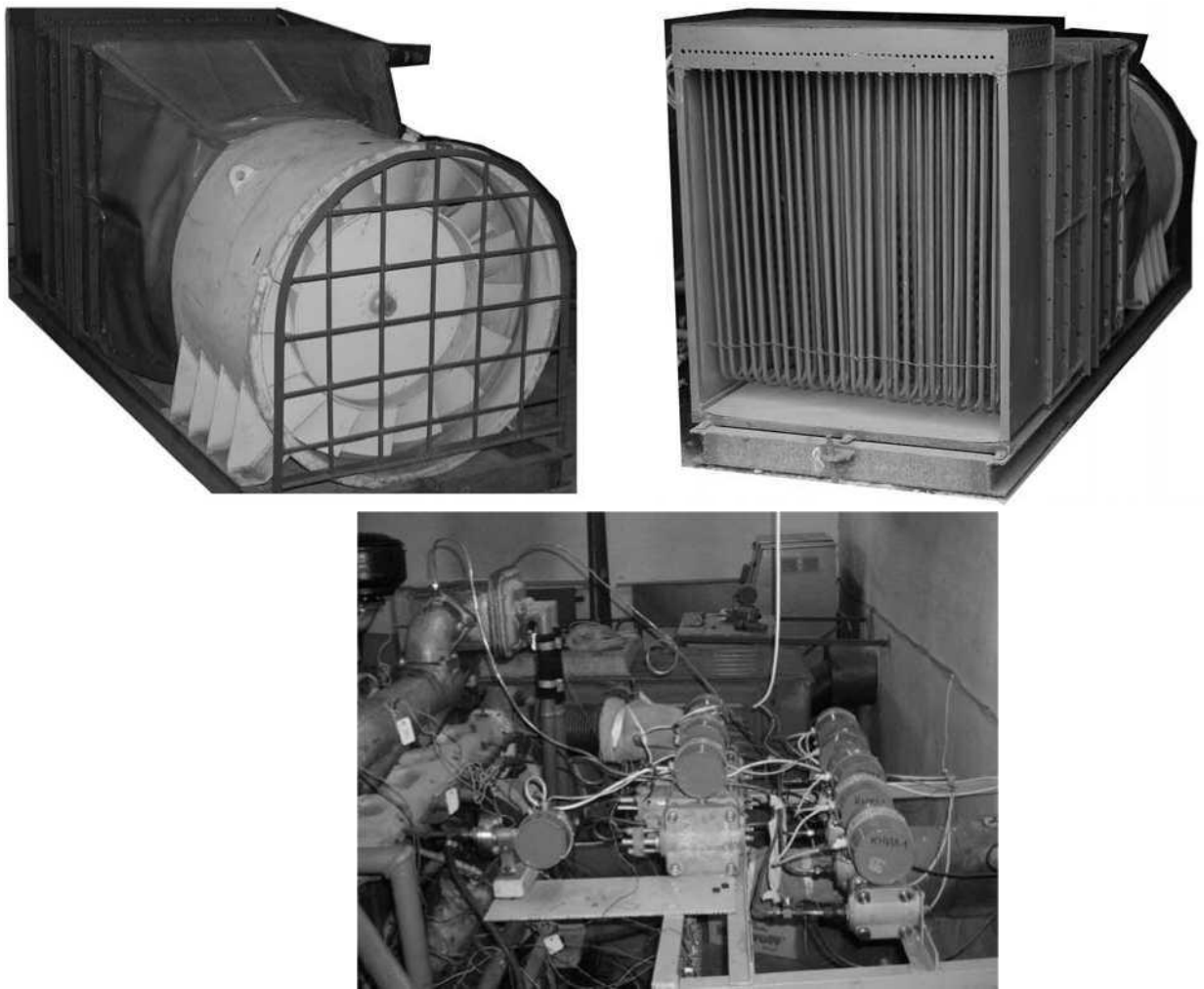


Рисунок 2.10 Охолоджувач та блок вимірювальних приладів

Сигнали первинних датчиків від стенду ДВС-100-АТ надходять в електричному вигляді в комп'ютеризовану систему вимірювання та реєстрації даних КСИ РД-2-256, де обробляються відповідно до викладеного в розділі 3.2.

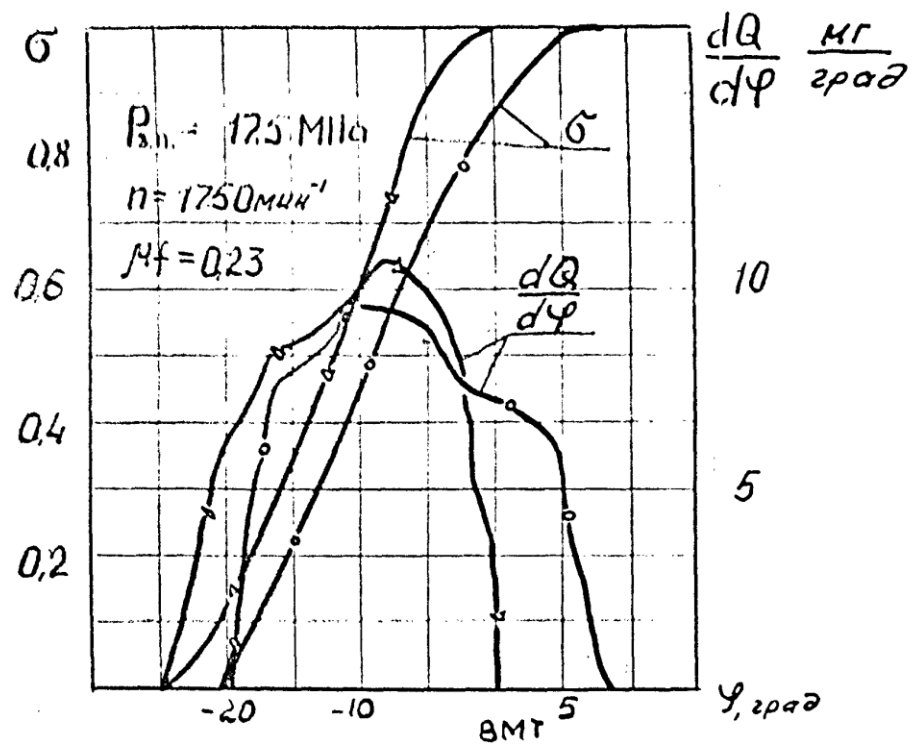


Рис. 5.2а

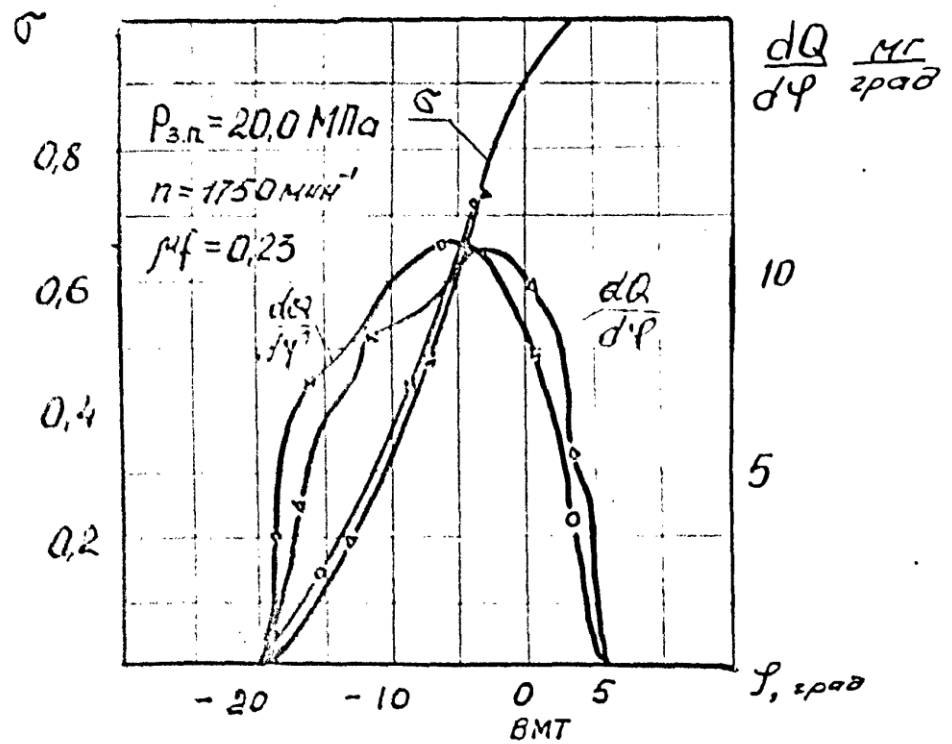


Рисунок 2.11 Зміна характеристики впорскування палива при використанні водневої добавки

Δ – без добавки

○ – з добавкою

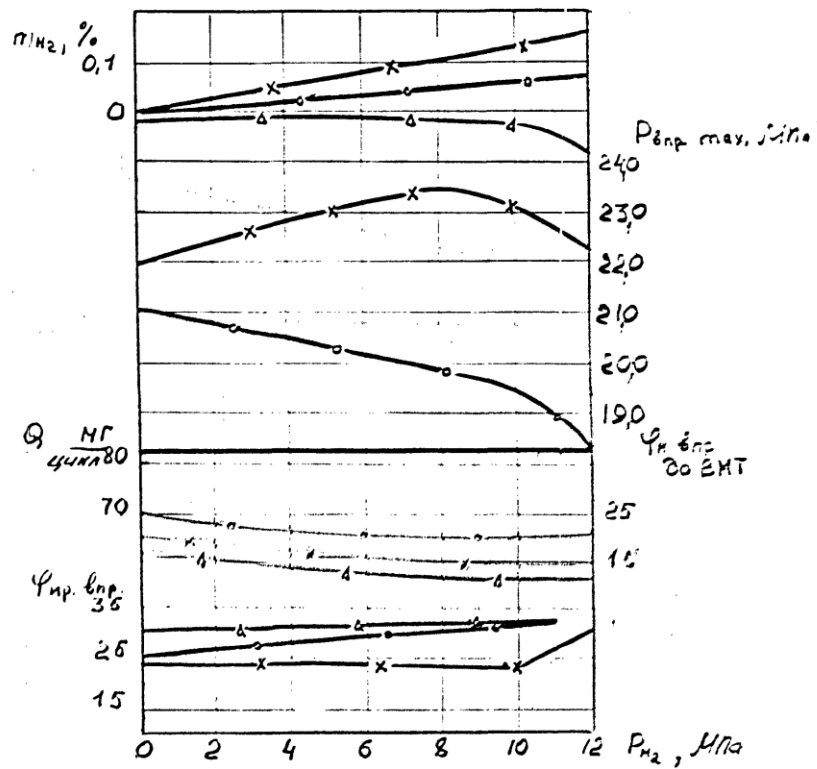
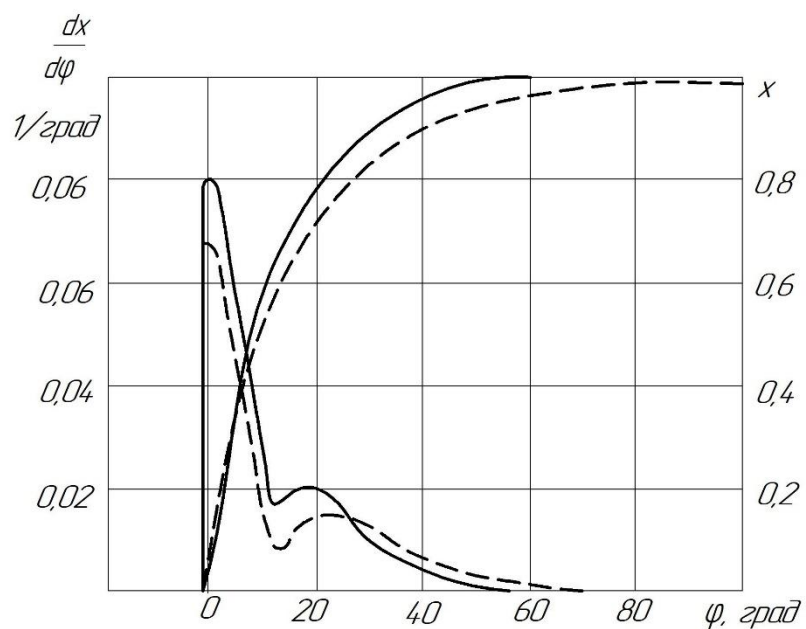


Рисунок 2.12 Вплив затягу голки форсунки на показники впорскування при використанні двопаливної форсунки

о — 17,5 МПа; *-* — 20,0 МПа; Δ-Δ — 24,0 МПа



Характеристики тепловиділення дизеля 1413/14
на режимі $P_i=880$ кПа, при $n=1750$ хв⁻¹

----- без водневої добавки
———— з водневою добавкою

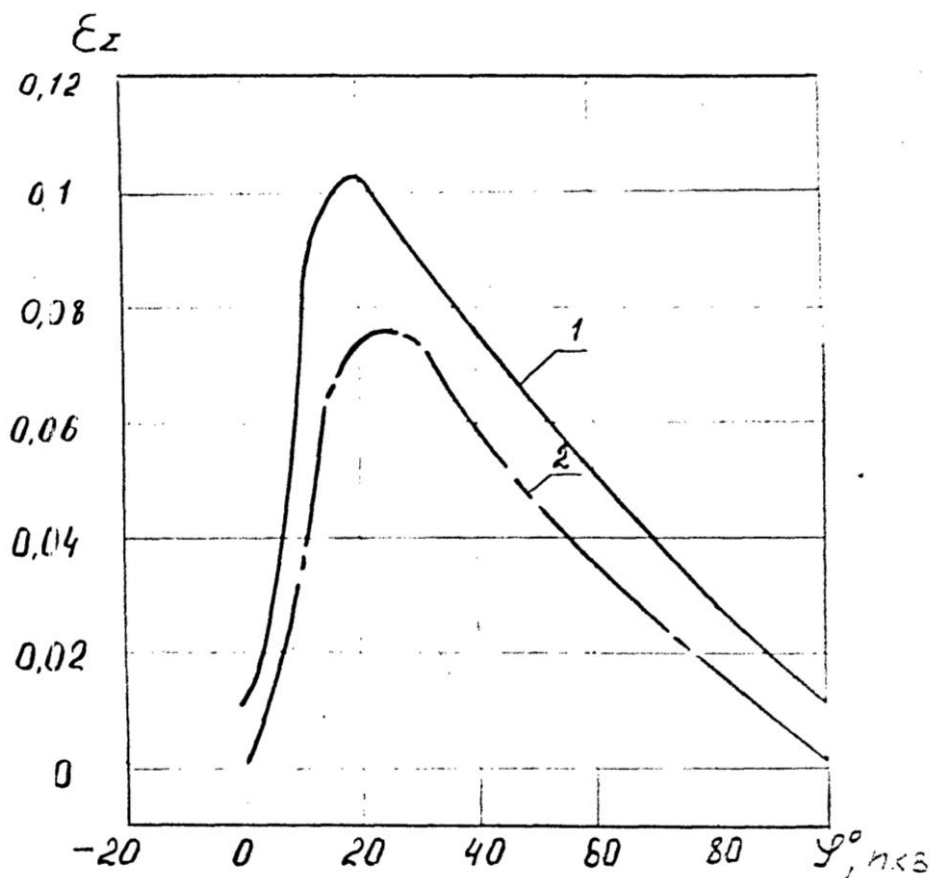
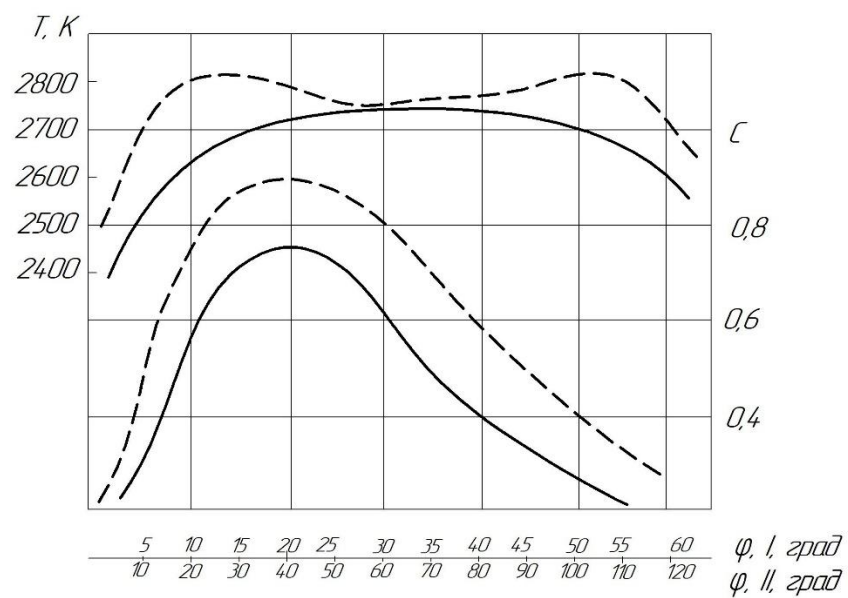


Рисунок 2.15 Інтегральна ступінь чорноти дизельного полум'я:

1 — без присадок

2 — з присадками

3. Модернізація головної пропульсивної установки. Експлуатаційні показники й оцінка роботи головного двигуна

3.1 Вимоги, що висувуються до енергетичної установки судна

Головними вимогами, що висувуються до модернізованих суден, є: висока економічність, екологічність, надійність роботи, оптимальні масогабаритні показники, можливість здійснення тривалих рейсів і роботи в штормових умовах тощо.

До основних вимог, що висувуються до СЕУ, варто віднести наступні техніко-експлуатаційні вимоги:

- ГД повинні мати потужність, що забезпечує рух судна з заданою швидкістю;
- установка повинна забезпечувати постачання електричною і тепловою енергією всіх споживачів на борту судна;
- СЕУ повинна мати маневрені якості, автономність, що обумовлені умовами експлуатації судна;
- СЕУ повинна бути надійною і мати достатню живучість, тобто повинна забезпечувати необхідну безвідмовність дії в нормальних умовах експлуатації та зберігати працездатність в окремих аварійних ситуаціях;
- при роботі СЕУ не повинна робити шкідливих впливів на екіпаж судна та навколишнє середовище;
- технічні характеристики СЕУ, трудомісткість її обслуговування, а також початкові та експлуатаційні витрати на неї повинні відповідати умові забезпечення оптимальної експлуатаційної ефективності судна.

Крім того, стосовно СЕУ можуть висуватися також спеціальні вимоги, обумовлені призначенням судна.

На даний час на судах застосовуються ядерні, газотурбінні, паротурбінні й дизельні енергетичні установки, а також їхні комбінації.

Із усіх СЕУ на судах торговельного флоту найбільше поширення отримали суднові дизельні установки (СДУ).

3.2 Аналіз різних типів і схем суднових енергетичних установок

3.2.1 Види суднових енергетичних установок

Проаналізуємо усі види СЕУ, які теоретично можна установити на модернізованому судні.

Паротурбінна установка (ПТУ) установлюється зазвичай на великих транспортних судах, де необхідні великі потужності. Встановлення на судні ПТУ передбачає встановлення головного котла, габарити якого досить великі, конденсатора, турбіни і редуктора. Усі перераховані вище складові ПТУ досить громіздкі та великі [7]: питома маса ПТУ 50 – 60 кг/кВт, енергонасиченість 22 – 37 кВт/м³.

Витрата палива ПТУ досить велика і складає близько 250 г/(кВт·годину), що теж має немаловажне значення, незважаючи на те, що цей тип установки працює на ВВП. Тому варіант установки ПТУ на судні є нераціональним.

Газотурбінна установка має невеликі масогабаритні показники (кращі в порівнянні з іншими типами установок), велику енергонасиченість – 90 кВт/м² і більше, а також малу питому масу 25 – 35 кг/кВт, проте поряд з цим характеризується низкою істотних недоліків:

- підвищена витрата палива, навіть за умови утилізації теплоти газів, що відходять, питома витрата палива складає 240 – 250 г/(кВт·годину);
- наявність досить складного редуктора з великим передаточним відношенням унаслідок великих обертів ротора;
- неможливість використання ВВП;
- невеликий ресурс двигунів.

СДУ зараз застосовуються на більшості сучасних суден, і спостерігається тенденція усе більш широкого їхнього поширення. Частка СДУ в загальному обсязі споряджуваних суден перевищує 90 %. Це пояснюється високою паливною економічністю, відносною простотою обслуговування, можливістю отримання великого діапазону агрегатних потужностей на базі стандартних типорозмірів, більшим асортиментом використовуваних палив (у тому числі ВВП), високим рівнем автоматизації, тривалим ресурсом, високою надійністю.

3.2.2 Аналіз різних типів головних двигунів

Для модернізованого судна характерні сталі режими роботи. Енергетичним установкам таких типів суден не потрібні:

- 1) підвищена маневреність;
- 2) досягнення великих тягових зусиль при зниженні частоті обертання гребного вала;
- 3) забезпечення тривалих часткових режимів роботи.

Тому для модернізованого судна можна приймати як пряму передачу потужності ГД на гребний звинт, так і передачу потужності через редуктор.

Розглядаючи варіант встановлення СДУ на судно, потрібно розглянути можливі конфігурації такої установки:

- установка з малообертовим двигуном (МОД) із прямою передачею потужності на звинт;
- установка дизель-редукторного агрегату (ДРА) з одним або декількома середньообертовими двигунами (СОД);
- установка ДРА з одним або декількома високообертовими двигунами (ВОД).

Варіант встановлення ДРА з ВОД є недоцільним, оскільки діапазон потужностей ВОД, пропонує виробниками дизелів, лежить нижче необхідної нам для забезпечення доцільної швидкості судна.

Як ГД на судні прийнятий МОД у зв'язку з наступними його властивостями та перевагами над СОД:

- висока економічність (знижена витрата палива);
- висока надійність;
- зручність обслуговування та експлуатації;
- низький рівень шуму та вібрації;

- знижена витрата масла;
- відсутність передач;
- підвищений моторесурс;
- менші експлуатаційні витрати.

МОД найбільш задовольняють усім вимогам сучасного транспортного флоту. Маючи достатній діапазон ряду потужностей, ці двигуни дозволяють замовнику вибрати оптимальний двигун для даного судна. Завод-виробник будує й укомплектовує двигун обладнанням відповідно до вимог замовника.

Але незважаючи на це, установки з МОД мають такі недоліки порівняно із СОД:

- підвищені масозагартні характеристики: велика маса (питома маса складає 80 – 110 кг/кВт) і загартити по висоті;
- більша вартість;
- складність установки допоміжного приводу енергії та підтримання постійності частоти обертання його валу;
- знижена температура вихлопних газів, що ускладнює отримання водяної пари необхідних параметрів в УК.

3.2.3 Аналіз різних типів передачі потужності

Тип передачі визначається: призначенням судна, режимами плавання, типом, потужністю і числом двигунів, масозагартними, економічними і виробничими вимогами, економічними показниками судна.

Основні вимоги до передач: висока надійність; високий коефіцієнт корисної дії (ККД); мінімальна маса і загартити; мінімальні витрати на виготовлення, обслуговування і ремонт; доступність оглядів; рівні шуму і вібрації, що допускаються; пристосованість до автоматизації.

Специфічні вимоги: зміна передатного відношення; підтримка $M_{кр}$ на вихідному валу в докових вівтарях при зміні $M_{в}$; захист двигуна від динамічних навантажень; локалізація коливань, що крутяться; добір потужності.

Для суден транспортного флоту найбільш важливі: простота, надійність, економічність, компактність. Для них доцільні: пряма передача з МОД і редукторна передача із СОД.

3.2.4 Вибір числа гребних звинтів, числа гребних валів і способу реверсування

З погляду пропульсивних якостей найвигідніша однавальна, одномашинна установка з ГФК: простіша, дешевша, зручна в обслуговуванні та ремонті. Вона знайшла застосування на судах зі сталими режимами: танкери, лісовози, суховантажники, балкери.

На контейнеровозах, супертанкерах зі збільшеною потужністю і неможливістю розміщення звинта необхідна багатовавальна установка.

Для суден з високою маневреністю необхідна багатовавальна установка.

У двохвальних установках потужність розділена рівномірно, у трьохвальних – потужність двигуна середнього вала перевищує потужність двигунів бортових валів.

Для суден зі сталими режимами реверсування краще здійснювати за допомогою реверсивних двигунів на ГФК. Для суден з маневреними якостями перевага віддається звинтам регульованого кроку (ГРК).

При визначенні максимального припустимого діаметра гвинта $D_{вmax}$ необхідно виключити вплив вільної поверхні води на роботу гвинта. Мала відстань між корпусом судна і лопатями може привести до вібрації корпусу.

На підставі вищевикладеного на судні приймається одновальна установка. Реверс здійснюється шляхом реверсу ГД.

3.2.5 Вибір типу рушія

Оскільки на модернізованому судні двигун реверсивний, як рушій обрано ГФК.

У порівнянні з ГРК, ГФК має наступні переваги:

- простота і надійність;
- великий ККД на розрахунковому режимі;
- менша маса;
- менша вартість;
- не має складного устаткування, а отже, не має витрат на його обслуговування.

У порівнянні з ГРК, ГФК має наступні недоліки:

- обов'язкове застосування реверсивного двигуна чи реверс-редуктора;
- менший ККД на часткових режимах.

3.2.6 Вибір головного двигуна

3.2.6.1 Оцінка необхідної потужності головного двигуна

Орієнтовно значення потужності ГД можна отримати, використовуючи залежність, кВт,

$$N_e = \frac{D^{2/3} \cdot v_s^3}{C_A}$$

де D – масова водотоннажність судна, т;

v_s – швидкість судна, вуз;

C_A – адміралтейський коефіцієнт.

Оскільки для судна, що проектується, значення водотоннажності та адміралтейського коефіцієнту в першому наближенні можна прийняти такими ж як і для судна-прототипа, то необхідне значення специфікаційної потужності буде дорівнювати

$$N_e = (N_e)_{пр} \cdot \left[\frac{v_s}{(v_s)_{пр}} \right]^3 = 16500 \cdot \left[\frac{20,2}{20} \right]^3 = 17012 \text{ кВт}$$

де $(N_e)_{пр}$ – специфікаційна потужність судна-прототипа, кВт; $(N_e)_{пр} = 16500$ кВт;

v_s – швидкість судна згідно завдання на проектування, вуз; $v_s = 20,0$ вуз.;

$(v_s)_{пр}$ – швидкість судна-прототипа, вуз.; $(v_s)_{пр} = 20,0$ вуз.

3.2.6.2 Порівняльний аналіз та вибір головного двигуна

Вибір типу ГД здійснюється з урахуванням призначення судна та умов розміщення ГД у МВ.

Таблиця 3.1 Основні параметри МОД різноманітних фірм виробників

Фірма	Двигун	Потужність	Циліндрова потужність	Кількість обертів	Діаметр циліндрів	Хід поршня	Відношення S/D	Питома ефективна витрата палива	Середній ефективний тиск	Середня швидкість поршня
Розмірність		N_e , кВт	$N_{e\text{ ц}}$, кВт	n , хв^{-1}	D , мм	S , мм		g_e , $\text{г}/(\text{кВт год})$	P_e , МПа	C_m , м/с
MAN	7G60ME-C9GI	18760	2680	97	600	2790	4,65	166	2,1	9,0
Wartsila	7X62	18620	2660	103	620	2658	4,29	166	1,9	9,1
Mitsubishi	8UEC60LSE-Eco-A2	19040	2380	105	600	2400	4,00	168	2,0	8,4
MAN	6S70ME-C8	19620	3270	91	700	2800	4,0	169	2,0	8,5

Таблиця 3.2 Основні масо-габаритні характеристики МОД

Фірма	Двигун	Вага	Довжина	Ширина	Висота	Відношення	Відношення	Відстань до зака кран-балки
		G	L	B	H	l/N_e	G/N_e	
		т	м	м	м	мм/кВт	кг/кВт	м
MAN	7G60ME-C9	491	9,550	4,22	11,075	0,50	26,62	12,175
Wartsila	7X62	435	9,215	4,20	11,690	0,59	24,70	11,670
Mitsubishi	8UEC60LSE-Eco-A2	456	10,038	3,77	10,624	0,54	26,50	10,700
MAN	6S70ME-C8	534	8,971	4,39	11,500	0,56	24,40	12,550

Для вибору ГД були розглянуті основні характеристики сучасних МОД (табл. 3.1) провідних фірм-виробників: "MAN B&W"; "Wartsila"; "Mitsubishi Heavy Industries" [8; 9; 10], у яких потужність 17012 кВт входить у поле робочих параметрів потужності (у точці L_1 для фірми "MAN B&W"; у точці R_1 для фірми "Wartsila"; у точці P_1 для фірми "Mitsubishi Heavy Industries").

Як ГД був прийнятий двигун 7G60ME-C9.5-GI фірми "MAN B&W", номінальною ефективною потужністю 18760 кВт при частоті обертання колінчастого вала 97 хв.⁻¹

3.2.6.3 Основні технічні дані

Технічні дані двигуна 7G60ME-C9.5-GI наведено на рис 3.1, а також у табл. 3.3.

Таблиця 3.3 Технічні характеристики двигуна 7G60ME-C9.5-GI

Характеристика, одиниці вимірювання	Величина
Потужність двигуна, кВт	18760
Кількість циліндрів	7
Циліндрова потужність, кВт	2680
Частота обертання колінчастого вала, хв. ⁻¹	97
Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт·годину)	166
Питома витрата масла, г/(кВт·годину)	0,6
Діаметр циліндра, м	0,6
Хід поршня, м	2,79

Переваг у дизелів типу ME-C перед дизелями типу MC і MC-C досить багато, нижче наведені лише основні з них.

1. Порівняно з відповідними двигунами типу MC двигуни ME-C:
 - × мають більшу потужність (близько 5 %);
 - × мають меншу довжину двигуна (близько 0,4 м);
 - × мають меншу вагу (близько 10 %);
 - × мають меншу питому ефективну витрату палива за рахунок більш високого максимального тиску в циліндрі (зниження на 2 г/(кВт·годину).
3. Порівняно більш низькі питомі витрати палива і масла та кращі експлуатаційні характеристики завдяки застосуванню електронно-контрольованого часу уприскування палива.
3. Змінний тиск уприскування палива відповідно поточному навантаженню.
4. Поліпшені характеристики викидів: більш низький вміст NO_x.
5. Легка зміна режиму роботи в процесі експлуатації.
6. Простота механічної системи з простою технологією уприскування палива, що добре себе зарекомендувала.
7. Більш точна система керування, що забезпечує кращий розподіл балансу між циліндрами і теплового навантаження на двигун у цілому.
8. Система оцінювання продуктивності, адекватного моніторингу і діагностики двигуна дозволяє отримати порівняно більший міжремонтний інтервал.
9. Можливість роботи на низьких обертах забезпечує маневреність судна.
10. Інтегрована система "Alpha Cylinder Lubricators".

11. Можливість удосконалення характеристик двигуна протягом усього терміну експлуатації двигуна шляхом заміни програмного забезпечення.

3.2.6.4 Опис конструкції двигуна

Загальні положення

Поперечний розріз двигуна 7G60ME-C9.5-GI представлений на рис 3.3.

У даний час усі судновласники висувують жорсткі вимоги до суднових двигунів, що полягають в отриманні можливо більш низьких експлуатаційних витрат при будь-якому навантаженні та в будь-яких умовах експлуатації.

Проте, МОД типу MC з ланцюговим приводом розподільчого вала мають обмежену гнучкість щодо уприскування палива, щоб відповідати різним змінним умовам експлуатації. Система з електронним керуванням, яка використовується на дизелях типу ME-C, забезпечує необхідну гнучкість.

Концепція дизеля типу ME-C полягає в новітній гідравлічній системі уприскування палива. Гідромеханічний привод з електронним керуванням ряду блоків керування утворюють повну систему керування двигуна.

Фірма "MAN B&W" спеціально розробила як апаратне, так і програмне забезпечення, щоб отримати комплексне рішення для системи керування двигуном. Паливний насос високого тиску (ПНВТ) містить звичайну плунжерну пару, яка приводиться від гідроциліндра за рахунок тиску масла. Тиск масла контролюється електронним керуванням пропорційного клапана.

Вихлопний клапан приводиться в дію гідроциліндром.

У гідравлічній системі дизеля як робоче тіло використовується звичайне змащувальне масло. Воно фільтрується і нагнітається в спеціальному блоці гідравлічного живлення (так званому Hydraulic Power Supply), встановленому прямо на дизелі.

Пускові клапана приводяться в дію пневматично, через розподільник пускового повітря, який у свою чергу має механічний привод. Завдяки електронному керуванню випускним клапаном і у відповідності із заміряним миттєвим положенням колінчастого вала двигуна, система керування дизеля повністю контролює процес згоряння. Гнучкість системи досягається за допомогою різних режимів роботи двигуна, які вибираються або автоматично, залежно від умов експлуатації, або вручну оператором відповідно до конкретних цілей, такими як "режим паливної економичності", або "режим низьких викидів NOx" відповідно до вимог IMO щодо обмеження викидів NOx.

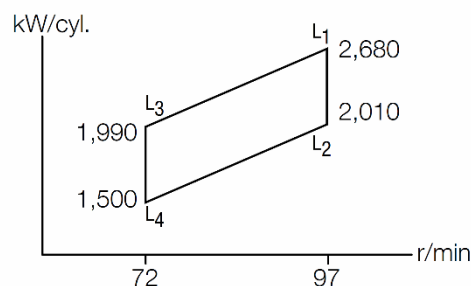
Електрогідравлічні механізми керування двигунів типу ME-C заміняють наступні компоненти звичайних двигунів типу MC:

- привод ПНВТ, включаючи штовхачі роликів, направляючі та реверсивний механізм;
- традиційну схему підвищення тиску палива;
- електронний регулятор з приводом;
- вал регулятора;
- механічні лубрикатори циліндрів.

Двигуни нового типу ME-C включають:

Cyl.	L ₁ kW
5	13,400
6	16,080
7	18,760
8	21,440

Stroke: 2,790 mm



Fuel Oil

L₁ MEP: 21.0 bar

MAN B&W G60ME-C9

L₁ SFOC [g/kWh]

SFOC-optimised load range	Tuning	50%	75%	100%
High load	-	165.5	163.0	167.0
Part load	EGB	162.5	161.5	168.5
Low load	EGB	160.5	162.5	168.5

Dual Fuel Mode for GI (Methane)

L₁ MEP: 21.0 bar

MAN B&W G60ME-C9-GI

L₁ SFOC equivalent gas + pilot fuel (42,700 kJ/kg) [g/kWh]*

SFOC-optimised load range	Tuning	50%	75%	100%
High load	-	161.5	159.0	166.0
Part load	EGB	162.5	161.5	168.5
Low load	EGB	160.5	162.5	168.5

L₁ SGC 50,000 kJ/kg (SPOC pilot fuel 42,700 kJ/kg) [g/kWh]

SFOC-optimised load range	Tuning	50%	75%	100%
High load	-	131.2 (7.9)	130.7 (6.0)	137.5 (5.0)
Part load	EGB	131.9 (8.0)	132.8 (6.1)	139.6 (5.1)
Low load	EGB	130.2 (8.0)	133.7 (6.1)	139.6 (5.1)

Рисунок 3.1. Технічні характеристики двигуна 7G60ME-C9.5-GI

блоку керування;
 гідравлічний блок живлення;
 гідравлічні циліндри, у тому числі для електронного керування уприскуванням палива;
 інтегровані функції електронного регулятора;

систему регулювання і контролю частоти обертання колінчастого вала;
систему лубрикаторного змащування типу Alfa з електронним керуванням;
систему контролю тиску в циліндрі.

Функціональність системи може бути в майбутньому розширена за рахунок установки таких елементів як систем моніторингу CoCoS-EDS on-line.

Фундаментна рама і підшипники

Фундаментна рама виконана з упорним підшипником в задній частині двигуна. Рама має зварну конструкцію.

Піддон для масла виготовлений із сталевих листів і приварений до рами. У нього стікає масло, яке збирається із системи примусового змащення, і масло із системи охолодження. Масло з піддону стікає по трубопроводах, як правило, вертикальних і оснащених сітками. Установка горизонтальних трубопроводів можлива для деяких моделей двигунів (з малим числом циліндрів), проте це повинне бути узгоджено із заводом-виробником двигуна.

Рамові підшипники складаються з тонкостінних сталевих оболонок, наповнених м'яким металом. Нижню частину корпусу рамного підшипника можна розвертати за допомогою спеціальних інструментів, в поєднанні з гідравлічними інструментами для повороту колінчастого вала. Підшипники знаходяться в нерухомому положенні за рахунок кріплення кришки підшипника.

Картер

Картер має зварну конструкцію. На стороні газорозподілу він має клапани на кожен циліндр, а з приводної сторони він має великі навісні двері для кожного циліндра. Картер має форму, що добре себе зарекомендувала: симетричні трикутні площини із направляючими. Така конструкція картера зараз є стандартом на всіх типах оновлених двигунів виробництва фірми "MAN B&W".

Блок циліндрів

Можливі дві модифікації:

- 1) блок з чавуна з кулястим графітом;
- 2) зварна конструкція з вбудованим ресивером наддувочного повітря.

Через блок циліндрів забезпечується доступ для обслуговування і очищення ресивера наддувочного повітря, а якщо це необхідно, то й для перевірки впускних вікон і поршневих кілець. Разом із втулками циліндрів блок циліндрів утворює простір для наддувочного повітря. Через блок циліндрів проходять трубки для охолодження поршня маслом. На блоці циліндрів розміщені: ресивер наддувочного повітря, турбонагнітач і охолоджувач наддувочного повітря. У нижній частині блока циліндрів розміщені сальники для проходів штока поршня з блока циліндрів у картер.

Циліндрова втулка

Втулка циліндра виконана з легированого чавуна і встановлена в блок циліндрів. У верхній частині втулка циліндра має охолоджуючу сорочку. Втулка циліндра має отвори для змащення циліндра.

Кришка циліндрів зроблена цільною з кованої сталі. Вона має отвори для охолодження водою, а також центральний отвір для установки впускного клапана і отвори для паливних форсунок, пускового клапана і індикаторного клапана. Кришка циліндра кріпиться до блока циліндрів болтами і гайками із затягуванням гідравлічними домкратами.

Колінчастий вал

Колінчастий вал збірний, зроблений з кованої сталі. З кормового торця на колінчастий вал кріпиться упорний підшипник і фланець поворотного пристрою. У носовій частині на колінчастий вал встановлено осьовий демпфер вібрації. Опційно на носовий кінець колінчастого вала може бути встановлено пристрій відбору потужності – валогенератор.

Упорний підшипник та упорний вал

Підшипник типу V&W-Michell встановлений в кормовій частині фундаментної рами. Складається в основному з упорного кільця на колінчастий вал, підшипників підтримки, а також сегментів сталі з внутрішнім покриттям з ділового металу. Упорний вал є невід'ємною частиною колінчастого вала і змащується маслом від системи змащення двигуна.

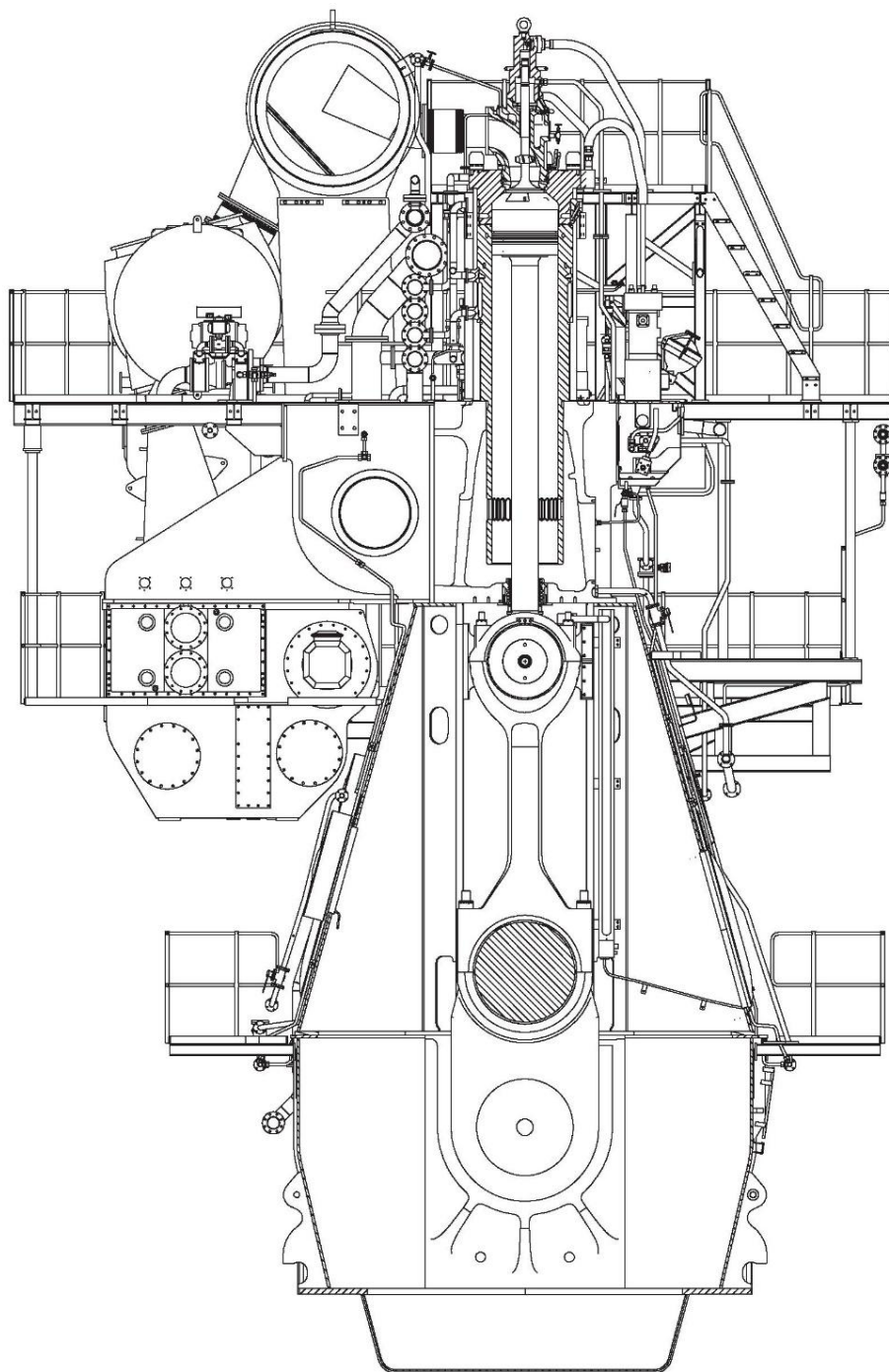


Рисунок 3.2 Поперечний розріз головного суднового двигуна 7G60ME-C9.5-GI

Валоповоротний пристрій

Пристрій встановлений на упорний вал і приводиться в дію від шестерні на спеціальному валу в ділці передач, що встановлюється на фундаментній рамі. Поворот вала валоповоротного пристрою здійснюється електродвигуном. Пристрій запобігає блокуванню ГД у момент запускання двигуна. З'єднання і роз'єднання валоповоротного пристрою здійснюються уручну, шляхом осьового переміщення шестерні.

Осьовий демпфер вібрацій

Двигун оснащений осьовим демпфером вібрацій, встановленим на носовому кінці колінчастого вала.

Шатун

Шатун з кованої або литої сталі.

Поршень

Поршень збірний, складається з головки і спідниці поршня. Головка поршня виготовляється з жароміцної сталі й має чотири кільцеві канавки, хромовані як на верхній, так і на нижній поверхнях канавки. Охолодження поршня здійснюється маслом.

Усі поршневі кільця мають спеціальне алюмінієве покриття поверхні ковзання для безпечного прироблення поршневих кілець. Тверде покриття на поверхню ковзання для поршневих кілець може поставлятися як опція.

Шток поршня

Шток поршня з кованої сталі та загартованої поверхні в області ковзання сальника. Шток зв'язаний з крейцкопфом за допомогою чотирьох звинтів. Шток має центральний канал вигляду "труба в труді", через який подається до поршня і відводиться від нього охолоджуюче масло.

Крейцкопф

Крейцкопф виготовлений з кованої сталі. На поверхні ковзання "башмаків" нанесений шар білого металу. Направляючий башмак має новий дизайн з низьким коефіцієнтом тертя. Телескопічна труба для подачі масла закріплена до крейцкопфу.

Система наддувочного повітря

Забирання повітря здійснюється безпосередньо з МВ, через глушник турбокомпресора. Після турбокомпресора повітря послідовно проходить через повітропровід, охолоджувач наддувочного повітря, ресивер наддувочного повітря до впускних вікон.

Охолоджувач наддувочного повітря

Для кожного турбокомпресора встановлений повітроохолоджувач моноблочного типу, призначений для охолодження повітря (або морською водою тиском до 0,2 – 0,25 МПа, або, навпаки, прісною водою із системи центрального охолодження тиском до 0,45 МПа). Охолоджувач повітря сконструйований так, щоб різниця між температурою повітря і температура води на вході при роботі на заданому режимі складала близько 12 °С.

Повітродувки

Двигун забезпечений електрично керованими повітродувками наддувочного повітря. Всмоктуючою стороною повітродувка зв'язана з ресивером наддувочного повітря після охолоджувача наддувочного повітря. Між охолоджувачем повітря і ресивером повітря встановлені автоматичні зворотні клапани. Допоміжні повітродувки почнуть діяти послідовно до запуску

двигуна з метою забезпечення достатнього тиску наддувочного повітря, щоб здійснити безпечний запуск двигуна. Дизайн повітродувки нового комплексного типу.

Турбокомпресор

Для нових двигунів ME доступні турбокомпресори трьох марок: MAN, ABB і Mitsubishi. Турбокомпресор може бути розташований як з кормового кінця дизеля, так і збоку (зі сторони газорозподілу).

Група гідравлічних циліндрів

Блок гідравлічних циліндрів (БГЦ) складається із загальної опорної рами, на якій встановлений дистриб'ютор блоку. Дистриб'ютор блоку оснащений одним акумулятором для забезпечення необхідних параметрів масла у момент уприскування палива. Дистриб'ютор блоку служить механічним приводом для роботи гідравлічного підсилювача тиску подачі палива. Один БГЦ обслуговує два циліндри і складається з двох клапанів тиску, двох ELFI клапанів і двох лубрикаторів типу Alfa.

Блок гідравлічного живлення

Блок гідравлічного живлення (БГЖ) встановлений в передній частині двигуна. БГЖ має електричний привод і складається з двох електродвигунів, кожен з яких приводить у дію гідравлічний насос. Тиск масла в гідравлічній системі 30 МПа. Кожен з насосів розрахований на покриття поля роботи двигуна від 55 % до 85 % потужності двигуна.

Паливний насос високого тиску

Кожен циліндр двигуна має свій незалежний ПНВТ. Привод ПНВТ гідравлічний, здійснюється пропорційним клапаном, робота якого контролюється автоматикою.

Форсунки, пускові повітряні та запобіжні клапани

Кришки циліндрів оснащені двома форсунками, пусковим та індикаторним клапанами. Уприскування палива, тобто спрацювання форсунки, здійснюється підвищенням тиску масла від БГЖ. Закриття форсунки механічне за рахунок роботи пружини. Заїва кількість палива відводиться від форсунки через відсічний трубопровід. Привод пускового клапана механічний, конструктивно співпадає з тим, який використовується на двигунах типу MC.

Система керування двигуном

Для керування двигуном використовуються багатопільові комп'ютери (наприклад, для шестициліндрового двигуна система керування складається з чотирьох багатопільових комп'ютерів).

Випускний клапан

Випускний клапан складається з корпусу клапана і шпинделя клапана. Корпус клапана виконаний з чавуна. Конструкція передбачає водяне охолодження. На двигуні типу 7G60ME-C9.5-GI випускний клапан може бути двох виконань: або конструкції DuraSpindle, або Nimonic.

Випускний клапан приводиться у дію від гідроциліндра.

Індикаторний кран

Двигун забезпечений індикаторними кранами, за допомогою яких може бути заміряний індикаторний тиск у циклі.

Система "Alpha Cylinder Lubricators"

Система змащення з електронним керуванням Alpha, що використовується на двигунах типу MC, застосовується і для двигунів типу ME. Основними перевагами цієї системи порівняно із звичайними механічними системами змащення є:

- поліпшення термінів уприскування масла;
- підвищена гнучкість дозування;
- постійний тиск уприскування;
- поліпшений розподіл масла в циліндрі;
- можливість попереднього змащення перед запуском двигуна.

3.2.7 Рейсова лінія та гістограми гідрометеорологічних параметрів

LNG-завози типу "LNG A1 RUWAIS" мають необмежений район плавання (див. п. 1.1). Для нового судна у цій серії з обраним головним двигуном 7G60ME-C9.5-GI приймаємо, що його основним транспортним перевезенням буде скраплений природний газ з порту Qatargas (Катар) до порту South Hook LNG terminal (Великобританія), а у зворотньому напрямку в далості. Обрана рейсова лінія "Qatargas – South Hook" (рис. 3.3), довжина якої складає орієнтовно $L = 7500$ миль (12 000 км), проходить через 3-ій район Середземного моря.

На підставі узагальнених відомостей, поданих у вигляді частотних таблиць [8], будуюмо для цього району гістограми річного розподілу швидкості вітру та висоти хвиль (рис. 3.4).

Розраховуємо математичні сподівання гідрометеорологічних параметрів: для швидкості вітру (табл. 3.4) – $M(V) = 9,725$ м/с, для висоти хвиль (табл. 3.5) – $M(h_{3\%}) = 16,44$ м. Саме на ці значення і буде налаштовано головний двигун 7G60ME-C9.5-GI.



Рисунок 3.3 Рейсова лінія "Qatargas – South Hook"

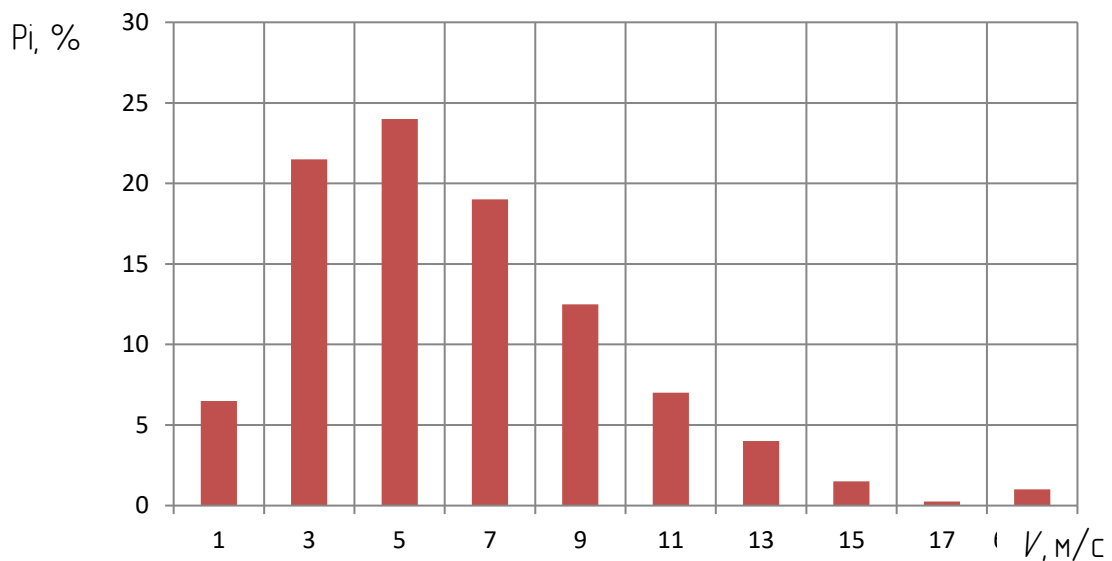
3.3 Проектування головної пропульсивної установки

3.3.1 Розміщення головного двигуна на судні

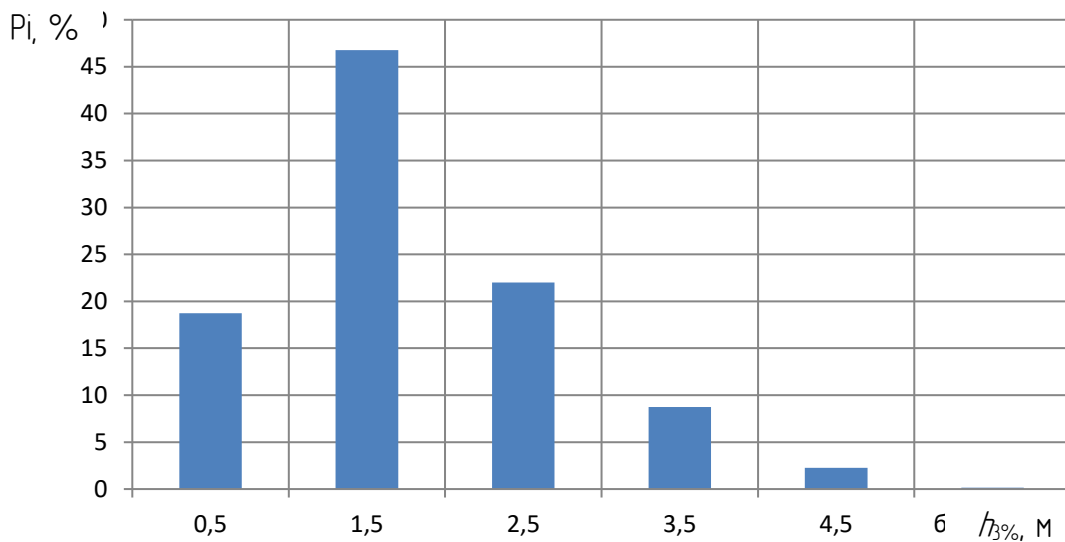
Для попередньої проектної розробки СЕУ передбачається застосування двигуна 7G60ME-C9.5-GI-TII, номінальна потужність якого (у точці L_1), становить 18760 кВт. Габаритні розміри двигуна 7G60ME-C9.5-GI-TII показано на рис 3.5.

При проектуванні розташування двигунів у МВ ставлять ряд таких вимог:

- до розміщення стічно — циркуляційної цистерни;
- до висоти МВ, що забезпечує виїмку поршня з двигуна;
- до можливості монтажу двигуна при кормовому розташуванні МВ;
- положення осі колінчастого валу.



а)



б)

Рисунок 3.4 Гістограми річного розподілу швидкості вітру (V) і висоти хвиль ($h_3\%$) на рейсовій лінії "Qatargas – South Hook" та їх математичне сподівання:
а) гістограма швидкості вітру; б) гістограма висоти хвиль

Таблиця 3.4 Повторюваність швидкості вітру для 3-го району Середземного моря

Швидкість вітру, м/с		Повторюваність P_i , %				
		Зима	Весна	Літо	Осінь	Річна
Діапазон	V_i	$P_i з$	$P_i в$	$P_i л$	$P_i о$	P_i
менше 2	1	4	6	9	7	6,5
2-4	3	16	19	30	21	21,5
4-6	5	21	23	28	24	24
6-8	7	20	19	18	19	19
8-10	9	15	14	8	13	12,5
10-12	11	10	8	3	7	7
12-14	13	7	5	0	4	4
14-16	15	3	2	0	1	1,5
16-18	17	1	0	0	0	0,25
Решта	більше 19	-				1

Таблиця 3.5 Повторюваність висоти хвиль для 3-го району Середземного моря

Висота хвиль, м		Повторюваність P_i , %				
		Зима	Весна	Літо	Осінь	Річна
Діапазон	$h_{3\% i}$	$P_i з$	$P_i в$	$P_i л$	$P_i о$	P_i
менше 1	0,5	10	19	26	20	18,75
1-2	1,5	40	48	49	50	46,75
2-3	2,5	26	23	18	21	22
3-4	3,5	17	6	6	6	8,75
4-5	4,5	3	3	1	2	2,25
Решта	більше 5,5	-				0,15

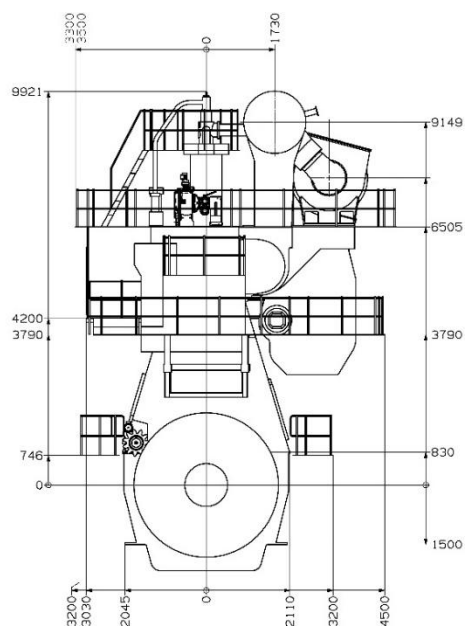
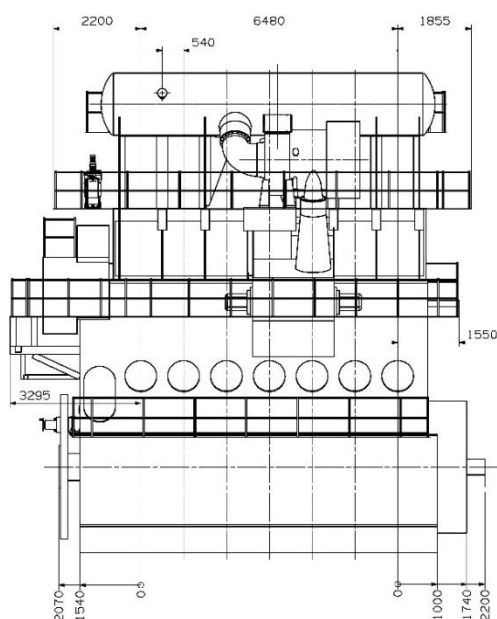


Рисунок 3.5 Габаритні розміри двигуна

Виконані попередні проектні розробки щодо розміщення двигуна 7G60ME-C9.5-GI-TII у машинному відділенні танкера (рис 3.6) показали, що при установці цього двигуна можна дотриматися перелічених вище вимог до розташування головного двигуна у машинному відділенні.

3.3.2 Основні характеристики ходовості серійного судна

Метою цього підрозділу є одержання необхідної інформації для розрахунків гвинтової характеристики з подальшим суміщенням її з полем робочих параметрів головного двигуна. До цієї інформації належить: належності дуксирувального опору $R = f(\nu_s)$, значення коефіцієнту розрахункового попутного потоку W_T .

Залежність від $R = f(\nu_s)$, яка подана на рис 3.7, отримана за даними проектної організації.

За даними конструкторської документації коефіцієнт розрахункового попутного потоку для судна з чистим свіжо пофарбованим корпусом W_T дорівнює 0,1596 а коефіцієнт засмоктування $t = 0,11$.

3.3.3 Початкові значення характеристик гребного гвинта

Питання щодо вибору типу рушія виникає на попередньому етапі проектування пропульсивного комплексу судна. У кожному конкретному випадку воно вирішується з урахуванням: досвіду проектування та експлуатації однотипних суден, умов експлуатації судна, що проектується, економічності та надійності рушія.

Виходячи з досвіду експлуатації універсальних суден, обираємо гвинт фіксованого кроку, (ГФК), тому, що судно більший проміжок часу експлуатується на постійних режимах.

Кількість лопатей гребних гвинтів Z сучасних транспортних суден змінюється в дуже широких межах (від трьох до восьми). При виборі величини Z необхідно керуватися такими міркуваннями:

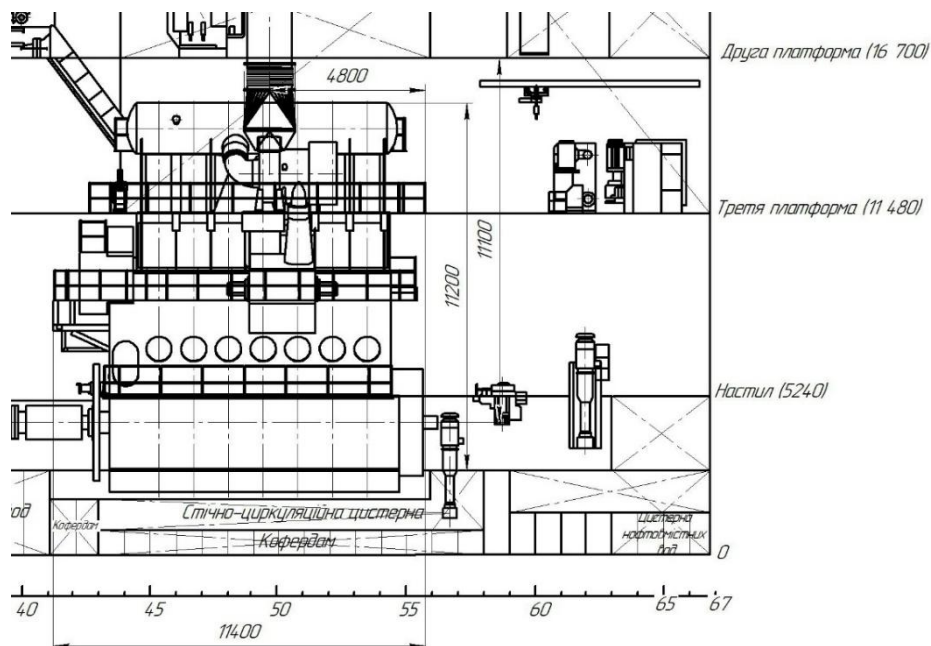


Рисунок 3.6 Розташування дизеля 7G60ME-C9.5-GI на судні (поперечний розріз, розміри в мм), та параметри розміщення двигуна

для гребних гвинтів швидкохідних суден доцільно приймати менше число лопатей

для гвинтів, що працюють при великих коефіцієнтах навантаження, варто збільшувати число лопатей (зростає ККД гребного гвинта);

у багатьох випадках вирішальним фактором при виборі кількості лопатей гребного гвинта є необхідність зменшити вібрацію корпусу судна.

Для подальших розрахунків попередньо вибираємо $Z = 4$ (аналогічно до судна—прототипу).

При виборі дискового відношення A_E/A_0 гребного гвинта варто пам'ятати, що збільшення A_E/A_0 (при незмінних кроковому відношенні P/D і відносній ході J) призводить до зменшення ККД гвинта внаслідок зростання профільного опору. З цієї точки зору дискове відношення повинно бути мінімально можливим. Це мінімальне значення дискового відношення варто вибрати таким чином, щоб уникнути явища кавітації.

Таблиця 3.6 Розрахунок гвинтових характеристик

№	Величина	Формула, джерело	Позначення	Значення
1	Максимальна-тривала потужність двигуна судна-прототипу, кВт	Конструкторська документація	N_e	19620
2	90% МДМ судна-прототипу, кВт		$0,9 N_e$	16500
3	Розрахункова швидкість судна-прототипу при 90% МДМ, уз.	Конструкторська документація	V_s	19,5
4	Об'ємна водотоннажність судна-прототипу, m^3		V	117561,0
5	Масова водотоннажність судна-прототипу, т (у вантажі)		D	120 500
6	Довжина судна, м	Конструкторська документація	L	315
7	Ширина судна, м	Конструкторська документація	B	50
8	Осадка судна, м	Конструкторська документація	T	13,6
9	Діаметр гребного гвинта судна-прототипу, м	Конструкторська документація	$D_{z\theta}$	6,3
10	Коефіцієнт повноти водотоннажності розрахунковий		δ	0,5488
	Прийнятий для розрахунків коефіцієнт повноти водотоннажності		δ	0,5488
	Розташування гребного гвинта (в ДП або на борту)			Борт
11	Кількість головних двигунів			2
	Число Фруда для судна-прототипу		Fr	0,1804

Продовження табл. 3.6

№	Величина	Формула, джерело	Позначення	Значення					
12	Коефіцієнт попутного потоку розрахунковий	$W_T = W_T^0 - \Delta W_{T_{\text{вл}}} + \Delta W_T$	W_T	0,1397					
	Прийнятий для розрахунків коефіцієнт попутного потоку		W_T	0,1397					
14	Коефіцієнт засмоктування розрахунковий	$V_0 D \sqrt{\frac{\rho}{Ri}}$	t	0,0978					
	Прийнятий для розрахунку коефіцієнт засмоктування		t	0,0978					
16	Розрахункові швидкості руху судна, уз.		V_S	19	20	21	19	20	21
	ККД валопроводу		$\eta_{\text{вал}}$	0,98					
17	Опір руху судна розрахунковий (1,15), кН		R	589,6	671,5	800,3	589,6	671,5	800,3
18	Прийняті для розрахунку значення опору		R	589,6	671,5	800,3	589,6	671,5	800,3
19	Швидкості руху судна, м / с		V_S	9,774	10,288	10,802	9,774	10,288	10,802
20	Число Фруда	$V_S / \sqrt{9.81 L}$	F_r	0,1758	0,1851	0,1943	0,1758	0,1851	0,1943
21	Поступальна швидкість гвинта, м/с		V_A	8,818	9,282	9,746	8,818	9,282	9,746
22	Щільність води, т / м ³		ρ_0	1,025					
23	Розрахункові діаметри гвинта, м		$D_{\text{гв}}$	6,5			6,3		
24	Упор гвинта, кН	$R / (1-t)$	T	685,3	780,5	930,2	685,3	780,5	930,2
25	Коефіцієнт навантаження гвинта по тязі	$V_0 D \sqrt{\frac{\rho}{Ri}}$	$K_{\text{ДЕ}}$	2,3898	2,3573	2,2672	2,3163	2,2848	2,1974
26	Коефіцієнт навантаження гвинта по упору	$D_v V_A \sqrt{\rho / Ti}$	$K_{\text{ДТ}}$	2,2167	2,1865	2,1029	2,1485	2,1192	2,0382

Продовження табл. 3.6

№	Величина	Формула, джерело	Позначення	Значення					
	Діаграма для розрахунку гвинта (вводити латинськими символами)	Конструкторська документація		B-4-70			B-4-70		
	Заглиблення осі гребного гвинта, м	Конструкторська документація		5,2	5,2	5,2	5,2	5,2	5,2
27	Мінімально допустимий дискове відношення за умовами кавітації	$((1.5+0.35Z)T_1)/((99+10h_0)D^2)+0.2$	$(A_e/A_0)^{K_{\min}}$	0,5115	0,5548	0,6228	0,5316	0,5777	0,6501
		$0.000756 \left(\frac{z}{0.08D}\right)^2 / \sqrt{Ti}$		0,0771	0,0823	0,0899	0,0787	0,0840	0,0917
28	Відносна поступ гвинта	Знімається з діаграми	j	0,9425	0,9326	0,9043	0,9198	0,9099	0,8818
	Номінальна потужність ГД проектного судна, кВт	Конструкторська документація	N_e	18760					
	Номінальна частота обертання ГД проектного судна, хв ⁻¹	Конструкторська документація	n_H	97					
29	Частота обертання гвинта абсолютна, с ⁻¹	$V_A/(DJ)$	n	1,417	1,507	1,630	1,497	1,592	1,722
30	Частота обертання гвинта абсолютна, хв ⁻¹	$60V_A/(DJ)$	n	85,0	90,4	97,8	89,8	95,5	103,3
31	Частота обертання гвинта відносна	n/n_H	n/n_H	0,877	0,932	1,008	0,926	0,985	1,065
32	Коефіцієнт упору серійного гвинта	Знімається з діаграми	kt	0,1865	0,1878	0,1915	0,1895	0,1907	0,1944
33	ККД гвинта (без урахування впливу умов експлуатації)	Знімається з діаграми	η_0	0,7149	0,7120	0,7035	0,7082	0,7052	0,6968
34	Шагове відношення гвинта	з діаграми	P/D	1,2420	1,2343	1,2121	1,2243	1,2165	1,1947
35	Коефіцієнт моменту гвинта	з діаграми	K_2	0,03910	0,03911	0,03910	0,03911	0,03911	0,03907
	ККД спільної роботи гвинта і корпусу			0,7					

Продовження табл. 3.6

№	Величина	Формула, джерело	Позначення	Значення					
36	Ефективна потужність двигуна абсолютна, кВт	$\rho K_T n^2 D^4 V_A / \eta_o \eta_{\text{вал}}$ де n в с^{-1}	N_e	12287,8	14835,8	18935,1	12487,2	15072,0	19232,0
37	Ефективна потужність двигуна відносна	N_e / N_e^{L1}	N_e	0,655	0,791	1,009	0,666	0,803	1,025
	Потужність ГД модернізованого судна в точках діаграми, кВт		L_1	18760					
			L_2	14070					
			L_3	13930					
			L_4	10500					
	Частота обертання ГД модернізованого судна в точках діаграми, хв^{-1}		L_1	97					
			L_2	97					
			L_3	72					
			L_4	72					

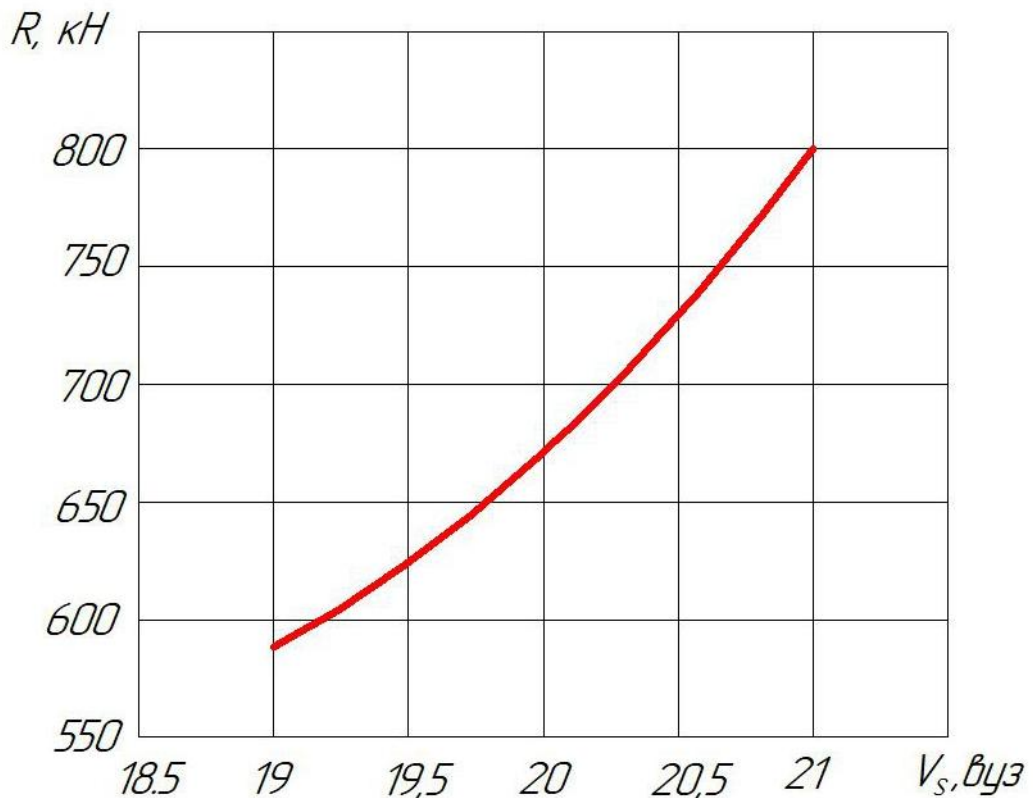


Рисунок 3.7 Залежність буксирувального опору від швидкості ходу танкера за умови „здавально — приймальних випробувань”.

Беручи до уваги назване, у подальших розрахунках приймаємо початкове значення $A_E/A_0 = 0,7$ (як у судна — прототипу).

3.3.4 Розрахунок гвинтової характеристики

Отже, розрахунок гвинтової характеристики виконується для розрахункових умов „здавально — приймальних випробувань”.

Умови „здавально — приймальних випробувань” — чистий свіжо пофарбований корпус судна ($\tau_d = 0$ міс.) глибока вода (більш ніж 10 осадок) сила вітру до 3-х балів, та хвилювання моря 2-х балів (висота хвиль 3-х відсоткової забезпеченості $h_{3\%} = 0$ м) — ці показники суттєво не впливають на опір судна в повному вантажі $T = 13,6$ м.

Розрахунок співвідношення $N_e - n$ для оптимальних гвинтів (при $K_{OT\ opt}$) подано таблицею 3.6, яка відображає основні пункти розрахункової методики, розробленої на кафедрі ССЕСУ.

У табл. 3.6 використана таж сама мова, на якій написано інтерфейс програми.

Початкова інформація для виконання розрахунку:

тип судна —	LNG-газовоз;
дедвейт —	120 500 т;
гвинт марки —	B4 — 70
розрахунковий діаметр гвинта —	6,5 та 6,3 м;
головний двигун —	7G60ME-C9.5-GI-TII;

довжина судна між перпендикулярами —
 довжина судна за розрахунковою ватерлінією —
 ширина судна —
 – осадка —
 заглиблення осі гребного гвинта —

$L_{pp} = 315$ м;
 $L = 306$ м;
 $B = 50$ м;
 $T = 13,6$ м;
 $h_0 = 5,2$ м.

Графічна інтерпретація розрахунку поданому у табл. 3.6 представлена на рис. 3.8.

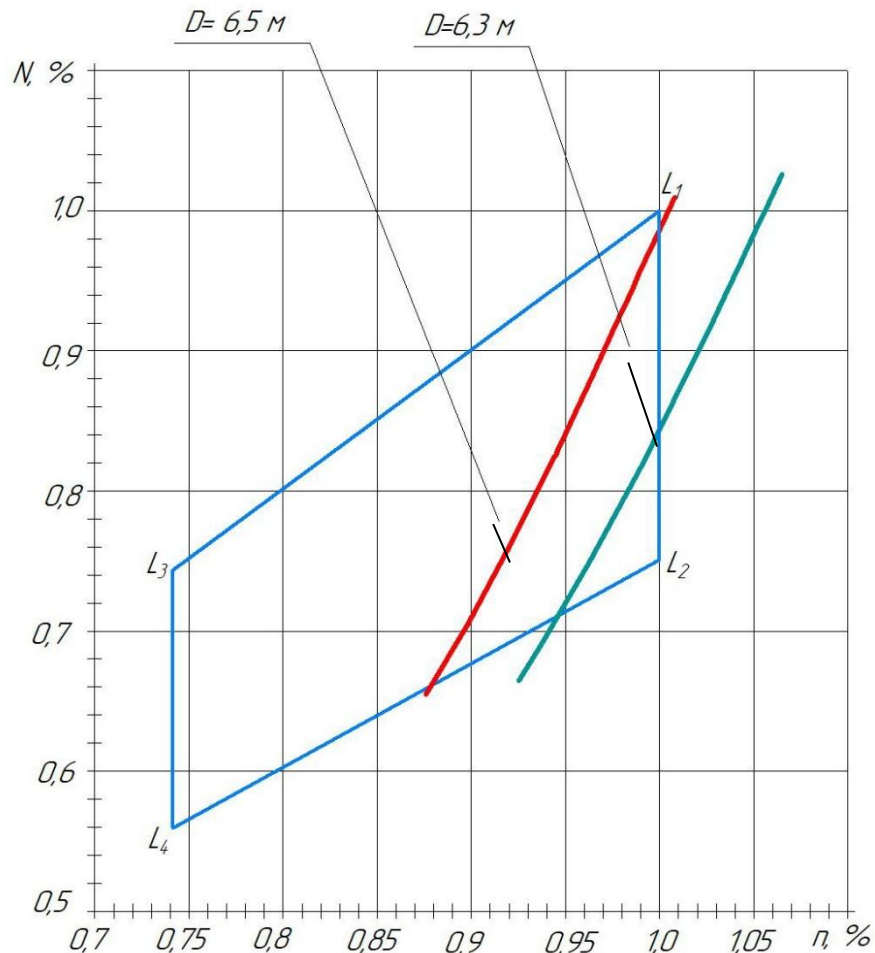


Рисунок 3.8 Поле робочих параметрів двигуна 7G60ME-C9.5-GI-TII, та гвинтові характеристики для різних діаметрів рушія.

Беручи до уваги рис. 3.8, та аналізуючи розрахунок гвинтових характеристик за розрахункових умов експлуатації, приходимо до висновку, що гвинт діаметром $D = 6,3$ м — гідродинамічно важкий, а це не дає можливість більшої варіації необхідних значень потужності і частоти обертання

Приймаємо для встановлення на судно 4-х лопатевиї гребний гвинт діаметром $D = 6,5$ марки В4 з дисковим відношенням $A_E/A_0 = 0,7$ і оптимальним кроковим відношенням $P/D = 1,24$.

3.3.5 Побудова суміщених характеристик двигуна та рушія

На рис. 3.9 показано суміщення гвинтових характеристик із полем вибору робочих параметрів двигуна. Штрих — пунктирною лінією відображена гвинтова характеристика, що

відповідає розрахунковим умовам експлуатації, побудована за даними табл. 3.6, для прийнятого гребного гвинта $D = 6,5$ м.

Під час експлуатації корпус судна та гребний гвинт одростають і опір рухові судна збільшується. При одній і тій же потужності головного двигуна, швидкість ходу судна знижується. У свою чергу, хвилювання моря також негативно позначається на швидкості ходу. Суцільною лінією на цьому рисунку показана гвинтова характеристика, що відповідає одрослому корпусу і штормовим умовам. Вона зміщена вліво приблизно на 2% по частоті обертання від гвинтової характеристики, що розраховується за умов здавально — приймальних випробувань.

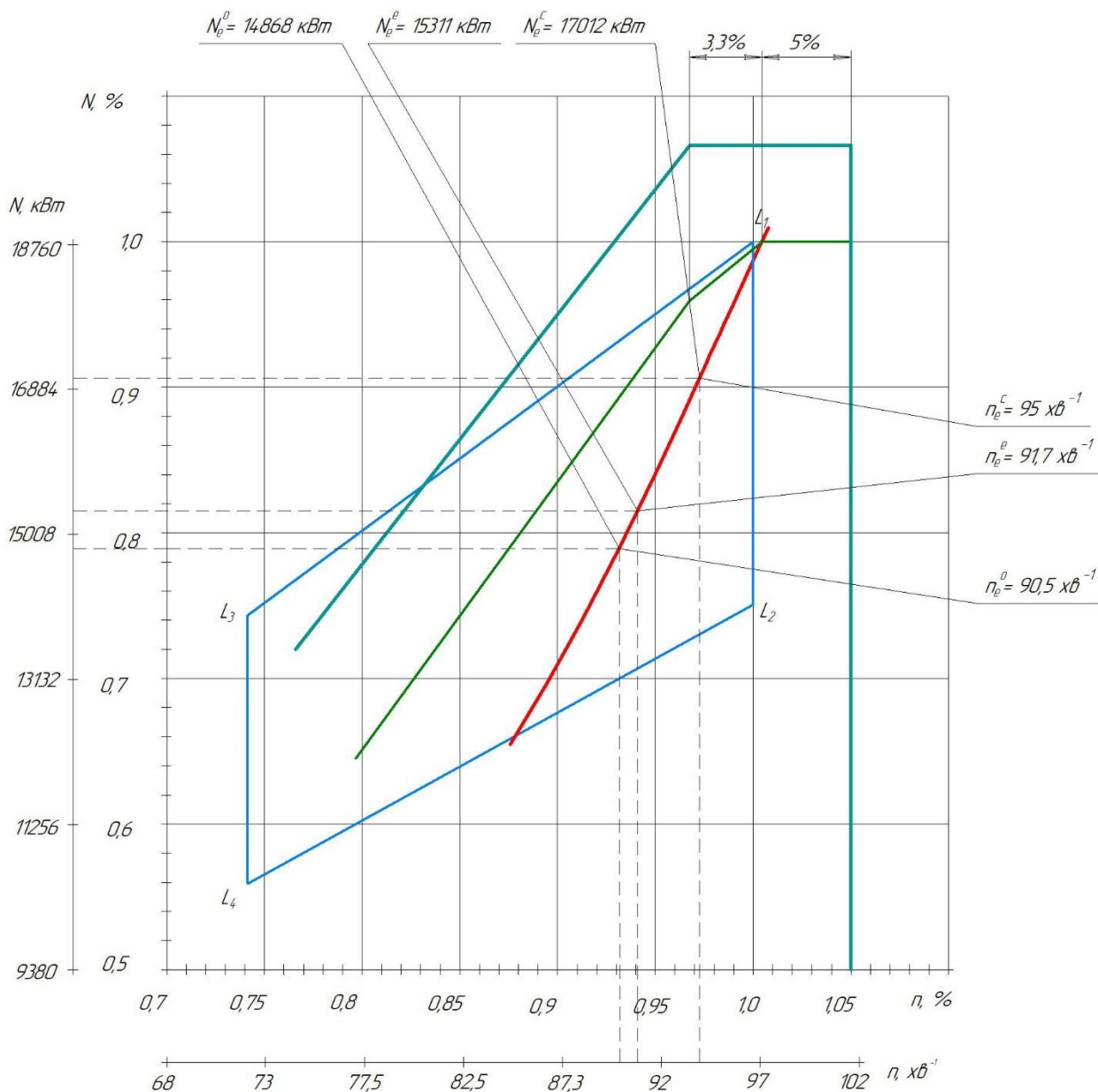


Рисунок 3.9 Діаграма робочих параметрів двигуна 7G60ME-C9.5-GI-TII з $N_e^c = 17012$ кВт, значення потужності і числа обертання в характерних робочих точках

При визначенні характерних значень потужностей прийняті такі визначення:

специфікаційна — (максимальна тривала потужність) N_e^c — це максимальна потужність, яку замовив судновласник для тривалої експлуатації; у даному проекті $N_e^c = 0,907$ $N_e^h = 17012$ кВт

тривала експлуатаційна потужність N_e^c — це потужність, при якій передбачається нормальне використання двигуна, згідно $N_e^e = 0,9 N_e^c$ ($N_e^c = 15311$ кВт);

потужність у точці оптимізації N_e^c — це потужність, при якій визначаються тип і відповідні параметри турбокомпресора, регулюються газорозподіл і ступінь тиску двигуна. У даному проекті прийнято $N_e^e = 0,85 N_e^c = 14868$ кВт.

У табл. 3.7 подано значення потужності і частоти обертання для встановленого на судні двигуна, що відповідають рис. 3.10, а також максимальна перевантажувальна потужність, яка, згідно з визначенням на 10% більша за N_e^c .

Згідно рекомендація побудовано обмежувальні характеристики двигуна. Суцільні лінії на рис. 3.9 з кутовими коефіцієнтами 2,1,0 і лінія $n = \text{const}$, що проходять через точку з координатами N_e^c і n_c , є обмежувальним, і відповідно за крутильним моментом, тиском, потужністю і частотою обертання. Область, охоплена цими лініями, визначає співвідношення „потужність — частота” для тривалої роботи двигуна.

Таблиця 3.7 Номінальні та робочі параметри встановленого на судні двигуна

Найменування величини	Експлуатаційні умови					
	Розрахункові				Штормові з оброслим корпусом	
	Потужність		Частота обертання			
	кВт	%	хв ⁻¹	%	хв ⁻¹	%
Потужність у точці L ₁	18760	100,0	97,0	100,0	98,9	102,0
Специфікаційна	17012	90,7	94,3	97,2	96,2	99,2
Експлуатаційна	15311	81,6	91,2	94,0	93,1	96,0
У точці оптимізації	14868	79,3	90,3	93,1	92,2	95,1
Перевантажувальна	18713	99,8	–	–	–	–

Штрихові лінії на цьому рисунку обмежують роботу двигуна з перевантаженням протягом однієї години з інтервалом 12 годин.

За даними табл. 3.7 побудована залежність $v_s = f(n)$, що показана на рис. 3.10. Тут же показані швидкості ходу судна v_s^c і v_s^e відповідно при потужностях N_e^c і N_e^e для чистого корпусу, глибокої тихої води та осадки судна в повному вантажі.

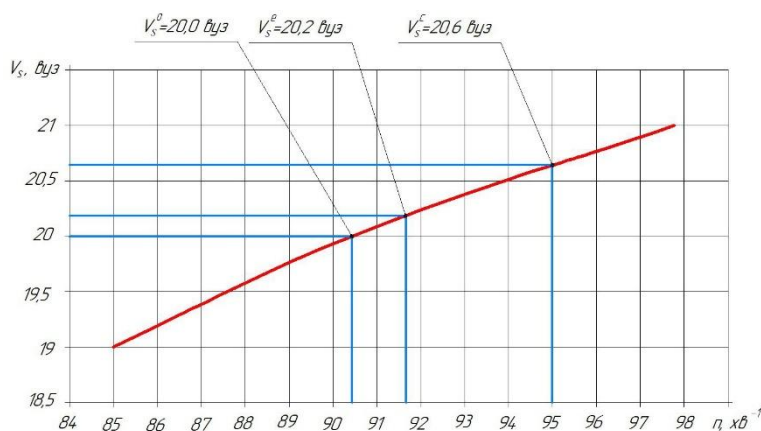


Рисунок 3.10 Залежність швидкості ходу судна від частоти обертання рушія за умов експлуатації

3.3.6 Характеристики зредного гвинта

Взаємне розташування гвинтової характеристики і поля робочих параметрів двигуна 7G60ME-C9.5-GI-TII (див. рис. 3.9) вказує на можливість установки на судні гвинта з $D = 6,5$ м; $A_E/A_0 = 0,7$; $Z = 4$. Гвинт пройшов перевірку на кавітацію в табл. 3.6.

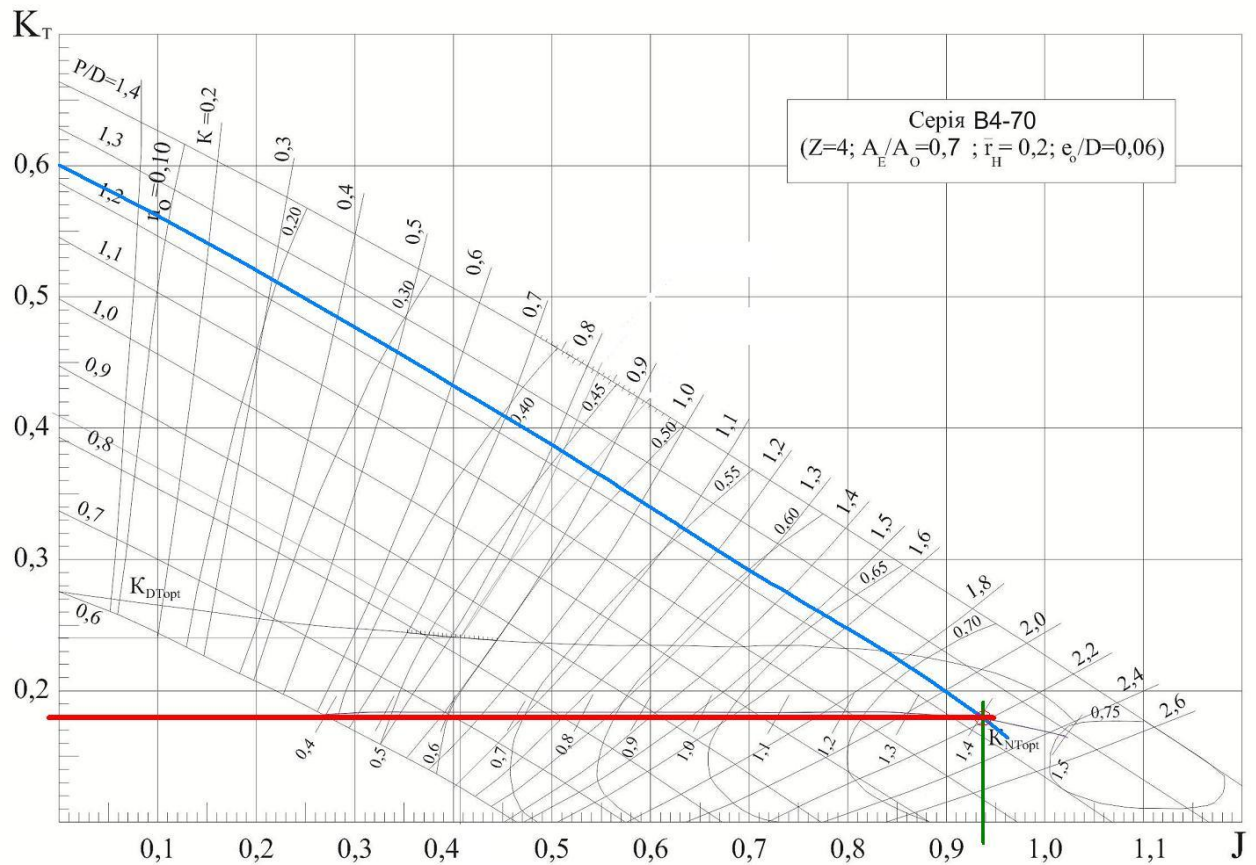


Рисунок 3.11 Діаграма для розрахунку гвинтів та характеристики прийнятого гвинта.

Взаємне розташування гвинтової характеристики і поля робочих параметрів двигуна 7G60ME-C9.5-GI (див. рис. 3.11) вказує на можливість установки на судні гвинта з $D = 6,5$ м; $A_E/A_0 = 0,70$; $Z = 4$. Гвинт пройшов перевірку на кавітацію в табл. 3.6 (рис. 3.11)

На рис. 3.11 приведено діаграму для розрахунку зредних гвинтів з відносним радіусом ступиці $r=0,167$ та товщиною лопаті $e_0=0,45$.

Визначення оптимальної точки гвинта, що відповідає перетину кольорових ліній, проводиться враховуючи початково відомі значення $P/D = 1,24$ та $Kdt = 2,1$, на перетині яких ставиться точка завдяки якій визначається значення відносна поступ гвинта J (вісь ординат) та коефіцієнт упору серійного гвинта K_t (вісь абсцис), а також ККД гвинта η_o .

Обраний гвинт має мінімальне допустиме дискове відношення $A_E/A_0 = 0,7$, що більше за розрахункове значення $A_E/A_0 = 0,623$, таким чином кавітація відсутня.

Таким чином, на судні з двигуном 7G60ME-C9.5-GI встановлюється зредний гвинт фіксованого кроку, виготовлений із латуні, з такими характеристиками:

діаметр,..... $D = 6,5$ м;
 крок,..... $P = 8,06$ м;
 крокове відношення,..... $P/D = 1,24$;

дискове відношення,..... $A_E/A_0=0,70$;
ККД,..... $\eta_o=0,7$;
кількість лопатей,..... $Z=4$,

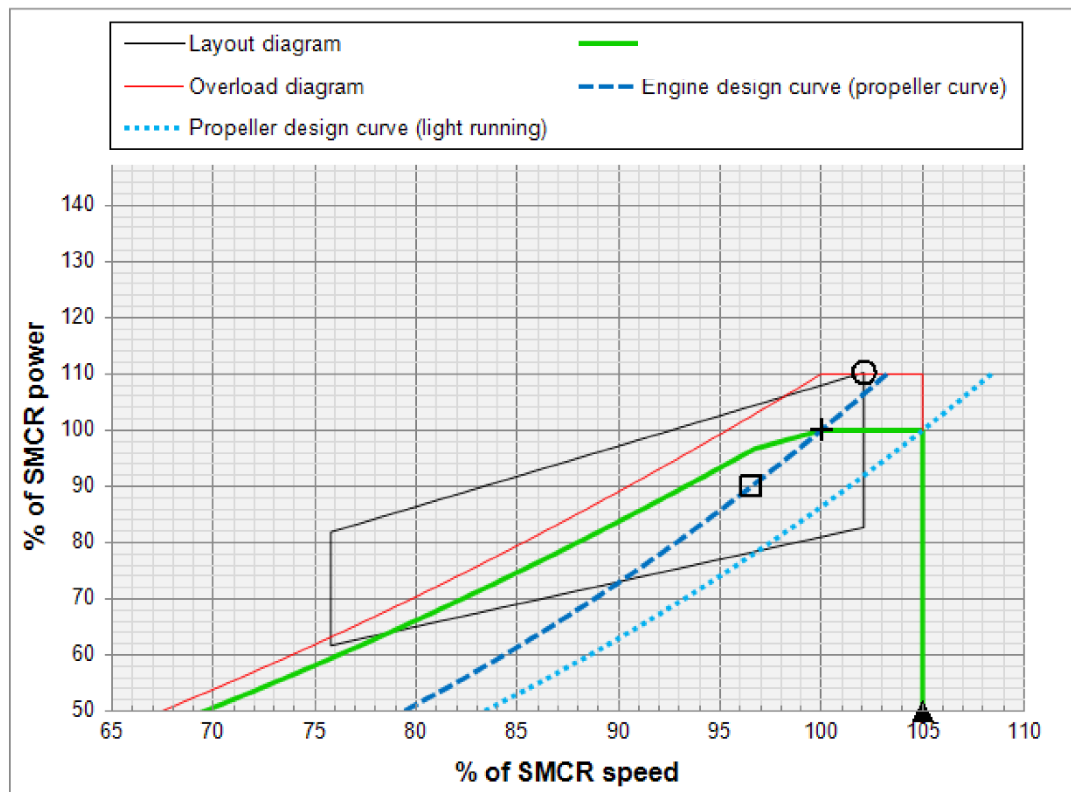
3.3.7 Визначення основних експлуатаційних характеристик двигуна 7G60ME-C9.5-GI-TII

Витрата палива

Розрахунок витрати палива проведено за даними заводу виробника на сайті фірми «MAN». При вводі даних в програму було обрано специфікаційну потужність двигуна $N_e = 17012$ кВт.

Дана програма призначена для розрахунку основних параметрів двигунів фірми «MAN», та дає можливість виконувати розрахунки поля робочих параметрів двигуна (рис. 3.12) та основних параметрів двигуна на даному режимі (рис. 3.13), в тому числі витрати палива головним двигуном.

CEAS Engine Data report
7G60ME-C9.5-LGIP-EGRBP
Project name: AL RUWAIS
Report made by: Галиченко Сергей



The Light Running Margin (LRM) shown is 5%. Recommended value is 4-7%, for special cases up to 10%. The LRM should be evaluated for each ship project depending on for example: In-service increase of vessel resistance, ship manoeuvring requirements, additional engine load due to power take-out (PTO) and possible requirements related to a barred speed range (short passing time).

Point		Power kW	Speed r/min	MEP Bar
+	SMCR: Specified Maximum Continuous Rating (90.7% of NMCR)	17,012	95.0	19.5
□	NCR: Normal Continuous Rating (90.00% of SMCR)	15,311	91.7	18.1
	Maximum over load (110% of SMCR)	18,713	-	-
▲	Maximum speed limit (105% of SMCR)	-	99.8	-
○	L1, NMCR: Nominal Maximum Continuous Rating	18,760	97.0	21.0

Рисунок 3.12 Поле рабочих параметров при выполнении расчетов в программе фирмы "MAN"

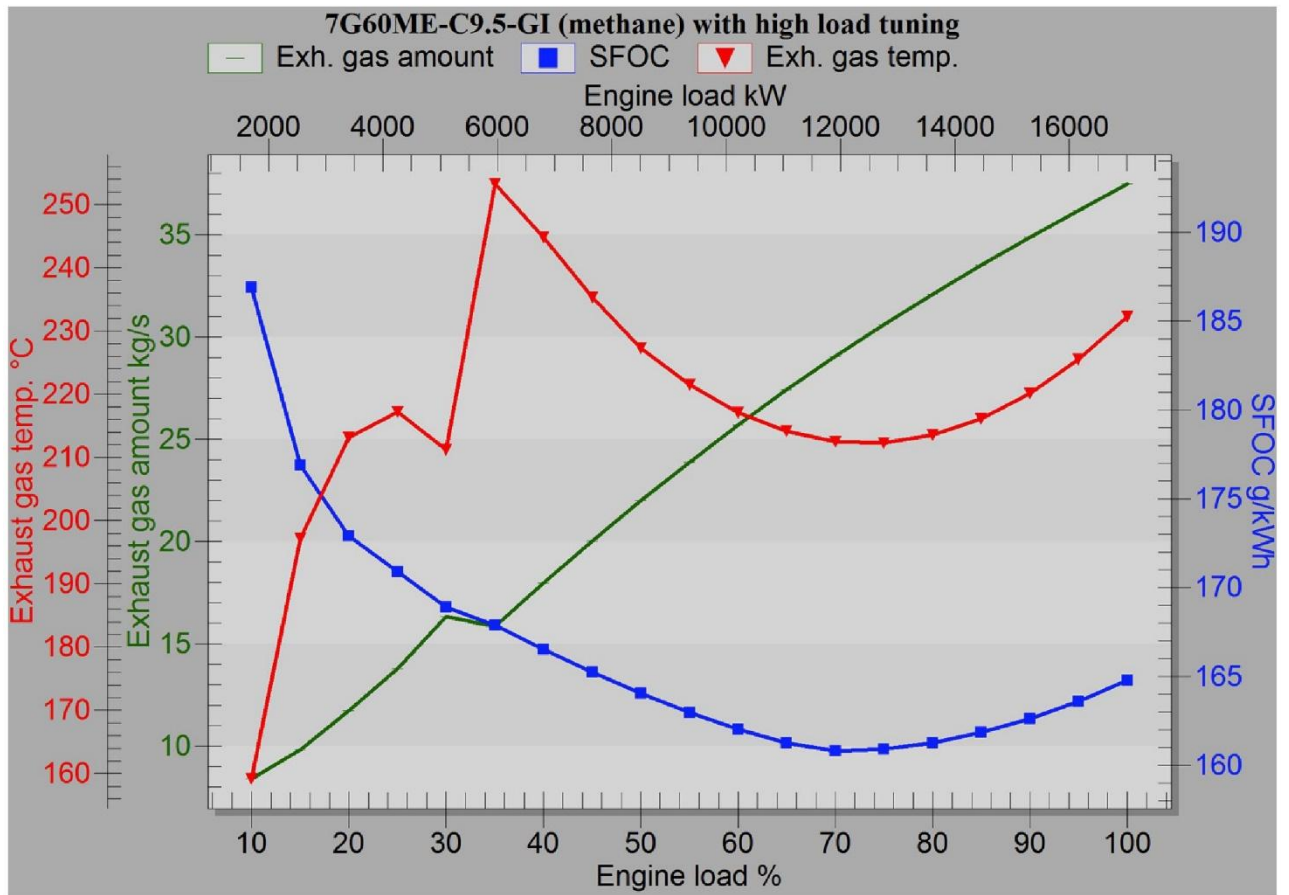
Подане значення витрати палива (з нижчою теплотою згорання $Q_i = 42700$ кДж/кг) відповідає еталонам зовнішнім умовам за ISO 3046/1-1986:

тиску навколишнього повітря 1000 м бар;
 температури навколишнього повітря 25°C.

Для даного двигуна обирається паливо за діаграмою рис. 3.13

Fuel consumption and exhaust gas data

Fuel Oil, Tier II mode



ISO ambient conditions (ambient air: 25 °C, scavenge air coolant: 25 °C)

Load % SMCR	Power kW	Speed r/min	SFOC g/kWh	Exh. gas kg/s	Exh. gas ¹⁾ °C	Steam ²⁾ kg/h
100	17,012	95.0	164.8	37.5	232	2,670
95	16,161	93.4	163.6	36.2	226	2,190
90	15,311	91.7	162.6	34.9	220	1,820
85	14,460	90.0	161.8	33.5	216	1,530
80	13,610	88.2	161.3	32.1	214	1,340
75	12,759	86.3	160.9	30.6	212	1,220
70	11,908	84.4	160.8	29.1	213	1,170
65	11,058	82.3	161.3	27.4	214	1,170
60	10,207	80.1	162.0	25.7	217	1,220
55	9,357	77.8	163.0	23.9	222	1,300
50	8,506	75.4	164.0	22.0	227	1,390
45	7,655	72.8	165.2	20.0	235	1,520
40	6,805	70.0	166.5	18.0	245	1,630
35	5,954	66.9	167.9	15.8	253	1,650
30	5,104	63.6	168.9	16.3	211	620
25	4,253	59.8	170.9	13.8	217	650
20	3,402	55.6	172.9	11.7	213	480
15	2,552	50.5	176.9	9.8	197	160
10	1,701	44.1	186.9	8.4	159	0

Рисунок 3.13 Значення основних параметрів двигуна з розрахунку на специфікаційну потужність

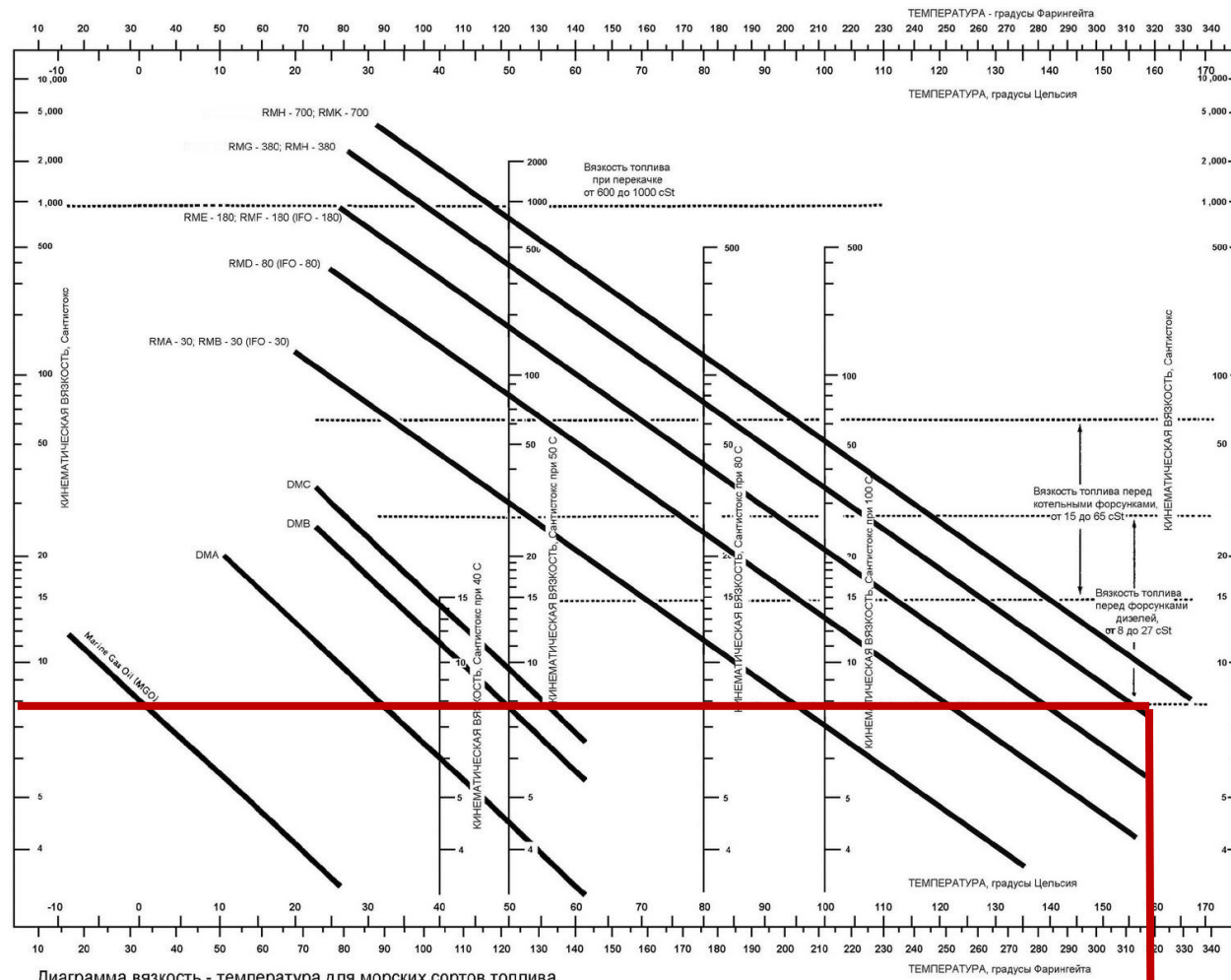


Диаграмма вязкость - температура для морских сортов топлива

Рисунок 3.14 Номограма визначення в'язкості палива

Обрано паливо RMG-380, визначено температуру палива згідно рис. 3.14, не нижче ніж $T_n=135\text{ }^{\circ}\text{C}$.

При цьому температура зріючого середовища:

$$T_s = T_n + 25 = 160\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Звідси тиск пари $P_s=0,7\text{ МПа}$.

Специфікаційна питома витрата палива за цих умов для палива RMG-380 з $Q_{ik} = 39000\text{ кДж/кг}$, на якому працює двигун, становитиме:

$$b_{\text{еф}}^H = b_e^H \quad (Q_i / Q_{ik} = 164,8 \text{ (} 42700/39000 \text{)} = 180\text{ г/(кВт год)}$$

Отже витрата палива RMG-380 головним двигуном становитиме $b_{\text{еф}}^H = 180\text{ г/(кВт год)}$

3.3.8 Визначення основних елементів валопроводу

На судні змонтований валопровід у складі зредного валу, дейдвудного пристрою, опорних підшипників, передіркового сальника, гальма, систем змащення і охолодження.

Вали з'єднуються між собою та з валом двигуна за допомогою фланців і щільно пристосованих болтів. Передбачено гальмовий пристрій для утримання від провертання валопроводу при дуксированні судна зі швидкістю 10 вуз. Гребний вал опирається на два дейдвудних підшипника з укладками з білого металу. Проміжний вал опирається на один опорний самовстановлювальний підшипник. Вали виготовлені з вуглецевої сталі, зредний вал — зі сталі категорії міцності KM — 25 ($R_{mB} = 480\text{ МПа}$), проміжний вал — KM — 23 ($R_{mB} = 440\text{ МПа}$).

Валопровід призначений для передачі обертового моменту ГД рушію, сприйняттю осьової сили, передачі її корпусу судна з метою забезпечення його руху. Від надійної роботи валопроводу залежить ефективність і безпечність експлуатації судна [5]

Склад валопроводу, його довжина і число валових ліній обумовлені типом, потужністю, та розташуванням ЕУ, вимогами до ЕУ, умови розташування, обслуговування, проведення монтажних робіт. До складу валопроводу входять наступні елементи: вали, (зредний, вал—проставка, проміжні) і їх же з'єднання, опорні підшипники, дейдвудні пристрої і передірні ущільнення, устрої, (валоповоротне, гальмове).

Діаметр проміжного валу визначається по формулі:

$$d'_{\text{пр}} = F \sqrt[3]{P/n}, \text{ мм},$$

де $F = 100$ — коефіцієнт, від якого залежить тип ДВЗ;

Специфікаційна потужність $P = N_e^e = 17012\text{ кВт}$ та розрахункова частота обертання валів, що відповідає N_e^e , $n = n_e = 95\text{ хв}^{-1}$.

Тоді, підставивши значення, одержимо:

$$d'_{\text{пр}} = 100 \sqrt[3]{\frac{17012}{95}} = 554\text{ мм}.$$

Приймаємо діаметр проміжного валу $d'_{\text{пр}} = 560\text{ мм}$.

Мінімальний розрахунковий діаметр зредного валу :

$$d_{\text{зр}} = 100 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 100 \cdot 1,22 \cdot \sqrt[3]{\frac{17012}{95}} = 683\text{ мм}$$

25:

Розрахунковий діаметр зредного валу при виготовленні його зі сталі категорії міцності К–

$$d_{zp} = d_{zp}^* \sqrt[3]{\frac{560}{R_{mb} + 160}} = 683 \quad \sqrt[3]{\frac{560}{480 + 160}} = 653 \text{ мм}$$

Розрахунковий діаметр проміжного валу при виготовленні його зі сталі категорії міцності КМ–23:

$$d_{np} = d_{np}^* \sqrt[3]{\frac{560}{R_{mb} + 160}} = 554 \quad \sqrt[3]{\frac{560}{440 + 160}} = 541 \text{ мм}$$

Діаметр болтів з'єднувальних фланців повинен бути не менш визначеного за формулою:

$$d_b = 0,65 \cdot \sqrt[3]{d_{zp}^3 (R_{me} + 160) / (i \cdot D \cdot R_{me})}$$

де $d_{zp} = 685$ мм — діаметр зредного валу;

$R_{mb} = 480$ МПа — тимчасовий опір матеріалу зредного вала;

$R_{mb} = 440$ МПа — тимчасовий опір матеріалу проміжного вала;

$R_{mb} = 660$ МПа — тимчасовий опір матеріалу болтів;

$i = 10$ мм — число болтів у з'єднанні;

$D = 840$ мм — діаметр центральної окружності з'єднувальних болтів

Підставивши значення отримаємо:

$$d_b = 0,65 \cdot \sqrt[3]{685^3 (520 + 160) / (10 \cdot 840 \cdot 660)} = 129 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр з'єднувальних болтів 130 мм.

Товщина з'єднувальних фланців проміжного валу, а також, зредного і проміжного, повинні бути не менше:

$$\delta_{\phi} > 0,2 d_{zp} = 0,2 \cdot 685 = 137 \text{ мм},$$

або не менше діаметру болта d_b , визначеного раніше для матеріалу, з якого виготовлений вал, в залежності від того, що більше.

Приймаємо товщину з'єднувальних фланців проміжного валу, а також, внутрішнього кінця зредного вала 140 мм.

Довжина кормового підшипника дейдвудної труди:

$$l_1 = 2 \cdot d_{zp} = 2 \cdot 685 = 1370 \text{ мм},$$

Довжина $l_2 = 0,8 \cdot d_{zp}$ носового підшипника дейдвудної труди:

$$l_2 = 0,8 \cdot d_{zp} = 0,8 \cdot 685 = 548 \text{ мм}$$

Висновок з розділу

Перш за все в розділі було визначено тип передачі, в нашому випадку пряма передача на ГФК. Було обрано головні двигуни фірми “MAN” 7G60ME–C9.5–GI, котрі задовольняє потреби судна в механічній енергії та підходить по масогабаритним параметрам (табл. 3.8).

У результаті виконаних розрахунків були побудовані звинтові характеристики роботи двигуна у пропульсивному комплексі.

Визначена експлуатаційна довгострокова потужність і відповідна їй кількість обертів.

При вибраних і розрахованих параметрах зредного звинта і головного двигуна розрахована експлуатаційна швидкість:

Таблиця 3.8 Порівняльні параметри

Параметр	Базове судно	Модернізоване
Головний двигун	6S70ME-C8	7G60ME-C9.5-GI
Номінальна потужність, кВт	19620	18760
Специфікаційна потужність, кВт	16500	17012
Експлуатаційна потужність, кВт	14070	15311
Швидкість ходу, вуз: специфікаційна експлуатаційна	–	20,6
	20,0	20,2
Діаметр звинта	6,3	6,5
Марка звинта	B4-70	B4-70
Питома експлуатаційна витрата палива, г/(кВт·годину)	немає даних	164,8

3.4. Розробка теплової схеми СЕУ. Обґрунтування та вибір допоміжних енергетичних комплексів, розробка схеми енергетичних потоків.

3.4.1 Розробка теплової схеми суднової установки

Теплова схема суднової установки подана на креслені ВМР. 135. 6220зм. 11. 11. 05

Випускні газу після розширення в турбіні надходять в утилізаційний котел. В ньому випускні газу підігрівають живильну воду і, відпрацювавши, направляються в атмосферу. Пароводяна суміш з випарної частини утилізаційного котла надходить у сепаратор пари, де здійснюється її відділення від води і подача насиченої пари до споживачів.

Системи утилізаційного і допоміжного котлів автоматично підтримують тиск пари, рівень води в утилізаційному, допоміжному котлі і сепараторі пари, теплому ящику. Відпрацьований пар надходить у конденсатори "чистих" і "брудних" конденсатів, а потім у теплий ящик.

Забортна вода охолоджує масло і наддувочне повітря у відповідних охолоджувачах ГД і відходить за борт через систему рециркуляції.

Забортна вода охолоджує масло, наддувочне повітря другого контуру у відповідних охолоджувачах ДГ. Забортна вода охолоджує масло у охолоджувачі „Нептун” і прісну воду у охолоджувачі компресорів.

Масло, яке виконує роль охолоджувача робочої рідини поршня і змащувального тіла підшипників, має автоматичне регулювання температури на ГД і ДГ і охолоджується прісною водою.

Прісна вода охолоджує ГД і ДГ, охолоджується забортною водою. Прісна вода підігріває наддувочне повітря у 1-му контурі охолоджувача повітря ДГ.

Масло і паливо сепаруються у відповідних сепараторах з підігрівом, відповідно до 70°C і 98°C.

Частина прісної води направляється у водоопріснювальну установку, яка використовує теплоту прісної води системи охолодження ГД після її виходу з ГД. Кількість води, яка іде на

водоопріснювальну установку регулюється автоматично регулятором. Таким чином, утилізація тепла випускних газів здійснюється в утилізаційному котлі, а тепло прісної води – у водоопріснювальній установці.

Наддубочне повітря після компресора підігріває котельну воду, яка подається живильним насосом на допоміжний і утилізаційний котли у відповідних підігрівачах.

Таким чином: утилізація теплоти у тепловій схемі присутні:

при відборі теплоти від вихлопних газів для отримання пари в утилізаційному котлі.

при відборі теплоти охолоджуючої прісної води головного двигуна для отримання дистильату у опріснювальній установці

при відборі теплоти від наддубочного повітря для підігріву живильної води утилізаційного і допоміжного котлів у відповідних підігрівачах

3.4.2 Вибір суднової електростанції

3.4.2.1 Вибір роду струму

Призначення суднової електростанції – генерація струму необхідних параметрів і розподіл його між судновими споживачами відповідно до режимів роботи судна.

Основними елементами суднової електростанції є джерела електричної енергії (первинні двигуни і генератори струму), розподільні пристрої (ГРЩ і розподільні щити окремих споживачів) і електрична мережа.

У даний час більшість споживачів використовують перемінний струм напругою 400 В, чи 230 В і частотою 50 або 60 Гц. Застосування перемінного струму у якості основного, визідно тим, що синхронні генератори перемінного струму мають більш просту конструкцію, більш високий коефіцієнт корисної дії, меншу масу, вартість і високу надійність, чим генератори і електродвигуни постійного струму. Ресурс електрогенераторів визначається надійністю роботи підшипників.

Як основний рід струму на судні приймаємо перемінний трифазний струм, частотою 60 Гц і напругою 400 В.

3.4.2.2 Вибір основних джерел енергії

За режимом роботи, призначенням і коефіцієнтом завантаження усі механізми, які споживають електроенергію, розділяються на групи:

група НР– механізми, які обслуговують головну енергетичну установку і електростанцію, які працюють безперервно з постійним навантаженням;

група ПР– механізми, системи, пристрої, які працюють періодично з перемінним або постійним навантаженням;

група ЕР– механізми і пристрої, які працюють епізодично.

При експлуатації механізмів, електродвигуни яких завантажені не повністю, вводиться коефіцієнт завантаження механізму K_{zi} , що представляє відношення потужності механізму P_i на даному режимі до його загальної споживаної потужності P_{ni} [8] :

$$K_{zi} = P_i / P_{ni}$$

Коефіцієнт одночасності K_{oi} визначається як відношення числа однотипних споживачів, які працюють в даному режимі m_i , до загального числа однотипних споживачів i :

$$K_{oi} = m_i / i$$

Потужність, яка споживається однотипними споживачами, на даному режимі визначається за формулою:

$$P_i = P_{ni} K_{zi} K_{oi}, \text{ кВт},$$

де P_{ni} —повна потужність механізму, кВт.

Активна потужність механізмів знаходиться за формулою:

$$P = m_i (P_{ni} / \eta_i), \text{ кВт},$$

η_i – ККД механізму.

Реактивна потужність одночасно працюючих споживачів визначається за формулою:

$$Q_{pi} = P_{pi} (1 - \cos^2 \varphi) / (\cos \varphi), \text{ кВА.}$$

де $\cos \varphi$ —коефіцієнт потужності агрегату.

Повна потужність СЕС визначається за формулою:

$$S_{\Sigma p} = \sqrt{P_{\Sigma p}^2 + Q_{\Sigma p}^2}, \text{ кВт}$$

Середньозважений коефіцієнт потужності визначається за формулою:

$$\cos \varphi_{cp} = P_{\Sigma p} / S_{\Sigma p} = P_{\Sigma p} / \sqrt{P_{\Sigma p}^2 + Q_{\Sigma p}^2}$$

При виборі кількості і потужності джерел енергії необхідно керуватись наступними вимогами:

- навантаження дизель-генераторів на експлуатаційних режимах повинна бути не менше 60% від максимальної для забезпечення більшого моторесурсу роботи елементів циліндро – поршневої групи;

- при виході зі строю основного джерела живлення, останні джерела живлення повинні забезпечити електричною енергією усіх споживачів без їх відключення, з урахуванням роботи споживачів, працюючих у аварійній ситуації при знаходженні судна у ходовому режимі;

- кількість типів джерел живлення повинна бути мінімальною у складі електростанції.

Для можливості рішення питання щодо складу суднової електростанції були розглянуті наступні альтернативні варіанти:

Варіант 1. Два дизель-генератори і один турбогенератор:

цей варіант не використовують тому, що неможливо забезпечити споживачів на ходовому режимі при роботі тільки турбогенератора. Для забезпечення енергією споживачів на ходовому режимі необхідна робота дизель-генератора під навантаженням менше 50%, (в паралелі з ТГ), що відповідає низькій його економічності і необхідності проведення частих моточисток.

Варіант 2. Три дизель – генератора однакової потужності (кожний окремо забезпечує ходовий режим) і в сукупності, для забезпечення вантажних операцій.

Переваги:

- повне завантаження у ходовому режимі;
- можливість виконання профілактичних і ремонтних робіт у будь-який час;
- можливість роботи на "важкому" паливі;
- висока готовність до пуску і прийому навантаження;

- простота обслуговування;
- висока ступінь автоматизації;
- потужність забезпечення паралельної роботи, через однаковий статичний характер;
- високий ККД двигуна;
- високий резерв одержання енергії;
- меншакількість ЗІПу

Недоліки:

довгостроковий час неексплуатаційного періоду великих потужностей джерел енергії у ходовому режимі і в режимі стоянки без вантажних операцій;

неекономічна і небажана робота під навантаженням на стоянковому режимі без вантажних операцій.

Варіант 4. Три дизель — генератора однакової потужності і валогенератор.

Переваги:

одержання відносно дешевої електроенергії на ходовому режимі (менші витрати палива) ;

низький рівень шуму;

менші витрати на ремонт і обслуговування.

Недоліки:

більш високі витрати на систему автоматики;

різні статичні характеристики для введення у паралель з ДГ;

первинні витрати на ВГ і його комунікації;

Варіант 4 Два дизель — генератора однієї потужності і одним дизель-генератором меншої потужності для забезпечення режиму стоянки без вантажних операцій і режимі зняття з якоря.

Цей варіант забезпечує усі переваги другого варіанту з доповненням:

більш повне завантаження джерела електричної енергії на режимах стоянки без вантажних операцій і при зняття з якоря.

Проаналізувавши варіанти складу СЕС, доповнений варіантом 4, віддаємо перевагу варіанту 2, з трьома дизель-генераторами однакової потужності.

3.4.2.3 Вибір типу дизель-генераторів (табл. 4.1)

Для забезпечення потреб електроенергією на всіх режимах роботи судна, вибір був зупинений на трьох дизель-генераторах MAN – 7L35/44DF (рис 4.1–4.3)

Даний вибір був обґрунтованим тим, що дані дизель-генератори зарекомендували себе як економічні по витраті палива і масла;

компактні;

мають високу надійність;

мають високу ремонтпридатність.

3.4.3 Вибір елементів допоміжної котельної установки

Вибір елементів парової допоміжної установки виконується на підставі потреб парових споживачів.

ДКУ призначена для забезпечення парою наступних споживачів:

- системи парового опалення;
- підігрів вантажних танків;
- підігрів вод для мийки танків;
- камбуза, душової, пральні;
- обігріву кінгстонів та їх продувку;
- підігрівачів питної води та води, якою миються;
- системи підігріву "важкого" палива;
- підігрів масла у стічно-циркуляційній цистерні;
- подача пари на підігрівачі сепараторів палива і масла;
- подача пари на сепаратор трюмних вод;
- обігрів води в цистернах і даластних відсіках;
- на систему кондиціювання повітря;
- на систему вентиляції;
- на підігрівачі машинного відділення;
- на систему парових грілок.

Для визначення продуктивності ДКУ на різних режимах роботи, підсумовуються витрати пари по всім споживачам з урахуванням ступеня навантаження і коефіцієнта одночасної роботи.

Велика частина пари використовується загальносудновими споживачами, а менша – споживачами, які пов'язані з СЕУ. Всі споживачі пари класифікуються за характером і тривалістю споживання теплової енергії на три групи:

1) які працюють з постійним навантаженням: підігрівачі палива, обігрів паливних цистерн, парове опалення, обігрів цистерн і система кондиціювання у зимовий час;

2) працюючі періодично: підігрівачі сепараторів палива і масла, підігрівачі питної води і води, якою миються і подають воду на камбуз, та пральню.

3) які працюють епізодично: система парогасіння, сепаратор лляльних вод, на підігрів в лляльних цистернах.

Найбільшу долю парового навантаження, складають споживачі групи А, особливо у зимовий час, чим, в основному, і визначається продуктивність і кількість ДКУ.

Таблиця 4.1 Характеристики сучасних суднових дизель-генераторів

Найменування параметра, одиниці вимірювання	Фірма-виробник					
	MAN B&W		HYUNDAI- HiMSEN	Wartsila	Daihatsu	MAK
	Марка двигуна					
	7L35/44DF	6L32/44CR	7H32/40	8L34DF	6DK-36e	6M32E
1. Число циліндрів i	7	6	7	8	6	6
2. Частота обертання n , хв. ⁻¹	720	720	720	720	600	720
4. Потужність первинного двигуна N_e , кВт	3570	3600	3500	3840	3500	3300
4. Потужність електрогенератора N_{el} , кВт	3445	3474	3360	3690	3380	3165
5. Питома ефективна витрата умовного палива g_e , г/(кВт·годину)	175,5	177,5	179,0	178,8	немає даних	179,0
6. Діаметр циліндра D_c , мм	350	320	320	340	360	320
7. Хід поршня S , мм	440	440	400	400	480	460
8. Середній ефективний тиск p_e , МПа	2,0	2,71	–	2,2	2,39	2,37
9. Середня швидкість поршня v_n , мм/с	10,6	10,6	9,6	9,6	9,6	11,0
10. Габарити ДДГ $L \times B \times H$, мм	11000×2610 × 4867	10738×2140 × ×4768	9486×2300× ×4130	10410×2960× ×4010	7500×3360 × ×3818	9302×962× ×4801
11. Маса ДДГ G , т	94	71	77	79	73	73

Як ДК до установки на судні приймаємо два допоміжних водотрубних котла MISSION™ OS-TSi фірми "Aalborg Industries A/S" (Данія) (рис. 4.4) паропродуктивністю (як і на судні-прототипі) 7.0 т/годину [14]. Характеристики ДК наведено на рис. 4.5.

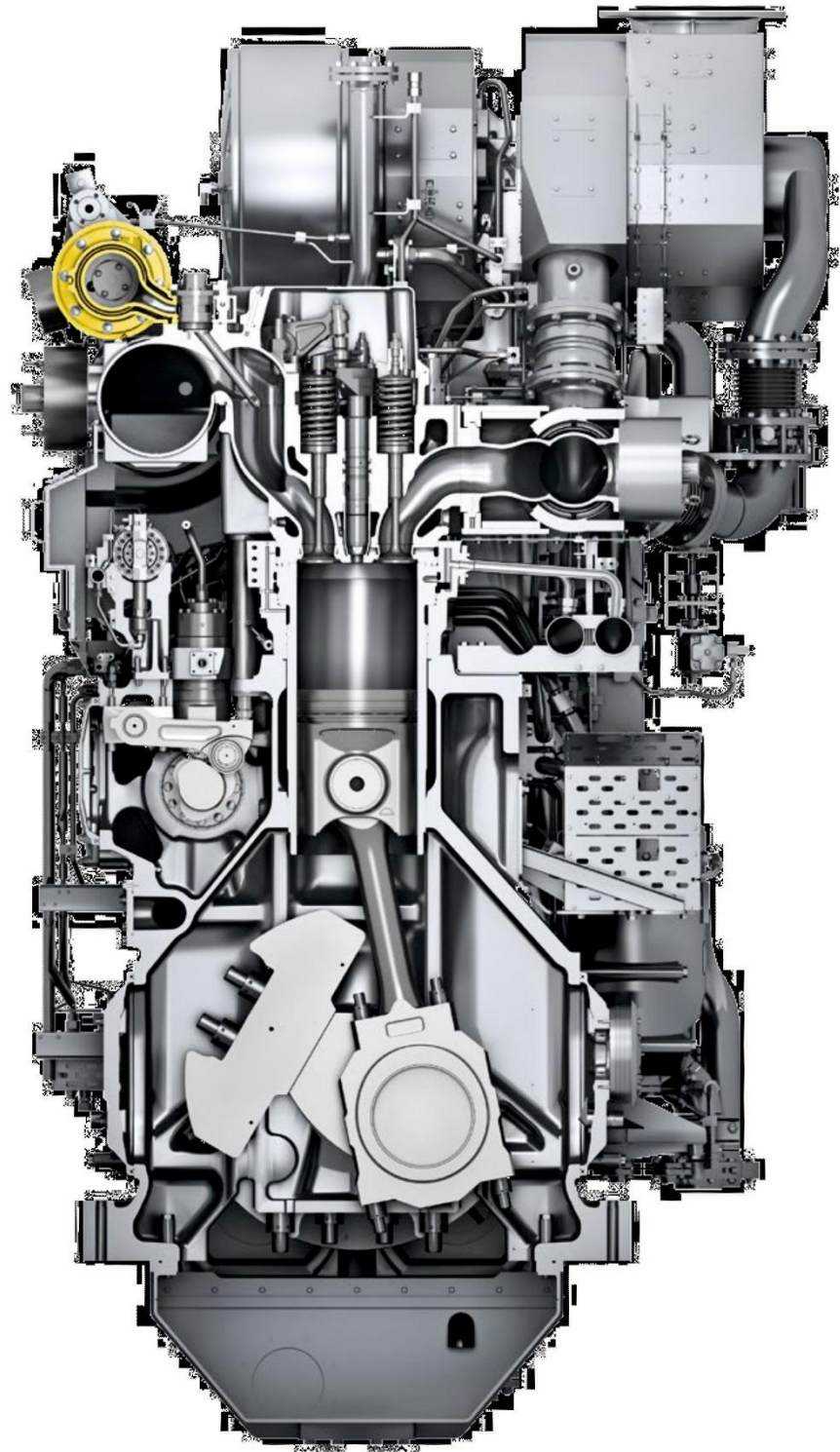


Рисунок 4.1 Поперечний розріз двигуна дизель-генератора

Bore: 350 mm, Stroke: 440 mm

Speed	r/min	750		720	
Frequency	Hz	50		60	
		Eng. kW	Gen. kW*	Eng. kW	Gen. kW*
6L35/44DF		3,180	3,069	3,060	2,953
7L35/44DF		3,710	3,580	3,570	3,445
8L35/44DF		4,240	4,092	4,080	3,937
9L35/44DF		4,770	4,603	4,590	4,429
10L35/44DF		5,300	5,115	5,100	4,922

Dimensions***

Cyl. No.		6	7	8	9	10
A	mm	6,270	6,900	7,480	8,110	8,690
B**	mm	3,900	4,100	4,400	4,600	4,800
C**	mm	10,170	11,000	11,880	12,710	13,490
W	mm	2,958	3,108	3,108	3,108	3,108
H	mm	4,631	4,867	4,867	4,867	4,867
Dry mass**	t	85	94	103	110	118

* Based on nominal generator efficiencies of 96.5%

** Depending on alternator applied

*** Dimensions are not finally fixed

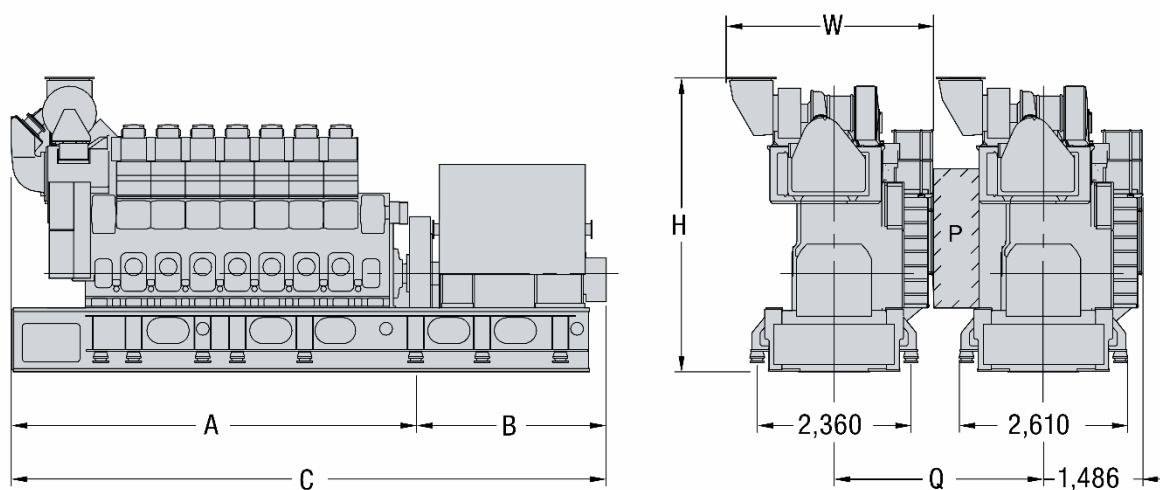


Рисунок 4.2 Характеристики дизель-генератора 7L35/44DF

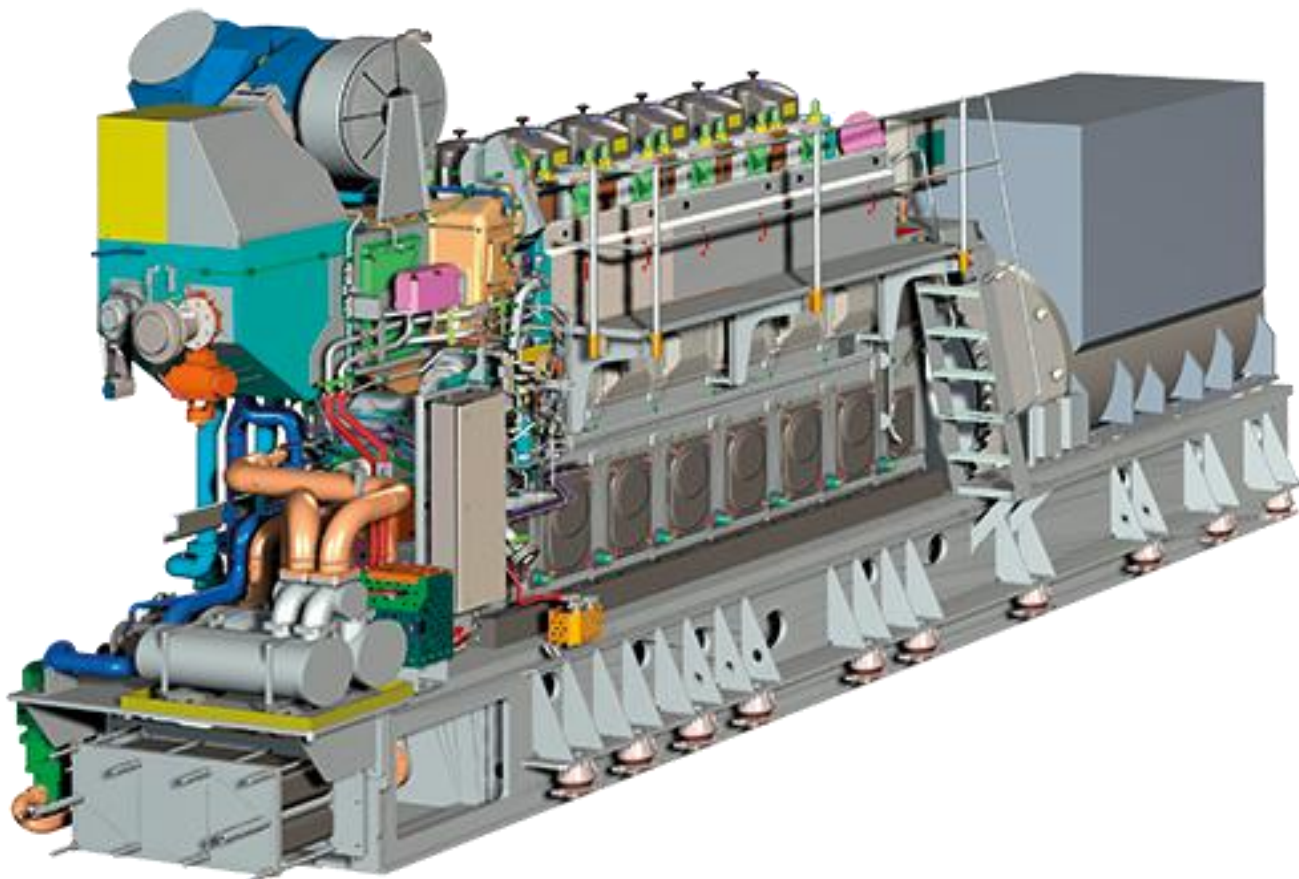


Рисунок 4.3 Конструкція привідного дизеля 7L35/44DF

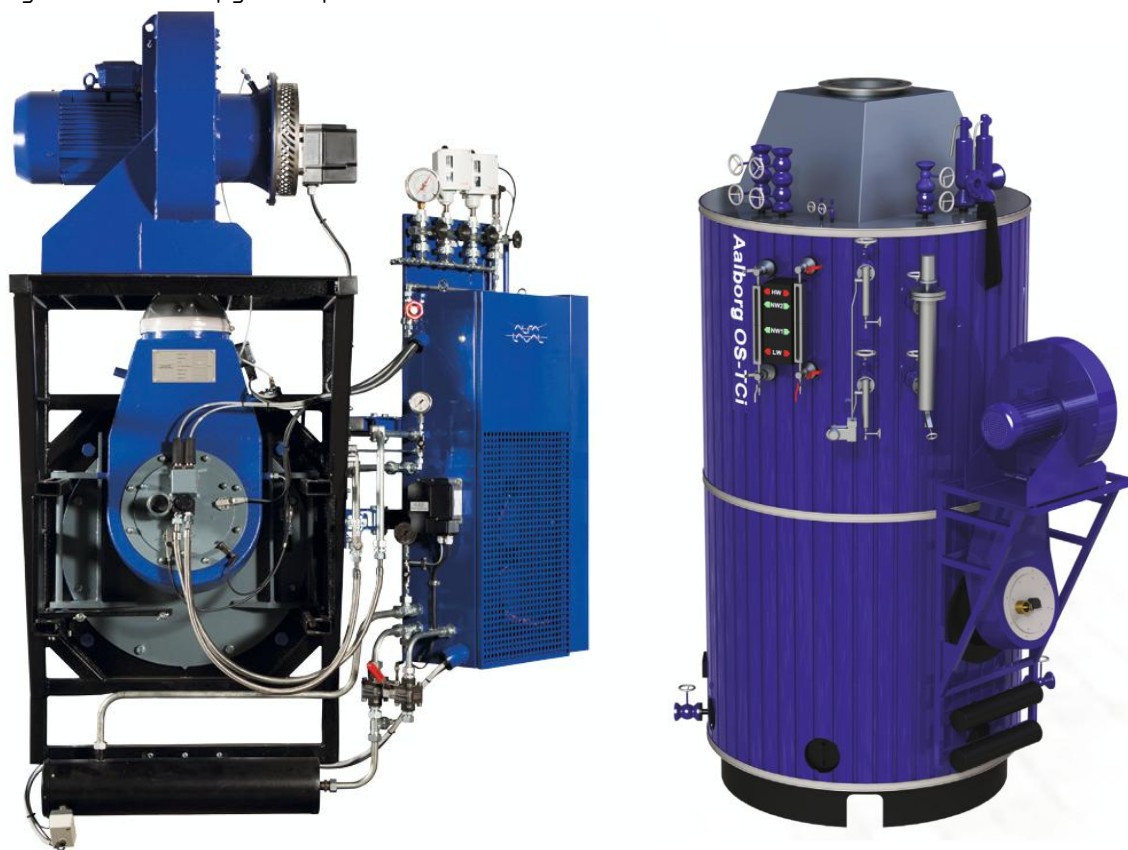
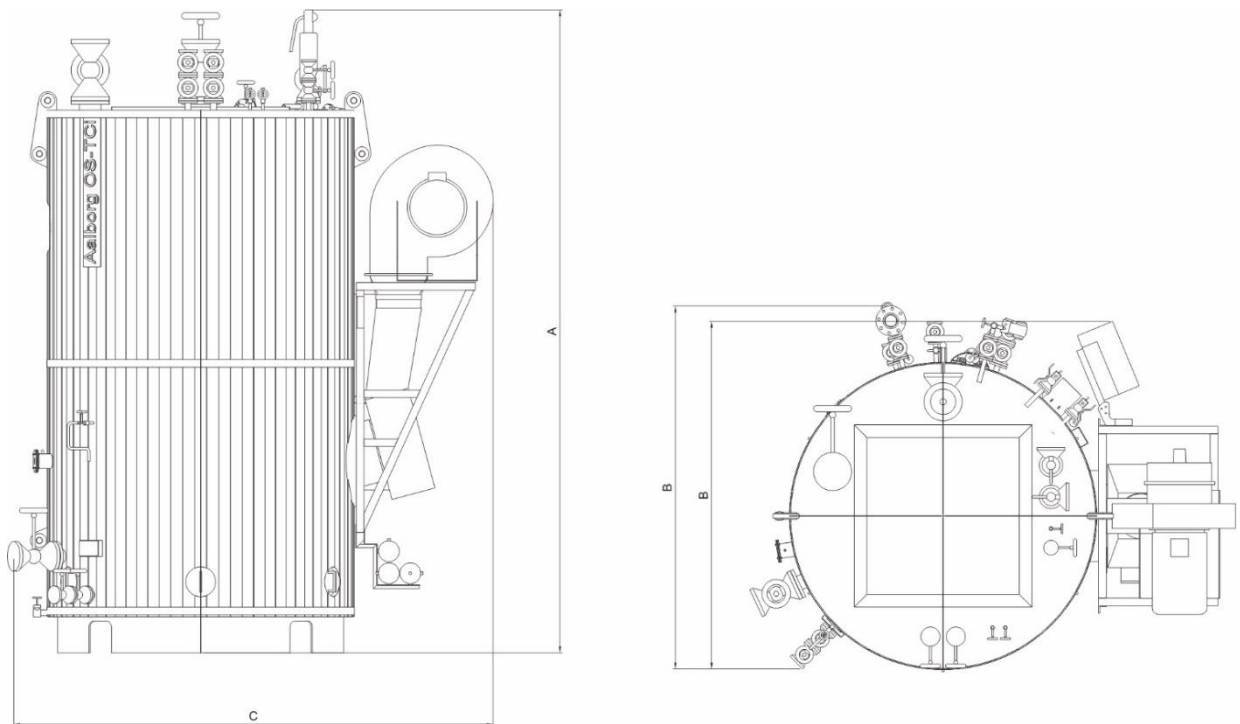


Рисунок 4.4 Допоміжний котел Aalborg OS-TCi з паливом типу KBM



Aalborg OS-TCi boiler - Capacity and dimensions

Steam capacity	Design pressure	Dimensions		
		A	B	C
kg/h	bar(g)	mm	mm	mm
1,200	10	3,875	2,272	2,459
1,600	10	4,025	2,316	2,555
2,000	10	4,115	2,359	2,650
2,500	10	4,320	2,276	2,923
3,500	10	4,480	2,358	3,066
4,500	10	4,675	2,483	3,227
5,500	10	4,855	2,567	3,397
6,500	10	5,005	2,734	3,624
8,000	10	5,065	2,860	3,775

Рисунок 4.5 Характеристики допоміжного котла MISSION™ OS-TCi фірми "Aalborg Industries A/S"

Розрахунок можливої паропроодуктивності утилізаційного котла в режимі роботи від ГД
Можливу паропроодуктивність утилізаційного котла визначимо за формулою:

$$D_{ук} = \frac{g_e^{\Gamma Д} \cdot N_e^{\Gamma Д} \cdot \varphi \cdot (\alpha_{\Sigma} \cdot L'_0 + 1) \cdot (c_{pr} \cdot T_r - c_{pr \cdot ух} \cdot T_{ух})}{i_n - i_{жв}}, \text{ кг/год}$$

де: $L_0 = 13,5$ кг/кг – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива;

$\varphi = 0,95-0,97$ – коефіцієнт, що враховує втрати теплоти в навколишнє середовище (приймаємо 0,95);

$\varphi_a = 1,25$ – коефіцієнт продувки двигуна;

$(\alpha_{\Sigma} \cdot L'_0 + 1)$ кг/кг – витрата вихлопних газів з розрахунку на 1 кг палива, що спалюється;

$\alpha = 2,5$ – коефіцієнт надлишку повітря;

$c_{pr} = 1,03 \text{ кДж/(кг·К)}$ – середня масова ізобарна теплоємність газу відповідно на вході і виході з УК;

$T_r = 496 \text{ К}$ – температура відпрацьованих в ГД газів на вході в УК;

$T_{yx} = 453 \text{ К}$ – температура газів на виході з УК;

$i_{\eta} = 2794 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія насиченої пари при $P = 1,8 \text{ МПа}$ ($t_s = 207,11^\circ\text{C}$);

$i_{жв} = 310 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія живильної води (в теплом ящику)

$$D^{ук} = \frac{0,180 \cdot 17012 - 0,95 \cdot (13,5 \cdot 1,25 \cdot 2,5 + 1) \cdot (1,03 \cdot 505 - 1,03 \cdot 453)}{2794 - 310} = 2708 \text{ кг/год}$$

На основі розрахунку паропродуктивності обрано для встановлення котел MISSION™ XC-2 (табл 4.2, рис. 4.6). На ходових режимах це враховується при одночасній роботі котлів для забезпечення всіх споживачів пари.

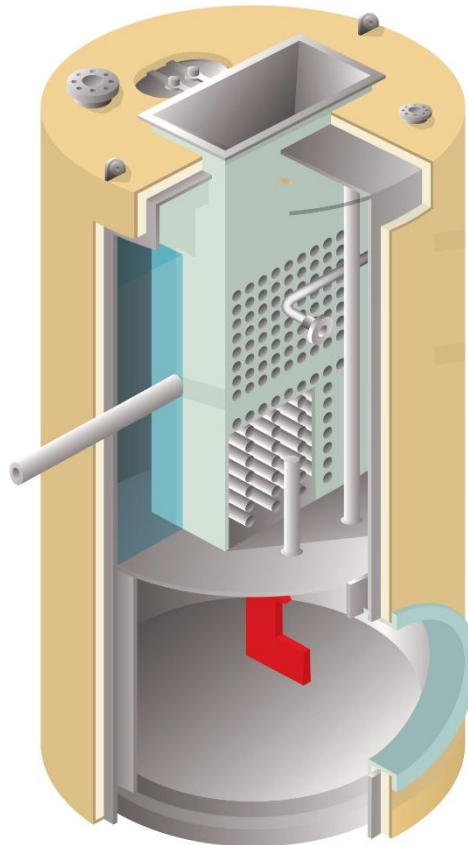


Рисунок 4.6 Зовнішній вигляд котлоагрегату

Таблиця 4.2 Основні характеристики котлоагрегату

Параметр	Значення
Паропродуктивність, кг/год	2500
Температура живильної води, °C	60
Тиск пари, МПа	0,9
Температура газів на виході з ГД при 85% навантаженні	223

3.4.4 Вибір аварійного дизель-генератора

Аварійна електростанція передбачається Правилами Lloyd's Register of Shipping.

Аварійний дизель-генератор повинен бути повністю автономним, з запасом палива не менше, ніж на 6 годин роботи для постачання електроенергією споживачів при виході зі строю

суднової електростанції, або, при раптовому відключенні струму на ГРЩ. Розміщується АДГ на верхній палубі у окремому приміщенні і включається у роботу не більше, ніж за 30 сек після падіння напруги у ГРЩ.

Через те, що АДГ не призначені для довготривалої роботи, для них основними параметрами є гарні пускові якості та надійність роботи, а не економічність двигуна. Вибір АДГ ґрунтувався відповідно потужності АДГ судна-прототипу.

Виходячи з необхідності вище представленого навантаження, встановлюється дизель-генератор "MAN" 5L28/32DF, з наступними характеристиками (табл. 4.4):

Таблиця 4.4 Основні характеристики аварійного дизель-генератора 5L28/32DF

Параметри	Одиниці вимірювання	Величина
Потужність двигуна	кВт	1000
Потужність генератора	кВт	950
Частота обертання	хв ⁻¹	1800

3.4.5 Вибір опріснювальної установки

Водоопріснювальна установка повинна забезпечувати дистиллятом ДК і УПГ, поповнювати запаси технічної прісної води, живити контури прісної води ГД і ДДГ.

Максимально можлива продуктивність ВОУ [15, с. 352], т/добу,

$$G_{max} = \frac{24 \cdot K_{обд} \cdot q_{пв} \cdot g_{гд} \cdot N_{гд} \cdot Q_H^p}{1000 \cdot q_{воу}}$$

де $K_{обд} = 0,8$ – коефіцієнт, враховуючий ту частину охолоджуючої ГД води, яка направляється до ВОУ;

$g_{пв} = 0,06 \dots 0,12$ – відносна кількість теплоти, що відводиться з прісною охолоджуючою водою від МОД [4, с. 45];

$q_{воу} = 3000$ кДж/кг – кількість теплоти, необхідної для одержання 1 кг дистилляту в одноступінчастій установці з випарником киплячого типу [16, с. 190];

$Q_H^p = 39000$ кДж/кг – нижча теплота згоряння ВВП [11].

Таким чином, отримуємо можливу продуктивність ВОУ від кожного з двох ГД:

$$G_{max} = \frac{24 \cdot 0,8 \cdot 0,06 \cdot 0,180 \cdot 17012 \cdot 39000}{1000 \cdot 3000} = 45,8 \text{ т/добу.}$$

На підставі розрахункової величини продуктивності ВОУ для установки на судно пропонується вакуумна водоопріснювальна установка DPU2-36-C100 фірми "Alfa Laval" [19], яка працює в ходовому режимі від прісної води, що охолоджує ГД, а на стоянці від прісної води, охолоджуючої ДДГ. Основні характеристики ВОУ наведені в табл. 4.5, загальний вигляд представлено на рис. 4.7, схема її роботи – на рис. 4.8, а зафарити на рис. 4.9

Таблиця 4.5 Основні характеристики опріснювальної установки

Найменування	Тип	Продуктивність	Подача води до конденса-тора	Подача живильної води	Витрата електро-енергії	Маса
Розмірність		т/доб	м ³ /год	кг/год	кВт	Кг

Величина	DPU2- 36- C100	45	135	4160	1,4	2290
----------	----------------------	----	-----	------	-----	------

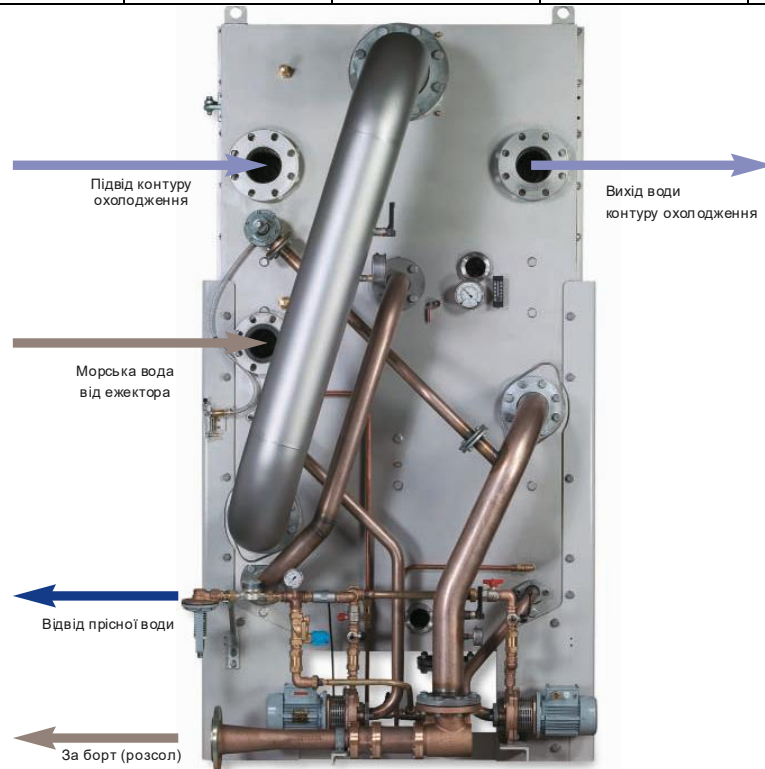


Рисунок 4.7 Загальний вигляд опріснювальної установки

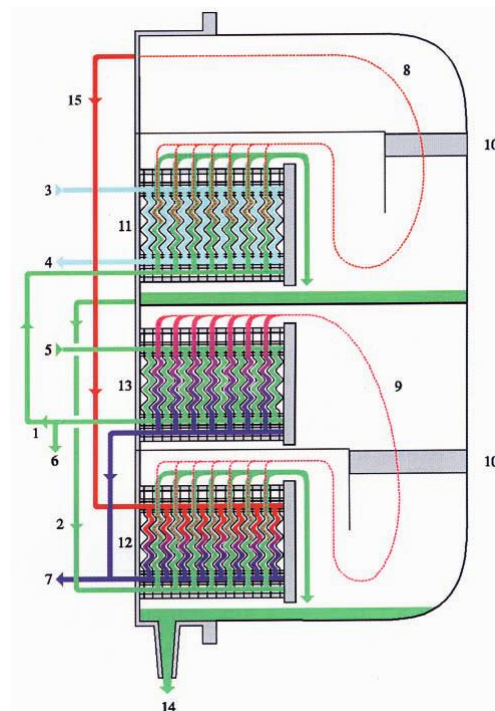


Рисунок 4.8 Принципова схема опріснювальної установки:

1) Живлення морською водою, перший етап, 2) Живлення морською водою, другий етап, 3) Одігріваче середовище, 4) Витрата нагрівального середовища, 5) Підвід морської води на охолодження, 6) Відвід морської води охолодження, 7) Прісна вода, 8) Пар, перший етап, 9) Пар,

другий етап, 10) Вологовіддільник, 11) Випарник, перший етап, 12) Випарник, другий етап, 13) Конденсатор, 14) Розсол, 15) З'єднувальна труба



Size	L		D		H		SD		SL		Weight*		Pump	
	mm	inches	mm	inches	mm	inches	mm	inches	mm	inches	kg	lbs	mm	inches
DPU-2-36-C100	1445	56.9	1730	68.1	2685	105.7	2460	96.9	2100	82.7	2290	5038		
DPU-2-36-CAS100	1470	57.9	2030	79.9	2685	105.7	2760	108.9	2100	82.7	2435	5357	450	17.7
DPU-2-36-CS100	1470	57.9	2030	79.9	2685	105.7	2760	108.9	2100	82.7	2435	5357		
DPU-2-36-C125	1445	56.9	2080	81.9	2685	105.7	2460	96.9	2430	95.7	2450	5390		
DPU-2-36-CAS125	1470	57.9	2420	95.3	2685	105.7	2800	110.2	2430	95.7	2643	5815	821	323
DPU-2-36-CS125	1470	57.9	2420	95.3	2685	105.7	2800	110.2	2430	95.7	2643	5815		

Рисунок 4.9 Параметри БОУ

3.4.6 Енерговикористання в режимі повного ходу

3.4.6.1 Основні вихідні дані для розрахунку потоків енергії в СЕУ наведені у табл. 4.6.

Таблиця 4.6 Основні вихідні дані для розрахунку потоків енергії в СЕУ

№ з/п	Найменування характеристики	Одиниця вимірювань	Позначення	Джерело	Числове значення
1	Головний двигун 7G60ME-C9.5-GI				
1.1	Діаметр циліндра	м	D_c	табл. 2.1	0,6
1.2	Хід поршня	м	S	табл. 2.1	2,79
1.3	Кількість циліндрів	шт.	i	табл. 2.1	7
1.4	Тактність	–	z	[17; 18]	1
1.5	Специфікаційна потужність	кВт	N_e^{1A}	табл. 2.7	17012

№ з/п	Найменування характеристики	Одиниця вимірювань	Позна-чення	Джерело	Числове значення
1.6	Частота обертання колінчастого вала	хв.^{-1}	n_d	табл. 2.7	95
№ з/п	Найменування характеристики	Одиниця вимірювань	Позна-чення	Джерело	Числове значення
1.7	Питома витрата умовного палива	$\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{годину})$	$g_e^{\Gamma A}$	табл. 2.8	0,1648
1.8	Нижча теплота згоряння умовного палива	$\text{кДж}/\text{кг}$	Q_H^p	[12]	42700
1.9	Температура ВГ за ГД	К	T_z	п. 4.3	505
1.10	Середня ізодарна теплоємність умовного палива	$\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$	$\overline{C_{p\text{ пал}}}$	[12]	2
1.11	Температура підігріву палива	К	$T_{\text{пал}}$	[17; 18]	423
1.12	Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг умовного палива	$\text{кг}/\text{кг}$	ζ	[12]	14,3
1.13	Коефіцієнт продування двигуна	–	φ_d	[17; 18]	1,25
1.14	Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні палива	–	α	[17; 18]	2,5
1.15	Середня ізодарна теплоємність повітря	$\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$	$\overline{C_{p\text{ над}}}$	[17; 18]	1
1.16	Середня ізодарна теплоємність ВГ	$\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$	$\overline{C_{p z}}$	[17; 18]	1,02
1.17	Температура в наддувочному колекторі після охолоджувача	К	T_K	[17; 18]	320
1.18	Атмосферний тиск	МПа	p_0	прийнято	0,101
1.19	Температура повітря в МВ	К	$T_{\text{пов}}$	[17; 18]	300
1.20	Адiabатний ККД наддувочного компресора	–	η_K	[17; 18]	0,85
1.21	Частка теплової потужності, що відводиться з циркуляційною прісною водою	–	$a_{\text{пв}}^{\Gamma A}$	[17; 18]	0,06
1.22	Частка теплової потужності, що відводиться з циркуляційним маслом	–	$a_H^{\Gamma A}$	[17; 18]	0,05
1.23	Коефіцієнт наповнення циліндра	–	η_H	[17; 18]	0,85
2	<u>Допоміжний дизель-генератор 7L35/44DF</u>				
2.1	Діаметр циліндра	м	D_L	табл. 4.1	0,35
2.2	Хід поршня	м	S	табл. 4.1	0,44
2.3	Кількість циліндрів	шт.	i	табл. 4.1	7
2.4	Тактність	–	z	[17; 18]	0,5
2.5	Електрична потужність дизель-генератора	кВт	$N_{\text{ел}}$	табл. 4.1	3445
2.6	Частота обертання колінчастого вала	хв.^{-1}	$n_{\text{ддг}}$	табл. 4.1	720
2.7	Потужність приводного двигуна	кВт	$N_e^{\text{ддг}}$	табл. 4.1	3570
2.8	Питома витрата умовного палива	$\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{годину})$	$g_e^{\text{ддг}}$	табл. 4.1	0,174
2.9	Температура ВГ за ДДГ	К	T_z	[13; 14]	778
2.10	Коефіцієнт продування допоміжного двигуна	–	φ_d	[17; 18]	1,1

№ з/п	Найменування характеристики	Одиниця вимірювань	Позна-чення	Джерело	Числове значення
2.11	Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні палива в допоміжному двигуні	–	α	[17; 18]	2,3
№ з/п	Найменування характеристики	Одиниця вимірювань	Позна-чення	Джерело	Числове значення
2.12	Середня ізодарна теплоємність ВГ	кДж/(кг·К)	$\overline{C_{p2}}$	[17; 18]	1,03
2.13	Частка теплової потужності, що відводиться з циркуляційною прісною водою	–	$\alpha_{пв}^{ддг}$	[13; 14]	0,065
2.14	Частка теплової потужності, що відводиться з циркуляційним маслом	–	$\alpha_{м}^{ддг}$	[13; 14]	0,05
2.15	Коефіцієнт наповнення циліндра	–	η_H	[17; 18]	0,95
3	Допоміжний котел Aalborg MISSIONTM OS-TCi та утилізаційний котел Aalborg XC-2V				
4.1	Тиск пари	МПа	p_s	п. 4.3	0,9
4.2	Температура живильної води	°С	$t_{жв}$	п. 4.3	50
4.3	Температура ВГ на вході в УК	К	T_z	п. 4.3	505
4.4	Температура ВГ на виході з УК	К	T_{yx}	п. 4.3	453
4.5	Продуктивність УК по насиченій парі	кг/годину	$D_{пг}$	п. 4.3	2500
4.6	Максимальна продуктивність ДК по насиченій парі	кг/годину	$D_s^{дк}$	п. 4.3	7000
4.7	Нижча теплота згоряння ВВП	кДж/кг	Q_H^o	[12]	42700
4.8	Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг ВВП	кг/кг	ζ	[12]	13,5
4.9	Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні палива в ДК	–	α	[16]	1,1
4.10	Температура ВГ після ДК	К	$T_{yx}^{дк}$	[16]	453
4	Водоопріснювальна установка DPU2-36-C100				
4.1	Продуктивність	т/добу	$D_{воу}$	табл. 4.5	45
4.2	Температура живильної заборотної води	°С	$t_{жв}$	прийнято	50

3.4.6.2 Розрахунок енергетичного балансу головного двигуна 7G60ME-C9.5-GI

Витрата палива ГД при специфікаційній потужності

$$G_{\text{пал}}^{\text{ГД}} = \frac{g_e^{\text{ГД}} \cdot N_e^{\text{ГД}}}{3600} = \frac{0,1648 \cdot 17012}{3600} = 0,779 \text{ кг/с.}$$

Витрата повітря, яке потрапляє до ГД,

$$G_{\text{поб}}^{\text{ГД}} = G_{\text{пал}}^{\text{ГД}} \cdot \zeta' \cdot \varphi_a \cdot \alpha = 0,779 \cdot 14,3 \cdot 1,25 \cdot 2,5 = 34,8 \text{ кг/с.}$$

Витрата відхідних газів ГД

$$G_z^{\text{ГД}} = G_{\text{пал}}^{\text{ГД}} + G_{\text{поб}}^{\text{ГД}} = 0,779 + 34,8 = 35,58 \text{ кг/с.}$$

Тиск наддувочного повітря

$$p_k = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{g_e^{\text{ГД}} \cdot N_e^{\text{ГД}} \cdot \alpha \cdot T_k}{D_u^2 \cdot S \cdot i \cdot z \cdot \eta_{\text{ГД}} \cdot \eta_H} = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0,1648 \cdot 17012 \cdot 2,5 \cdot 320}{0,6^2 \cdot 2,79 \cdot 7 \cdot 1 \cdot 95 \cdot 0,85} = 0,344 \text{ МПа.}$$

Температура наддувочного повітря після компресора

$$T'_k = T_{\text{поб}} \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_k} \right] = 300 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{0,344}{0,101} \right)^{0,286} - 1}{0,85} \right] = 448 \text{ К.}$$

Енергетичний баланс головного двигуна

$$Q_{\text{пал}}^{ГД} + Q_{\text{під.пал}}^{ГД} + Q_{\text{поб}}^{ГД} = N_e^{ГД} + Q_2^{ГД} + \Delta Q_{\text{пв}}^{ГД} + \Delta Q_{\text{м}}^{ГД} + \Delta Q_{\text{нп}}^{ГД} + \Delta N_{\text{мех}}^{ГД},$$

де $Q_{\text{пал}}^{ГД}$ – теплова потужність палива при згорянні в ГД, кВт;

$Q_{\text{під.пал}}^{ГД}$ – теплова потужність, з якою потрапляє паливо в ГД після підігріву, кВт;

$Q_{\text{поб}}^{ГД}$ – теплова потужність повітря, яке потрапляє до компресора ГД, кВт;

$N_e^{ГД}$ – корисна потужність ГД, кВт;

$Q_2^{ГД}$ – теплова потужність, яку мають відхідні гази ГД, кВт;

$\Delta Q_{\text{пв}}^{ГД}$ – теплова потужність, що втрачається з циркуляційною прісною водою, кВт;

$\Delta Q_{\text{м}}^{ГД}$ – теплова потужність, що втрачається з циркуляційним маслом, кВт;

$\Delta Q_{\text{нп}}^{ГД}$ – теплова потужність, що втрачається при охолодженні наддувочного повітря, кВт;

$\Delta N_{\text{мех}}^{ГД}$ – механічні втрати потужності в ГД, кВт.

Теплова потужність умовного палива при згорянні в ГД

$$Q_{\text{пал}}^{ГД} = G_{\text{пал}}^{ГД} \cdot Q_{\text{н}}^p = 0,779 \cdot 42700 = 33254 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, з якою потрапляє паливо в ГД після його підігріву

$$Q_{\text{під.пал}}^{ГД} = G_{\text{пал}}^{ГД} \cdot \overline{c_{p \text{ пал}}} \cdot T_{\text{пал}} = 0,779 \cdot 2,0 \cdot 457 = 659 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність повітря, яке потрапляє до наддувочного компресора ГД

$$Q_{\text{поб}}^{ГД} = G_{\text{поб}}^{ГД} \cdot \overline{c_{p \text{ поб}}} \cdot T_{\text{поб}} = 34,8 \cdot 1,0 \cdot 300 = 10440 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, яку мають відхідні гази ГД

$$Q_2^{ГД} = G_2^{ГД} \cdot \overline{c_{p_2}} \cdot T_2 = 35,58 \cdot 1,02 \cdot 505 = 18327 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що втрачається з циркуляційною прісною водою

$$\Delta Q_{\text{пв}}^{ГД} = a_{\text{пв}}^{ГД} \cdot Q_{\text{пал}}^{ГД} = 0,06 \cdot 33254 = 1995 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що втрачається з циркуляційним маслом

$$\Delta Q_{\text{м}}^{ГД} = a_{\text{м}}^{ГД} \cdot Q_{\text{пал}}^{ГД} = 0,04 \cdot 33254 = 1663 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що втрачається при охолодженні наддувочного повітря ГД

$$\Delta Q_{\text{нп}}^{ГД} = G_{\text{поб}}^{ГД} \cdot \overline{c_{p \text{ поб}}} \cdot (T'_k - T_k) = 34,8 \cdot 1,0 \cdot (457 - 320) = 4467 \text{ кВт.}$$

Механічні втрати потужності в ГД переходять до деталей остова двигуна у вигляді теплоти. Втрати механічної потужності через деталі остова складають приблизно 50 % ($a_{\text{ост}}^* \approx 0,5$). Друга половина механічної потужності втрачається в масло та охолоджуючу прісну воду

$$\Delta N_{\text{мех}}^{ГД} = a_{\text{ост}}^* \cdot \left(\frac{1 - \eta_{\text{мех}}}{\eta_{\text{мех}}} \right) \cdot N_e^{ГД} = 0,5 \cdot \left(\frac{1 - 0,95}{0,95} \right) \cdot 17012 = 448 \text{ кВт.}$$

Перевірка рівняння енергетичного балансу головного двигуна

$$Q_{\text{пол}}^{\Gamma\Delta} = N_e^{\Gamma\Delta} + \Delta Q_{\text{пв}}^{\Gamma\Delta} + \Delta Q_{\text{м}}^{\Gamma\Delta} + \Delta Q_{\text{нп}}^{\Gamma\Delta} + \Delta N_{\text{мех}}^{\Gamma\Delta} + \Delta Q_2^{\Gamma\Delta},$$

де $\Delta Q_2^{\Gamma\Delta} = Q_2^{\Gamma\Delta} - Q_{\text{від.пол}}^{\Gamma\Delta} - Q_{\text{поб}}^{\Gamma\Delta}$ – втрати теплової потужності з ВГ, кВт.

$$\Delta Q_2^{\Gamma\Delta} = 18327 - 659 - 10440 = 7228 \text{ кВт.}$$

$$33254 \text{ кВт} = 17012 + 1995 + 1663 + 4467 + 448 + 7228 \text{ кВт.}$$

$$33254 \text{ кВт} \neq 32813 \text{ кВт.}$$

Абсолютна похибка при визначенні складових балансу

$$\Delta = 33254 - 32813 = 441 \text{ кВт.}$$

Відносна похибка розрахунку

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{Q_{\text{пол}}^{\Gamma\Delta}} = \frac{441}{33254} = 0,013$$

Таблиця 4.7 Відносні складові балансу ГД

$\bar{N}_e^{\Gamma\Delta}$	$\bar{\Delta Q}_{\text{пв}}^{\Gamma\Delta}$	$\bar{\Delta Q}_{\text{м}}^{\Gamma\Delta}$	$\bar{\Delta Q}_{\text{нп}}^{\Gamma\Delta}$	$\bar{\Delta N}_{\text{мех}}^{\Gamma\Delta}$	$\bar{\Delta Q}_2^{\Gamma\Delta}$
0,512	0,06	0,05	0,134	0,013	0,217

Аналіз свідчить про достатньо точний розрахунок розподілу складових енергетичного балансу головного двигуна.

3.4.6.3 Розрахунок енергетичного балансу допоміжного двигуна 7L35/44DF

Розрахунок енергетичного балансу для допоміжного двигуна проведемо аналогічно розрахунку виконаного для ГД. Необхідні дані для розрахунку наведені в табл. 4.6.

Витрата палива ДДГ при номінальній потужності

$$G_{\text{пол}}^{\text{ДДГ}} = \frac{g_e^{\text{ДДГ}} \cdot N_e^{\text{ДДГ}}}{3600} = \frac{0,174 \cdot 3570}{3600} = 0,173 \text{ кг/с.}$$

Витрата повітря, яке потрапляє до ДДГ

$$G_{\text{поб}}^{\text{ДДГ}} = G_{\text{пол}}^{\text{ДДГ}} \cdot \zeta'_0 \cdot \varphi_a \cdot \alpha = 0,173 \cdot 14,3 \cdot 1,1 \cdot 2,3 = 6,24 \text{ кг/с.}$$

Витрата відхідних газів ДДГ

$$G_2^{\text{ДДГ}} = G_{\text{пол}}^{\text{ДДГ}} + G_{\text{поб}}^{\text{ДДГ}} = 0,173 + 6,24 = 6,42 \text{ кг/с.}$$

Тиск наддувочного повітря

$$p_k = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{g_e^{\text{ДДГ}} \cdot N_e^{\text{ДДГ}} \cdot \alpha \cdot T_k}{D_u^2 \cdot S \cdot i \cdot z \cdot \eta_{\text{ДДГ}} \cdot \eta_{\text{н}}} = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0,174 \cdot 3570 \cdot 2,3 \cdot 320}{0,35^2 \cdot 0,44 \cdot 7 \cdot 0,5 \cdot 720 \cdot 0,95} = 0,309 \text{ МПа.}$$

Температура наддувочного повітря після компресора

$$T'_k = T_{\text{поб}} \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_k} \right] = 300 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{0,309}{0,101} \right)^{0,286} - 1}{0,85} \right] = 433 \text{ К.}$$

Енергетичний баланс допоміжного двигуна

$$Q_{\text{пал}}^{\text{ДДГ}} + Q_{\text{під.пал}}^{\text{ДДГ}} + Q_{\text{поб}}^{\text{ДДГ}} = N_e^{\text{ДДГ}} + Q_2^{\text{ДДГ}} + \Delta Q_{\text{пв}}^{\text{ДДГ}} + \Delta Q_{\text{м}}^{\text{ДДГ}} + \Delta Q_{\text{нп}}^{\text{ДДГ}} + \Delta N_{\text{мех}}^{\text{ДДГ}},$$

де $Q_{\text{пал}}^{\text{ДДГ}}$ – теплова потужність палива при згорянні в ДДГ, кВт;

$Q_{\text{під.пал}}^{\text{ДДГ}}$ – теплова потужність, з якою потрапляє паливо в ДДГ після підігріву, кВт;

$Q_{\text{поб}}^{\text{ДДГ}}$ – теплова потужність повітря, яке потрапляє до компресора ДДГ, кВт;

$N_e^{\text{ДДГ}}$ – корисна потужність ДДГ, кВт;

$Q_2^{\text{ДДГ}}$ – теплова потужність, яку мають відхідні гази ДДГ, кВт;

$\Delta Q_{\text{пв}}^{\text{ДДГ}}$ – теплова потужність, що втрачається з циркуляційною прісною водою, кВт;

$\Delta Q_{\text{м}}^{\text{ДДГ}}$ – теплова потужність, що втрачається з циркуляційним маслом, кВт;

$\Delta Q_{\text{нп}}^{\text{ДДГ}}$ – теплова потужність, що втрачається при охолодженні наддувочного повітря, кВт;

$\Delta N_{\text{мех}}^{\text{ДДГ}}$ – механічні втрати потужності в ДДГ, кВт.

Теплова потужність умовного палива при згорянні в допоміжному двигуні

$$Q_{\text{пал}}^{\text{ДДГ}} = G_{\text{пал}}^{\text{ДДГ}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 0,173 \cdot 42700 = 7368 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, з якою потрапляє паливо в допоміжний двигун після його підігріву

$$Q_{\text{під.пал}}^{\text{ДДГ}} = G_{\text{пал}}^{\text{ДДГ}} \cdot \overline{C_{\text{р пал}}} \cdot T_{\text{пал}} = 0,173 \cdot 2,0 \cdot 472 = 146 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність повітря, яке потрапляє до наддувочного компресора допоміжного двигуна

$$Q_{\text{поб}}^{\text{ДДГ}} = G_{\text{поб}}^{\text{ДДГ}} \cdot \overline{C_{\text{р поб}}} \cdot T_{\text{поб}} = 6,24 \cdot 1,0 \cdot 300 = 1873 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, яку мають ВГ допоміжного двигуна

$$Q_2^{\text{ДДГ}} = G_2^{\text{ДДГ}} \cdot \overline{C_{\text{р 2}}} \cdot T_2 = 6,42 \cdot 1,03 \cdot 778 = 3951 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що втрачається з циркуляційною прісною водою

$$\Delta Q_{\text{пв}}^{\text{ДДГ}} = a_{\text{пв}}^{\text{ДДГ}} \cdot Q_{\text{пал}}^{\text{ДДГ}} = 0,08 \cdot 7368 = 589 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що втрачається з циркуляційним маслом

$$\Delta Q_{\text{м}}^{\text{ДДГ}} = a_{\text{м}}^{\text{ДДГ}} \cdot Q_{\text{пал}}^{\text{ДДГ}} = 0,05 \cdot 7368 = 516 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що втрачається при охолодженні наддувочного повітря допоміжного двигуна

$$\Delta Q_{\text{нп}}^{\text{ДДГ}} = G_{\text{поб}}^{\text{ДДГ}} \cdot \overline{C_{\text{р поб}}} \cdot (T_{\text{к}}' - T_{\text{к}}) = 6,24 \cdot 1,0 \cdot (440 - 320) = 705 \text{ кВт.}$$

Механічні втрати потужності в допоміжному двигуні

$$\Delta N_{\text{мех}}^{\text{ДДГ}} = a_{\text{ост}}^* \cdot \left(\frac{1 - \eta_{\text{мех}}}{\eta_{\text{мех}}} \right) \cdot N_e^{\text{ДДГ}} = 0,5 \cdot \left(\frac{1 - 0,95}{0,95} \right) \cdot 17012 = 94 \text{ кВт.}$$

Перевірка рівняння енергетичного балансу допоміжного двигуна

$$Q_{\text{пал}}^{\text{ДДГ}} = N_e^{\text{ДДГ}} + \Delta Q_{\text{пв}}^{\text{ДДГ}} + \Delta Q_{\text{м}}^{\text{ДДГ}} + \Delta Q_{\text{нп}}^{\text{ДДГ}} + \Delta N_{\text{мех}}^{\text{ДДГ}} + \Delta Q_2^{\text{ДДГ}},$$

де $\Delta Q_2^{\text{ДДГ}} = Q_2^{\text{ДДГ}} - Q_{\text{під.пал}}^{\text{ДДГ}} - Q_{\text{поб}}^{\text{ДДГ}}$ – втрати теплової потужності з ВГ, кВт.

$$\Delta Q_2^{\text{ДДГ}} = 3951 - 146 - 1873 = 1933 \text{ кВт.}$$

$$7368 \text{ кВт} = 3570 + 589 + 516 + 705 + 94 + 3951 = 7407 \text{ кВт.}$$

$$7368 \text{ кВт} \neq 7407 \text{ кВт.}$$

Абсолютна похибка при визначенні складових балансу

$$\Delta = 7368 - 7407 = 39 \text{ кВт.}$$

Відносна похибка розрахунку

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{Q_{\text{нал}}^{\text{ДДГ}}} = \frac{39}{7368} = 0,005$$

Таблиця 4.8 Відносні складові балансу ДДГ

$\bar{N}_e^{\text{ДДГ}}$	$\bar{\Delta Q}_{\text{пв}}^{\text{ДДГ}}$	$\bar{\Delta Q}_m^{\text{ДДГ}}$	$\bar{\Delta Q}_{\text{нп}}^{\text{ДДГ}}$	$\bar{\Delta N}_{\text{мех}}^{\text{ДДГ}}$	$\bar{\Delta Q}_2^{\text{ДДГ}}$
0,485	0,08	0,07	0,096	0,013	0,262

Розрахунок свідчить про достатньо точний розподіл складових енергетичного балансу допоміжного двигуна.

3.4.6.4 Розрахунок енергетичного балансу утилізаційного котла ХС-2

Теплова потужність, що витрачена для одержання насиченої пари в УК,

$$Q_s^{\text{УПГ}} = D_{\text{УПГ}} \cdot (h'' - h_{\text{жв}}) / 3600 = 2500 \cdot (2794 - 209,26) / 3600 = 1795 \text{ кВт.}$$

Ентальпію сухої насиченої пари h'' та живильної води $h_{\text{жв}}$ знаходимо за таблицями для водяної пари при тиску $p_s = 0,9 \text{ МПа}$ та $t_{\text{жв}} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ (див. п. 4.2).

Теплова потужність, яку мають ВГ після УК,

$$Q_2^{\text{УПГ}} = G_2^{\text{ГД}} \cdot \bar{C}_{p_2} \cdot T_{\text{ух}} = 35,58 \cdot 1,02 \cdot 453 = 16440 \text{ кВт,}$$

де $T_{\text{ух}} = 453 \text{ К}$ ($180 \text{ }^\circ\text{C}$) – температура ВГ після УК (див. п. 4.3).

Енергетичний баланс УК

$$Q_{\text{втр}}^{\text{УПГ}} = Q_2^{\text{ГД}} - Q_s^{\text{УПГ}} - Q_2^{\text{УПГ}} = 18327 - 1795 - 16440 = 92 \text{ кВт,}$$

де $Q_{\text{втр}}^{\text{УПГ}}$ – теплова потужність, що втрачається в довкілля.

$Q_2^{\text{ГД}}$ – теплова потужність, яку мають гази після ГД (див. п. 4.6.2).

Коефіцієнт використання теплоти в УК

$$\eta_{\text{УПГ}} = \frac{Q_s^{\text{УПГ}}}{Q_2^{\text{ГД}}} = \frac{1795}{18327} = 0,098$$

3.4.6.5 Розрахунок енергетичного балансу водопріснювальної установки

Із попередніх розрахунків (див. п. 4.6.2) відомо, що від прісної води системи охолодження ГД для отримання дистилляту в ВОУ надходить 80% від $\Delta Q_{\text{пв}}^{\text{ГД}} = 1995 \text{ кВт}$. Перепад температур гарячої прісної води та заборотної води у випарнику прийнятий 20 К , забортна вода кипітиме при $50 \text{ }^\circ\text{C}$. За таблицями водяної пари [19] визначаємо ентальпії сухої насиченої пари та морської води, з якої утворюється дистиллят:

$$h'' = 2591,8 \text{ Дж/кг; } h'_{\text{зв}} = 209,26 \text{ кДж/кг.}$$

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

$$Q_{\text{воч}} = \frac{D_{\text{воч}} \cdot 10^3}{24 \cdot 3600} \cdot (h'' - h'_{\text{зв}}) = \frac{45 \cdot 10^3}{24 \cdot 3600} \cdot (2794 - 209,26) = 1346 \text{ кВт.}$$

Отже, коефіцієнт використання теплоти в ВОУ

$$\eta_{\text{воч}} = \frac{Q_{\text{воч}}}{\Delta Q_{\text{пв}}^{\text{гд}}} = \frac{1346}{1995 \cdot 0,8} = 0,84$$

3.4.6.6 Розрахунок енергетичного балансу допоміжного котла Aalborg OS-TCi

Теплова потужність, що виділилась при спалюванні палива в ДК,

$$Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}} = \frac{0,08 \cdot D_s^{\text{ДК}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{б}}}{3600} = \frac{0,08 \cdot 7000 \cdot 42700}{3600} = 6642 \text{ кВт.}$$

де 0,08 – статистичне співвідношення між кількістю спаленого палива і виробленою парою;

$D_s^{\text{ДК}} = 7000$ кг/годину – продуктивність по насиченій парі (див. п. 4.3);

$Q_{\text{н}}^{\text{б}} = 42700$ кДж/кг – нижча теплота згоряння ВВП.

Теплова потужність пари, яка виробляється в ДК,

$$\Delta Q_{\text{пар}}^{\text{ДК}} = \frac{D_s^{\text{ДК}} \cdot (h'' - h_{\text{жв}})}{3600} = \frac{7000 \cdot (2794 - 209,26)}{3600} = 5028 \text{ кВт,}$$

де $h'' = 2794$ кДж/кг – ентальпія насиченої пари ($p_s = 0,9$ МПа, $t_s = 207,11^\circ\text{C}$), що генерується в котлі [19, табл. II];

$h_{\text{жв}} = 209,26$ кДж/кг [19, табл. I] – ентальпія живильної води ($t_{\text{жв}} = 60^\circ\text{C}$).

Витрата палива ДК для вироблення пари

$$G_{\text{пал}}^{\text{ДК}} = \frac{0,08 \cdot D_s^{\text{ДК}}}{3600} = \frac{0,08 \cdot 7000}{3600} = 0,156 \text{ кг/с.}$$

Кількість повітря для згоряння палива в ДК

$$G_{\text{поб}}^{\text{ДК}} = G_{\text{пал}}^{\text{ДК}} \cdot L'_0 \cdot \alpha = 0,156 \cdot 14,3 \cdot 1,1 = 2,45 \text{ кг/с.}$$

Кількість відхідних газів ДК

$$G_z^{\text{ДК}} = G_{\text{пал}}^{\text{ДК}} + G_{\text{поб}}^{\text{ДК}} = 2,45 + 0,156 = 2,6 \text{ кг/с.}$$

Теплова потужність відхідних газів ДК

$$Q_z^{\text{ДК}} = G_z^{\text{ДК}} \cdot \overline{c}_{p_z} \cdot T_{\text{ух}}^{\text{ДК}} = 2,6 \cdot 1,03 \cdot 453 = 1217 \text{ кВт,}$$

де $T_{\text{ух}}^{\text{ДК}} = 453$ К – температура відхідних газів ДК.

Теплова потужність, з якою потрапляє паливо в ДК після його підігріву,

$$Q_{\text{під пал}}^{\text{ДК}} = G_{\text{пал}}^{\text{ДК}} \cdot \overline{c}_{p_{\text{пал}}} \cdot T_{\text{пал}} = 0,157 \cdot 2,0 \cdot 423 = 133 \text{ кВт,}$$

Теплова потужність повітря, яке подається до форсунки,

$$Q_{\text{поб}}^{\text{ДК}} = G_{\text{поб}}^{\text{ДК}} \cdot \overline{c}_{p_{\text{поб}}} \cdot T_{\text{поб}} = 2,6 \cdot 1,0 \cdot 300 = 780 \text{ кВт.}$$

Енергетичний баланс ДК

$$Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}} + Q_{\text{під пал}}^{\text{ДК}} + Q_{\text{поб}}^{\text{ДК}} = \Delta Q_{\text{пар}}^{\text{ДК}} + Q_z^{\text{ДК}} + Q_{\text{втр}}^{\text{ДК}},$$

де $Q_{\text{втр}}^{\text{ДК}}$ – теплова потужність, що втрачається від хімічної, механічної неповноти згоряння палива та в довідкілля, кВт.

$$Q_{\text{втр}}^{\text{ДК}} = Q_{\text{пол}}^{\text{ДК}} + Q_{\text{під пол}}^{\text{ДК}} + Q_{\text{под}}^{\text{ДК}} - \Delta Q_{\text{пар}}^{\text{ДК}} - Q_2^{\text{ДК}} = 6642 + 133 + 780 - 5028 - 1217 = 1310 \text{ кВт.}$$

Коефіцієнт використання теплоти в ДК

$$\eta_{\text{ДК}} = \frac{\Delta Q_{\text{пар}}^{\text{ДК}}}{Q_{\text{пол}}^{\text{ДК}}} = \frac{5028}{6642} = 0,757$$

3.4.6.7 Розрахунок перетворення механічної потужності головного двигуна в механічну потужність упора гвинта

Потужність, що передається від ГД на гребний гвинт, кВт,

$$N_e^{\text{ГД}} = N_R + Q_{\text{пв}} + Q_D,$$

де N_R – потужність, яка перетворюється в упор гвинта, кВт;

$Q_{\text{пв}}$ – теплова потужність, що втрачається в підшипниках валопроводу, кВт;

Q_D – витрата механічної потужності на рушії, кВт.

Теплова потужність, що втрачається в підшипниках валопроводу,

$$Q_{\text{пв}} = N_e^{\text{ГД}} \cdot (1 - \eta_{\text{вп}}) = 17012 \cdot (1 - 0,98) = 340 \text{ кВт,}$$

де $\eta_{\text{вп}} = 0,98$ – ККД валопроводу.

До рушія підводиться потужність

$$N_{\text{вп}} = N_e - Q_{\text{пв}} = 17012 - 340 = 16672 \text{ кВт.}$$

Втрати енергії на рушії Q_D визначаються величиною пропульсивного коефіцієнта η_D . При $\eta_D = 0,7$ (див. табл. 2.5) вони становлять

$$Q_D = (1 - \eta_D) \cdot N_{\text{вп}} = (1 - 0,7) \cdot 16672 = 5000 \text{ кВт.}$$

Потужність, що перетворюється на упор, є тим самим корисним ефектом пропульсивного комплексу, що має місце в результаті спалювання палива в ГД,

$$N_R = N_{\text{вп}} - Q_D = 16672 - 5000 = 11672 \text{ кВт.}$$

Інакше можна записати

$$N_R = N_e^{\text{ГД}} \cdot \eta_{\text{вп}} \cdot \eta_D = 17012 \cdot 0,98 \cdot 0,7 = 11672 \text{ кВт.}$$

3.4.6.8 Розрахунок ефективності роботи СЕУ

Отже, розраховані потоки енергії в окремих елементах СЕУ. Визначення коефіцієнтів корисної дії та коефіцієнтів використання теплоти є перевіркою правильності розрахунків і відповідності цих показників реальним значенням для прийнятого обладнання.

Необхідно враховувати, що це обладнання працює в складі СЕУ, має різні функціональні зв'язки між собою, на різних режимах роботи судна, як вказувалося вище, працюють різні за призначенням та кількістю види обладнання, тому заключна частина розрахунків ставить питання визначення ефективності роботи СЕУ як суднового комплексу на окремих режимах. Розглянемо два такі режими: ходовий та стоянки з вантажними операціями.

Ходовий режим. На ходовому режимі працюють ГД, УК, ВОУ та один ДДГ.

Від ГД потужність передається через валопровід на рушії, де існують втрати механічної енергії, що переходять в теплову, $Q_{\text{пв}}$ та Q_D .

ККД пропульсивного комплексу визначимо за виразом

$$\eta_e^{\text{пк}} = \frac{N_R}{Q_{\text{гд}}^{\text{пол}}} = \frac{11672}{33254} = 0,35$$

Використовуючи результати розрахунків потоків енергії в окремих елементах СЕУ, розробляють діаграму розподілу теплової енергії, що виділилася при спалюванні палива, у названих вище елементах СЕУ, під час роботи на ходовому режимі та на режимі стоянки з вантажними операціями.

Коефіцієнт використання теплоти в СЕУ на ходовому режимі

$$(\eta_{\text{вт}}^{\text{СЕУ}})_{\text{хр}} = \frac{2 \times N_R + 4 \times N_{\text{ел}} + 2 \times Q_s^{\text{чпг}} + 2 \times Q_{\text{воу}}}{2 \times Q_{\text{гд}}^{\text{пол}} + 4 \times Q_{\text{ддг}}^{\text{пол}}} = \frac{2 \times 11672 + 4 \times 3445 + 2 \times 1346 + 2 \times 1795}{2 \times 33254 + 4 \times 7368} = 0,45$$

ККД СЕУ на ходовому режимі

$$(\eta_e^{\text{СЕУ}})_{\text{хр}} = \frac{N_R + N_{\text{ел}}}{Q_{\text{гд}}^{\text{пол}} + Q_{\text{ддг}}^{\text{пол}}} = \frac{2 \times 11672 + 4 \times 3445}{2 \times 33254 + 4 \times 7368} = 0,387$$

На стоянці з вантажними операціями працюють три ДДГ та два ДК. Коефіцієнт використання теплоти в СЕУ на режимі стоянки з вантажними операціями співпадає з ККД СЕУ і дорівнює

$$(\eta_{\text{вт}}^{\text{СЕУ}})_{\text{ст.з.во}} = \frac{3 \times N_{\text{ел}} + 2 \times \Delta Q_{\text{пар}}^{\text{ДК}}}{3 \times Q_{\text{ддг}}^{\text{пол}} + 2 \times Q_{\text{дк}}^{\text{пол}}} = \frac{3 \times 3445 + 2 \times 5028}{3 \times 7368 + 2 \times 6642} = 0,576$$

Висновок з розділу

На основі виконаних розрахунків для установки на судні приймаються наступні елементи (табл. 4.10):

Таблиця 4.10 Загальна характеристика енергоустановки

Найменування	Тип	Кількість	Потужність генератора	Продуктивність
Допоміжні дизель-генератори	MAN 7L35/44DF	5	3445 кВт	–
Аварійний дизель-генератор	5L28/32DF	1	1000 кВт	–
Допоміжний котел	MISSION OS-TCi	2	–	7 000 кг/год
Утилізаційний котел	Aalborg XC	2	–	2,5 т/год
Опріснювальна установка	DPU2-36-C100	2	–	45 т/добу

3.5 Визначення основних параметрів систем СЕУ. Розробка, розрахунок і комплектація системи палива

3.5.1 Система паливна

3.5.1.1 Призначення і склад

Паливна система складається з:

- системи прийому, зберігання і перекачування палива;
- системи сепарації палива;
- паливних систем ГД і ДДГ.

Система прийому, зберігання і перекачування палива складається з:

- трубопроводу прийому і перекачування ВВП, що забезпечує прийом палива в цистерни основного запасу, перекачування палива з дудь-яких цистерн запасу у відстійну, видачу палива з судна;

- трубопроводу прийому і перекачування МВП.

Система сепарації палива забезпечує прийом ВВП і МВП з відстійної цистерни, очищення його в сепараторах і подачу у витратні цистерни.

Паливна система ГД і ДДГ складається з:

- витратно-паливного трубопроводу ГД і ДДГ;

- дренажного трубопроводу.

Витратно-паливний трубопровід забезпечує подачу ВВП або МВП з витратних цистерн підкачуючими електронасосними агрегатами на підігрів ВВП (МВП без підігріву) і подачу його через фільтр до ПНВТ.

Дренажний трубопровід забезпечує:

- зливання відстою і протікань від паливних і масляних цистерн і фільтра палива в піддон;

- зливання із піддонів у цистерну збору нафтовідходів;

- зливання від паливних насосів дизеля.

3.5.1.2 Вимоги Регістра до системи

До паливної системи Регістр висуває наступні вимоги [12]

- змійовики і елементи електропідігрівачів повинні розташовуватися в найнижчих частинах цистерни;

- кінці приймальних паливних труб у витратних і відстійних цистернах повинні розташовуватися над змійовиками підігріву і елементами електропідігрівачів так, щоб по можливості змійовики і елементи їх не оголялися;

- максимальна температура підігріву палива в цистернах повинна бути на 15 °C нижче за температуру спалаху палива;

- допускається підігрів палива у витратних, відстійних та інших цистернах систем подачі палива до двигунів і котлів до температури, що перевищує вищезгадану, за наступних умов:

- довжина повітряних труб цих цистерн або застосування охолоджуючих пристроїв дозволить понизити температуру парів, що виходять, до рівня принаймні на 15 °C нижче за температуру спалаху;
- на повітряних трубах будуть застосовані чутливі елементи, що подають попереджувальний сигнал при перевищенні граничної температури, встановленої на 15 °C нижче за температуру спалаху;
- буде виключена можливість проникнення парів з верхньої частини цистерни і повітряного трубопроводу в машинні приміщення;
- закриті простори не розташовуватимуться безпосередньо вище за ці паливні цистерни, за винятком добре вентильованих кофердів;
- кінці повітряних труб будуть обладнані полум'яперериваючими сітками;
- для видалення води на витратних і відстійних цистернах повинні встановлюватися оглядові стекла. За наявності піддонів замість стекол допускається застосування відкритих воронок;
- цистерни, насоси, фільтри та інше устаткування в місцях можливого витoku палива повинні забезпечуватися піддонами;
- внутрішній діаметр стічних труб повинен бути не менше 25 мм;
- наповнювальні трубопроводи цистерн, розташованих вище подвійного дна, повинні приєднуватися до верхніх частин цистерн. Якщо це здійснити не можна, наповнювальні труби повинні мати неповоротні клапани, встановлювані безпосередньо на цистернах. Коли наповнювальна труба використовується як приймальня, замість неповоротного клапана слід встановлювати замковий клапан із дистанційним закриттям, виведеним у доступне місце за межами приміщення, в якому знаходиться цистерна;
- устаткування паливної системи повинне забезпечити підведення палива, належним чином підготовленого і очищеного в ступені, що вимагається для даного двигуна;
- підведення палива до ГД і допоміжних двигунів повинне проводитися від двох витратних цистерн для кожного роду палива, або повинні передбачатися еквівалентні пристрої;
- місткість кожної цистерни повинна бути достатньою для 8-годинної роботи головних і допоміжних двигунів і котлів на максимальному експлуатаційному навантаженні;
- використання відстійної цистерни як витратної не допускається;
- устаткування паливної системи двома витратними цистернами для кожного роду палива, і еквівалентні заміни, що відповідають вимогам для більшості паливних систем, що широко використовуються;
- відступ від цих вимог може бути допущений Регістром для суден обмеженого району плавання валовою місткістю менше 500 т, а також для суден технічного флоту;
- паливні фільтри, встановлювані на трубопроводах підведення палива до двигунів, повинні забезпечити його очищення без припинення роботи двигуна;
- підведення палива до дизель-генераторів, призначених для використання як аварійні, повинне здійснюватися від автономної витратної цистерни, розташованої в приміщенні АДГ. Не допускається витрачання палива з цієї цистерни іншими споживачами. Об'єм цистерни повинен забезпечити роботу АДГ протягом вказаного часу.

3.5.13 Розрахунок основних елементів системи

Розрахунок основних елементів системи проводиться відповідно до рекомендації [20; 21] і виконаний в табл. 5.1.

3.5.14 Устаткування паливної системи

Приймаємо до установки один паливоперекачуючий насос ВВП марки Ш-80-2,8-38/2,5Б-23 з подачею 38 м³/годину і тиском 0,4 МПа.

Приймаємо до установки один паливоперекачуючий насос МВП марки Ш-40-4-8/4Б-9 з подачею 8 м³/годину і тиском 0,4 МПа.

Приймаємо до установки двох сепараторів високов'язкого палива МАРХ-207.

Приймаємо для установки два паливopідкачуючих насоси ЗВ-8/25-12/10Б з подачею 3 м³/годину і тиском 0,4 МПа.

Приймаємо для установки два циркуляційні насоси ШФ20-25-9/2,5 з подачею 9 м³/годину і тиском 0,2 МПа

3.5.2 Система масляна

3.5.2.1 Призначення і склад системи

Масляна система складається з:

- 1) трубопроводу прийому, перекачування і сепарації масла, призначеного для:
 - прийому циркуляційного масла в цистерни запасу;
 - прийому масла для компресорів у запасно-витратну цистерну;
 - відкачування і сепарації масла із стічно-циркуляційної цистерни;
 - відкачування масла в цистерну відпрацьованого масла і видача його на берег;
 - подачі масла з цистерни запасу в циркуляційну цистерну ГД;
 - подачі масла в маслодаки ДДГ.
- 2) трубопроводу циркуляційного масла, призначеного для:
 - прийому масла насосами циркуляційного масла із стічно-циркуляційної цистерни;
 - подачі масла через маслоохолоджувачі, масляні фільтри на змащування двигуна і охолодження поршнів;
 - зливання масла з двигуна в стічно-циркуляційну цистерну.
- 3) трубопроводу збирання протікань масла.

3.5.2.2 Вимоги Правил Регістру, що висуваються до системи

До системи змащення Регістр висуває наступні вимоги [12]:

- кінцівки зливних труб з картера двигуна в стічно-циркуляційну цистерну повинні бути розташовані так, щоб під час роботи двигуна вони були постійно занурені в масло;
- зливні труби двох і більш двигунів не повинні з'єднуватися між собою;
- у системі циркуляційного масла повинна бути передбачене ефективне очищення масла, при цьому повинні бути встановлені:
 - а) на всмоктуючому трубопроводі насоса збудчастих передач, як правило, магнітний фільтр;
 - б) на всмоктуючому трубопроводі насоса – один фільтр зрубого очищення (сітка);

в) на нагнітальному трубопроводі насоса ГД – два паралельні фільтри, або один фільтр, що самоочищається;

– пропускна спроможність кожного фільтра повинна перевищувати на 10 % найбільшу подачу насоса;

– система змащувального масла повинна забезпечуватися необхідними контрольними вимірювальними приладами;

– манометр, що показує тиск масла за маслоохолоджувачем, повинен бути винесений на пост керування.

3.5.2.3 Устаткування масляної системи

Приймаємо до установки два циркуляційні насоси змащування ГД ЗМН250/4,0 з подачею по 250 м³/годину кожний і тиском 0,4 МПа.

Приймаємо до установки два насоси ШФ5–25–3,6/4Б–5 системи автономного змащування приводів ГД з подачею 3,6 м³/годину і тиском 0,4 МПа.

Приймаємо до установки один маслоперекачуючий насос Ш40–6–18/4Б–5 подачею 18 м³/годину і тиском 0,4 МПа.

Приймаємо до установки на судно двох сепараторів типу МАРХ–207 пропускною спроможністю 3,5 м³/годину.

Приймаємо до установки насос відкачування шламів ЗВН5/5 подачею 5 м³/годину і тиском 0,5 МПа.

3.5.3 Система охолодження

3.5.3.1 Призначення і склад системи

Система охолодження призначена для відведення теплоти від втулок циліндрів, кришок, поршнів, випускних клапанів, ресиверів, форсунок, ГТН головних і допоміжних дизелів, підтримки в них температурного режиму, що забезпечує оптимальне протікання теплового процесу і мінімальний знос деталей і вузлів.

Як охолоджуючий агент у суднових дизелях використовують воду і масло, а для охолодження форсунок – також дизельне паливо.

У суднових дизелях найбільш поширена двоконтурна система охолодження: прісна вода (або масло) охолоджує безпосередньо деталі дизеля, а забортна вода охолоджує у водяних охолоджувачах прісну воду (масло або повітря).

До основних елементів системи охолодження відносять насоси і теплообмінні апарати, а також прилади і пристрої автоматичного контролю, сигналізації та керування роботою системи.

У системах охолодження дизелів застосовують водо–водяні теплообмінники прісної води, що охолоджуються забортною водою, водо–масляні для масла, що охолоджує поршні (а також змащувального циркуляційного масла), водо–повітряні наддувочного повітря.

3.5.3.2 Вимоги Регістра до системи

До системи охолодження Регістр висуває наступні вимоги [12]:

- система охолодження забортною водою одного ГД повинна бути обладнана двома насосами, один з яких є резервним. Подача резервного насоса повинна бути не менше за подачу основного насоса. Принаймні один з насосів повинен мати незалежний привід;
- система охолодження ГД прісною водою повинна відповідати цим же вимогам;
- допускається мати один загальний резервний насос з незалежним приводом для прісної води і забортної води, подача якого повинна бути не менше за подачу основних насосів;
- при цьому повинні бути вжиті заходи, що не допускають змішання забортної та прісної води;
- у системі охолодження забортною водою двох і більше ГД, що обслуговуються кожний окремим насосом охолодження, повинен встановлюватися один резервний насос з незалежним приводом, який забезпечує роботу кожного з двигунів на максимальному навантаженні;
- резервний насос може не передбачатися за наявності на судні запасного насоса, доступного до монтажу в суднових умовах;
- система охолодження прісною водою повинна відповідати цим же вимогам;
- допускається встановлювати один загальний резервний насос із незалежним приводом, подача якого повинна забезпечувати охолодження прісною і забортною водою будь-якого з двигунів; при цьому повинні бути вжиті заходи, що не допускають змішання забортної та прісної води;
- охолодження декількох двигунів допускається проводити одним насосом із незалежним приводом. У цьому випадку подача насоса повинна бути достатньою для одночасного охолодження всіх двигунів при роботі їх на максимальному навантаженні. При цьому повинен бути передбачений один резервний насос, подача якого повинна бути не менше за подачу основного насоса, що охолоджує всі двигуни;
- на охолоджуючому трубопроводі перед кожним двигуном повинен бути передбачений клапан для регулювання кількості охолоджуючої води. В установках із знаком автоматизації в символі класу повинні передбачатися окремі резервні насоси охолодження для прісної та забортної води, подача яких повинна бути не менше за подачу основних насосів;
- якщо кожний з допоміжних двигунів має самостійний насос водяного охолодження, резервні насоси для цих двигунів не потрібні. Якщо для групи допоміжних двигунів передбачається загальна система охолодження, достатньо мати один резервний насос для системи прісної та забортної води. У з'єднаній системі охолодження головних і допоміжних двигунів резервні насоси для охолодження допоміжних двигунів не потрібні;
- для дизель-генераторів, що знаходяться в постійній готовності (гарячому резерві), при необхідності повинне передбачатися постійне прокачування їх гарячою водою;
- як резервні охолоджуючі насоси можуть застосовуватися баластні, осушні або інші насоси загальносуднового призначення, що використовуються тільки для чистої води. Застосування для цієї мети пожежних насосів допускається за умови виконання вимог "Противопожежного захисту";
- у незалежній системі охолодження поршнів повинен бути передбачений резервний насос з подачею не менше за подачу основного насоса;
- у незалежній системі охолодження форсунок повинен бути передбачений резервний насос з подачею не менше за подачу основного насоса;

– система охолоджуючої води повинна обслуговуватися не менше ніж двома кінгстонами (днищовим і бортовим), розташованими у МВ і сполученими між собою. На вантажних суднах обмежених районів плавання ІІ, ІІ СП, ІІІ СП, ІІІ число кінгстонів є в кожному випадку предметом спеціального розгляду Регістром;

– на приймальних магістралях охолоджуючої заборотної води головних і допоміжних ДВЗ слід встановлювати фільтри. Фільтри повинні бути обладнані пристроєм, що дозволяє переконатися у відсутності тиску перед їх розкриттям. Повинна передбачатися можливість очищення фільтрів без припинення роботи охолоджуючих насосів;

– повинна бути передбачена розширювальна цистерна, рівень води в якій повинен бути вищим за максимальний рівень води в двигуні. Розширювальна цистерна повинна приєднуватися до приймальних трубопроводів насосів, і може бути загальною в системі охолодження декількох двигунів. Цистерна повинна бути обладнана пристроєм контролю рівня рідини;

– у системі охолодження двигунів розташування відливного трубопроводу заборотної води повинне забезпечувати заповнення водою найвищих охолоджуваних полостей двигунів, водо- і маслоохолоджувачів, а також виключати утворення застійних зон;

– система охолодження повинна бути обладнана термометрами і пристроєм для регулювання температури охолоджуючої води.

3.5.3.3 Устаткування системи охолодження

Приймаємо до установки основне обладнання системи охолодження СЕУ:

– головний циркуляційний насос прісної води ГД типу НЦВ 160/20 з подачею 160 м³/годину при напорі 20 м вод. ст. у кількості 4 штук, два резервні;

– циркуляційний насос прісної води ДДГ типу НЦВ 10/40 з подачею 10 м³/годину при напорі 40 м вод. ст. у кількості 2 штук;

– холодильник прісної води ГД кожухотрубного типу з площею теплообміну 25 м² у кількості 2 штук;

– холодильник прісної води ДДГ кожухотрубного типу з площею теплообміну 3,0 м² у кількості 2 штук;

– місткість цистерни запасу прісної води – 4,1 м³;

– місткість розширювальних цистерн ГД і ДДГ складають відповідно 1,58 м³ та 0,16 м³;

– насос заборотної води ГД марки НЦВ 250/30 з подачею 250 м³/годину при напорі 30 м. вод. ст. у кількості 2 штук;

– насос заборотної води ДДГ марки НЦВ 25/20 з подачею 25 м³/годину при напорі 20 м.вод. ст. у кількості 2 штук;

– фільтр заборотної води сітчастого типу з поверхнею фільтрації 2 м² у кількості 4 штук.

3.5.4 Система пускового повітря

3.5.4.1 Призначення і склад системи

Системи стиснутого повітря застосовуються на суднах з СЕУ будь-якого типу. Найбільш розповсюджені ці системи на дизельних (транспортних і промислових), а також на газотурбінних суднах. Системи стиснутого повітря розділяють на системи низького (до 1 МПа), середнього (до 3 МПа) і високого (більше 5 МПа) тиску. Повітря низького тиску використовується на

господарські потреби судна; середнього – в основному для пуску і реверсу ДВЗ, а високого – для керування ГД і для інших цілей.

До складу системи стиснутого повітря входять поршневі електрокомпресори (рідше з іншим приводом), масловологовідділювачі, балони для зберігання повітря, балоки осушення, трубопроводи зі штуцерними з'єднаннями, редукційні клапани та інша арматура, контрольно-вимірювальні прилади і елементи автоматичного регулювання системи.

Для пуску головних і допоміжних двигунів транспортних суден до складу системи включають балони, тиск повітря в яких складає 2,5...3,0 МПа, а на невеликих суднах, з метою зниження габаритів, воно може досягати 7,0...8,0 МПа.

3.5.4.2 Вимоги Регістра до системи

Система стиснутого повітря ГД повинна забезпечувати одночасний пуск і реверсування всіх ГД.

Запас стиснутого повітря для пуску ГД і роботи систем керування двигунами повинен зберігатися не менше ніж в двох повітрозберігачах або в двох групах повітрозберігачів, встановлених так, щоб користування ними могло бути незалежним; при цьому в одному з цих двох повітрозберігачів або в кожній групі повітрозберігачів повинен зберігатися запас стиснутого повітря в кількості не менше половини від того, що вимагається.

Запас стиснутого повітря у всіх повітрозберігачах, призначених для пуску і реверсування ГД, повинен забезпечувати не менше 12 пусків поперемінно на передній і задній хід кожного двигуна, підготовленого до дії, але не працюючого, а також дія систем керування двигунами. Для суден із льодовими посиленнями, а також криголамів загальний запас пускового повітря є в кожному випадку предметом спеціального розгляду Регістром.

Загальний запас стиснутого повітря для пуску ГД, сполучених з ГРК або з іншими механізмами, що забезпечують можливість пуску двигуна без навантаження, повинен бути достатнім для виконання не менше ніж шести пусків кожного двигуна, підготовленого до дії, але не працюючого, а за наявності більше двох двигунів – не менше ніж три пуски кожного двигуна. При цьому повинна забезпечуватися також робота систем керування двигунами.

Для пуску допоміжних двигунів повинен бути передбачений принаймні один повітрозберігач місткістю, достатньою для виконання шести пусків підготовленого до дії одного двигуна найбільшої потужності. За узгодженням з Регістром такий повітрозберігач може не встановлюватися. У цьому випадку повинна передбачатися можливість пуску допоміжних двигунів від одного повітрозберігача або однієї групи повітрозберігачів головних двигунів.

Допускається використання запасу пускового повітря з одного повітрозберігача або однієї групи повітрозберігачів ГД, для роботи тифона і на господарські потреби. Це допускається за умови збільшення місткості повітрозберігачів на величину, передбачену нижче для спеціального повітрозберігача тифона або за наявності автоматичної підкачки повітрозберігача або сигналізації, що включається при падінні тиску у повітрозберігачі не більше ніж на 0,9 МПа нижче за робочий. При установці спеціального повітрозберігача для тифона його місткість повинна визначатися з умови безперервної дії тифона протягом 2 хв.; при цьому годинна подача компресора повинна бути не менше тієї, що вимагається для безперервної дії тифона протягом 8 хв.

Якщо встановлюється повітрязберігач, призначений для дії тифона і використання його для інших споживачів, місткість його повинна бути збільшена в порівнянні з розрахунковою для тифона; при цьому повинна бути передбачена автоматична підкачка повітрязберігача або сигналізація, що включається, коли у повітрязберігачі міститься запас повітря, що вимагається тільки для тифона.

Повітрязберігачі допоміжних двигунів допускається поповнювати повітрям з повітрязберігачів ГД, при цьому повинна виключатися можливість перепуску повітря у зворотному напрямі. Кількість основних компресорів на суднах повинна бути не менше двох. Загальна подача основних компресорів повинна бути достатньою для заповнення протягом 1 години повітрязберігачів для пуску ГД, починаючи від атмосферного тиску і до робочого тиску, необхідного для виконання числа пусків і маневрів.

Для суден, ГД яких пускаються без навантаження, один з основних компресорів може бути навісним. подача окремих основних компресорів повинна бути приблизно однаковою. подача компресорів з незалежним приводом повинна бути не менше 50 % подачі, що вимагається, всіх основних компресорів, але не менше за витрату повітря ГД. Для суден із льодовими посиленнями, працюючих на реверсивних двигунах, і криголамів число і подача компресорів є в кожному випадку предметом спеціального розгляду Регістром.

На суднах, головні та допоміжні двигуни яких пускаються стиснутим повітрям, повинен бути передбачений пристрій, що забезпечує можливість пуску основних пускових компресорів протягом не більше 1 години. Для цієї мети може застосовуватися ручний компресор або дизель-компресор з ручним пуском двигуна, що заповнюють окремий повітрязберігач місткістю, достатньою для триразового пуску одного з дизель-генераторів або одного з основних компресорів, якщо він приводиться в дію ДВЗ. Окремий повітрязберігач може не встановлюватися, якщо дизель-компресор або ручний компресор може заповнити у вказаний період часу найменший з повітрязберігачів.

При живленні від АДГ електродвигуна компресора, який може заповнити один з вказаних у даному пункті повітрязберігач, установка такого пристрою може не передбачатися.

На трубопроводі після кожного компресора повинні бути встановлені невозвратно-запірні клапани. На трубопроводі, що подає повітря до кожного двигуна, перед його пусковим клапаном повинен бути встановлений неповоротний клапан.

Якщо в конструкції двигуна передбачаються пристрої, що запобігають розповсюдженню виходу, установка такого клапана необов'язкова.

Температура повітря або стиснутих газів, що поступають у повітрязберігач, не повинна перевищувати 90 °C. У необхідних випадках повинні бути передбачені відповідні охолоджувачі. Трубопроводи стиснутого газу з газовіддіркових пристроїв не повинні прокладатися під настилом МВ.

Трубопроводи повинні прокладатися по можливості прямолінійно з невеликим ухилом для спуску води. Трубопроводи не повинні мати ухилу у напрямі головного пускового клапана двигуна.

На трубопроводах між компресорами і повітрязберігачами повинні бути передбачені пристрої для видалення води і масла, якщо вони відсутні на самих компресорах. Якщо від запобіжних клапанів і легкоплавких пробок, встановлених на повітрязберігачах, стиснуте повітря

виводиться зовні МВ, поперечний перетин трубопроводів повинен бути не менше двократного перетину запобіжних клапанів або легкоплавких пробок.

На трубопроводах повинні бути передбачені пристрої для видалення води.

3.5.4.3 Устаткування системи пускового повітря

Приймаємо до установки два електрокомпресори ЕКП210/25М з подачею по 210 м³/годину кожний і тиском 2,5 МПа.

3.5.5 Система газовідведення

3.5.5.1 Призначення та склад системи

Система газовідведення СЕУ призначена для відведення в атмосферу продуктів згоряння палива від головних і допоміжних двигунів та котлів. До її складу входять газовипускні трубопроводи, глушники шуму, компенсатори температурних розширень, УПГ та інші елементи. Для утилізації теплоти відхідних газів на судні встановлено утилізаційний котел Aalborg ХС фірми «Aalborg», який одночасно є і іскрозасником. Газопровід виготовлено зі спеціальних сталевих труб з приварними або вільними фланцями.

3.5.5.2 Вимоги Регістру до системи

На нафтоналивних суднах димоходи котлів головних та допоміжних двигунів, повинні бути обладнані іскрозасниками або іскровловлювачами схваленої Регістром конструкції.

Газовипускні трубопроводи мають прокладатися на відстані не менше 450 мм від паливних цистерн.

Кожний ГД повинен мати окремий газовипускний трубопровід. У необхідних випадках можуть бути відступи, узгоджені з Регістром.

В утилізаційних і комбінованих котлах, які за своєю конструкцією не можуть передувати без води при обігріві їх відхідними газами, повинні передбачатися одвідні трубопроводи з перепускними заслінками, що відключають котли від відхідних газів.

Газовипускні трубопроводи мають бути ізольовані ізоляційними матеріалами, подвійними стінками або екранами.

Для огляду й очищення димоходів і повітряних трубопроводів котла в необхідних місцях мають передбачатися лазы та скоб-трапи.

Газовипускні трубопроводи дизель-генераторів з дистанційним і автоматичним запуском повинні обладнуватися невідключними дренажними пристроями, які запобігають попаданню води у двигун. Пристрої мають бути розташовані в легкодоступних місцях і мати можливість для їх очищення. Внутрішній діаметр спускних труб цих пристроїв має бути не менше 25 мм.

Газовипускні труби двигунів і котлів мають забезпечуватися тепловими компенсаторами. Там, де можливо, газовипускні трубопроводи повинні мати лючки для очищення й в необхідних випадках спускні крани.

Глушники й іскрозасники мають бути розташовані таким чином, щоб забезпечувати можливість їх очищення. Із цією метою вони мають обладнуватися лючками, спускними кранами або пробками.

При встановленні УПГ і іскрозасників мокрого типу повинні передбачатися пристрої, що запобігають можливості попадання води у двигун. Спускні труби цих пристроїв мають направлятися у льяли МВ і мати гідрозатвори [12].

3.5.5.3 Розрахунок основних елементів системи

Діаметр газовідвідної труби від ГД

$$d_2^{ГД} = 3,18 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{\frac{g_e^{ГД} \cdot N_e^{ГД} \cdot (\alpha_{\Sigma} \cdot L'_0 + 1) \cdot T_z}{\rho_z \cdot v_z}} = 3,18 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{0,181 \cdot 17012 \cdot (3,2 \cdot 13,5 + 1) \cdot 503}{0,105 \cdot 50}} = 1,08 \text{ м}$$

де $g_e^{ГД} = 0,181 \text{ кг/(кВт·годину)}$ – питома ефективна витрата ВВП у ГД (див. п. 3.3);

$N_e^{ГД} = 17012 \text{ кВт}$ – розрахункова (специфікаційна) потужність ГД (див. табл. 2.5).

$\alpha_{\Sigma} = 3,2$ – сумарний коефіцієнт надлишку повітря для ГД (див. п. 3.3);

$L'_0 = 13,5 \text{ кг/кг}$ – теоретично необхідна кількість повітря для спалювання 1 кг ВВП (див. п. 3.3);

$T_z = 503 \text{ К}$ – температура відхідних газів перед ЧСКК (див. п. 3.3);

$\rho_z = 0,105 \text{ МПа}$ – тиск газів у газоході;

$v_z = 50 \text{ м/с}$ – швидкість газу в газоході.

Діаметр газовідвідних труб від ДДГ

$$d_2^{ДДГ} = 3,18 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{\frac{g_e^{ДДГ} \cdot N_e^{ДДГ} \cdot (\alpha_{\Sigma} \cdot L'_0 + 1) \cdot T_z}{\rho_z \cdot v_z}} = 3,18 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{0,190 \cdot 3445 \cdot (2,53 \cdot 13,5 + 1) \cdot 603}{0,105 \cdot 50}} = 0,342 \text{ м}$$

де $g_e^{ДДГ}$ – питома ефективна витрата ВВП у ДДГ (див. табл. 3.1)

$$g_e^{ДДГ} = g_e^{ДДГ} \cdot \frac{42700}{39000} = 0,174 \cdot \frac{42700}{39000} = 0,19 \text{ кг/(кВт·годину);}$$

$N_e^{ДДГ} = 3445 \text{ кВт}$ – потужність допоміжного двигуна (див. табл. 3.1).

$\alpha_{\Sigma} = 2,53$ – сумарний коефіцієнт надлишку повітря для ДДГ (див. табл. 3.4);

$T_z = 603 \text{ К}$ – температура відхідних газів ДДГ (див. табл. 3.4).

Діаметр газовідвідних труб від ТСКК, м,

$$d_2^{ДК} = 1,128 \sqrt{F_{ДК}} = 1,128 \sqrt{\frac{13,5 \cdot \alpha \cdot G_{ДК}}{\rho \cdot v_{ДК}}} = 1,128 \sqrt{\frac{13,5 \cdot 1,1 \cdot 0,156}{0,808 \cdot 25}} = 0,382 \text{ м,}$$

де $\alpha = 1,1$ – коефіцієнт надлишку повітря для горіння (див. табл. 3.4);

$G_{пал}^{ДК} = 0,156 \text{ кг/с}$ – витрата палива у ДК (див. п. 3.5.6);

$v_{ДК} = 25 \text{ м/с}$ – допустима швидкість газу;

ρ – густина відхідних газів, кг/м^3 ,

$$\rho = 10^3 \frac{\rho_z}{R_z \cdot T_{ух}} = 10^3 \frac{0,105}{0,287 \cdot 453} = 0,808 \text{ кг/м}^3,$$

де $R_2 = 0,287 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ – газова стала;

$T_{\text{ух}}^{\text{дк}} = 453 \text{ К}$ – температура газів на виході з ТСКК (див. табл. 3.4).

На газоходах ДДГ встановлюються глушители-іскрозасники. На газоході ГД іскрозасник непотрібний, оскільки комбінований котел має вбудований іскрозасник. На газоходах застосовані сальникові компенсатори.

3.5.6 Висновки з розділу

У даному розділі дипломного проекту у зв'язку із зміною складу СЕУ були переглянуті з урахуванням вимог Правил Російського морського реєстру судноплавства основні системи, які обслуговують СЕУ: паливна, масляна, охолоджувальна, стиснутого повітря і система газовідведення, прийняте нове устаткування. Зроблений детальний розрахунок паливної системи СЕУ.

4 Розробка питань технічної експлуатації СЕУ та безпечного несення машинної вахти

4.1 Технічна експлуатація якірно-швартовних пристроїв

4.1.1 Класифікація якірно-швартовних пристроїв

Якірні механізми призначені для переміщення якір-ланцюга при віддачі та вибирання якоря. Робочим елементом якірних механізмів є ланцюгова зірочка (рис. 6.1), що має по колу 5–6 западин 5 з кулачками 7 за формою ланки ланцюга. Із западинами чергуються канавки-струмки 1, в яких розташовані ланки 2 перпендикулярно ланкам 6. Під час роботи кулачки 7 передають зусилля механізму ланкам ланцюга, які по черзі лягають у западини 6. Ланцюгова зірочка виконується разом із шківом 3 стрічкового гальма і кулачковою напівмуфтою 4 для зчеплення з вантажним валом.

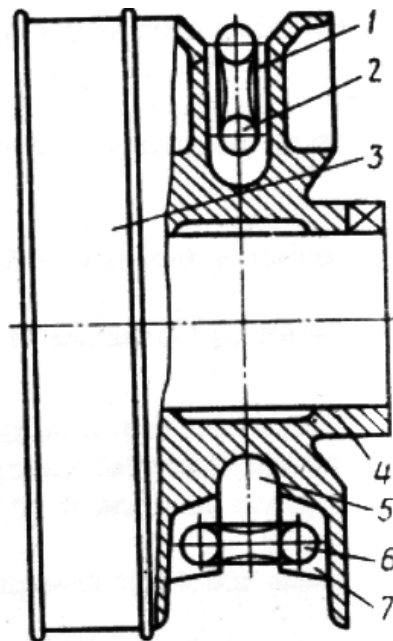


Рисунок 6.1 Ланцюгова зірочка

Основними робочими елементами швартовних механізмів, призначених для підтягання і утримання судна біля причалу, є гладкий циліндричний барабан і турачка. Механізми, що мають разом із ланцюговою зірочкою турачку, а в деяких випадках і барабан, називаються якірно-швартовними і підрозділяються на брашпиль з горизонтальною віссю обертання зірочок і турачек та шпиль з вертикальною віссю обертання зірочки і турачки.

На вантажних судах у носовій частині судна для спускання і піднімання станових якорів частіше всього встановлюють брашпиль, який має дві зірочки і дві турачки (рис. 6.2). Брашпилем можна піднімати одночасно два якорі з половини розрахункової глибини стоянки, яка для різних моделей якірно-швартовних механізмів складає 65 – 100 м.

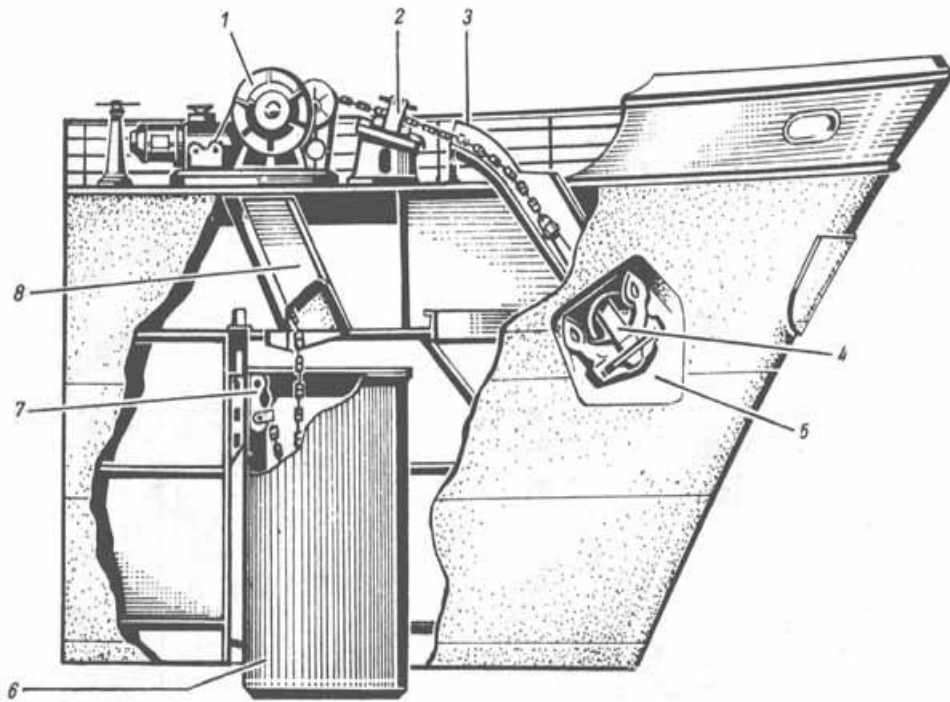


Рисунок 6.2 Носовий якорний пристрій

1 – якорна ледідка (брашпиль); 2 – стопор для якорного ланцюга; 3 – труба якорного клюза; 4 – якор; 5 – якорна ніша; 6 – ланцюговий ящик; 7 – пристрій для кріплення якорного ланцюга; 8 – ланцюгова труба

На судах з дувльдоподібними обводами носових кінцевостей, де клюзи широко рознесені по бортам, встановлюються полубрашпили правого і лівого виконання, що мають по одній зірочці та турачці й індивідуальний привід. У деяких випадках на швартовних ледідках передбачається можливість заміни турачки якорною приставкою з ланцюговою зірочкою. Усі перераховані механізми розташовуються на ВП разом із приводом і передачею.

Якірно-швартовні шпилі, встановлювані на деяких судах, можуть бути одинарними – з незалежним приводом або сполученими – із загальним редуктором, що забезпечує спільну або роздільну роботу, від двох або від одного двигуна. На малих судах може встановлюватися один якірно-швартовний шпиль для почергової віддачі та вибирання якорів правого і лівого бортів. За наявності на судні стоп-анкера його вибирають кормовим якірно-швартовним шпилем (рис. 6.3), вантажною або буксирною ледідкою. Одинарні шпилі виконуються однопалудними і двопалудними. У перших на палуді розташовується головка шпиля, що складається із зірочки і турачки, а безпосередньо під палудою – привод і передача. У двопалудних шпиль привід і передача розташовуються на палуді, що лежить нижче. Одинарні якірні шпилі та сполучені якірні та якірно-швартовні шпилі виконуються тільки двопалудними. Швартовні шпилі з головою, що складається з турачки, також можуть бути однопалудними і двопалудними. Двигун у однопалудних швартовних шпиль деяких моделей розташовують у турачці. Такі шпилі називаються безбалерними.

Якірно-швартовні механізми виконують такі операції:

– віддачу якоря за допомогою приводу або вільним травленням якір-ланцюга з пригальмовуванням гальмом ланцюгової зірочки. У низці моделей механізмів передбачається дистанційне керування гальмами ланцюгових зірочок і автоматичне пригальмовування якір-

ланцюга. Для контролю за виконанням операції встановлюються показники швидкості та лічильники довжини витраченого ланцюга;

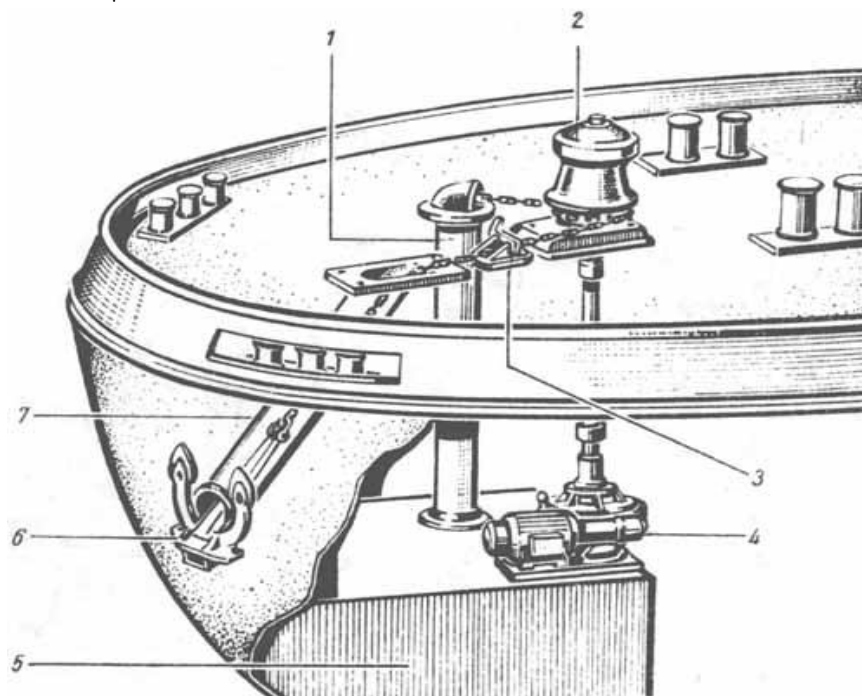


Рисунок 6.3 Кормовий якорний пристрій

1- ланцюгова труба; 2- якорний шпиль; 3- стопор для якорного ланцюга; 4- двигун;
5- ланцюговий ящик; 6- якір; 7- труба якорного клюза

- знімання з якоря, що складається з підтягання судна до якоря, відрибу якоря від ґрунту, піднімання якоря і втягування його в клюз. Для виконання цих операцій можлива установка елементів автоматики, які забезпечують автоматичну зупинку механізму при витравленні всієї довжини якір-ланцюга, автоматичне зниження швидкості при підході якоря до клюзу, автоматичну зупинку при вході якоря в клюз;

- стоянку судна на якорі на гальмі ланцюгової зірочки. У цьому випадку гальмо виконує роль запобіжного пристрою. При ривках на хвилюванні гальмівний шків прослизає щодо стрічки, зменшуючи навантаження на ланцюг;

- підтягання судна до причалу за допомогою турачки.

4.1.2 Брашпилі

Брашпиль – це механізм із горизонтально розташованим вантажним валом, на якому є зірочки для протягання ланцюга. На кінцях вантажного вала або на проміжному валу встановлюють турачки – швартовні барабани.

Брашпилі мають електричний привод. Установлюються вони переважно на середньотоннажних судах, обслуговують якорі масою до 8500 кг з калібром ланцюга до 82 мм.

За конструктивними особливостями приводу і передачі брашпилі підрозділяються на три типи:

- з редуктором, що складається з черв'ячної та циліндрової ступенів, турачками на вантажному валу і одним приводним двигуном;

- з редуктором, що складається з конічної та циліндрових ступенів, турачками на проміжному валу і одним приводним двигуном;
- з редуктором, відмінним від попереднього тим, що замість конічної перша ступінь виконана циліндровою з підведенням потужності від двох електродвигунів.

4.1.3 Шпиль

Шпиль – механізм із вертикально розташованим вантажним валом (балером), на якому знаходяться зірочка для ланцюга і турачка для швартова. Шпиль обслуговують якорі масою до 5000 кг із калібром ланцюга до 57 мм

Однопалубний якірно-швартовий шпиль (рис. 6.4 і 6.5) складається з турачки 3 і зірочки 13, що створюють головку, розташовану на ВП, і електропривода 18 із двоступінчастою редукторною передачею 16, 17, розташованих під палубою.

Зірочка і турачка встановлені на нерухомому палубному стакані 9 на підшипниках ковзання 12 і 10, що змащуються консистентним маслом. Вал 11, який отримує обертання від вихідного вала 14 редуктора, передає його на турачку 3 через зубчасту муфту 7. Кулачкова муфта 2 з'єднує турачку 3 із зірочкою 13. Включається і вимикається муфта обертанням маховика 4, звинт якого переміщається по різі втулки 8 вала 11, а гребінь 5 через підшипники кочення переміщає турачку уздовж зубів муфти 7. Пружина 6 є досилаючою. Зірочка має відбійник ланцюга 1 і гальмівний шків 16. Колонка з маховиком ручного керування гальмом і командо-контролером розташовуються поряд зі шпилем.

Привід шпиля здійснюється від електродвигуна 18 через черв'ячний редуктор 17, вихідний вал якого через шестерню 20 обертає сателіти 21, розташовані на осях загальмованого водила 19. Сателіти через корончастий вінець 22 і шестерню 23 обертають вихідний вал 14 редуктора, ущільнюваний манжетою в корпусі редуктора 16. Передачі та підшипники змащуються розбризкуванням.

4.1.4 Експлуатація якірно-швартовних пристроїв

У процесі експлуатації механізми піддаються зношуванню. Регулярне проведення технічних опосвідчень (ТО) і поточних ремонтних робіт зменшує інтенсивність зношування і вірогідність відмов. ТО включають зовнішні огляди з розкриттям механізмів і вимірами зносу, ремонтні роботи, опробування у дії та випробування. Обсяг опосвідчення регламентується по термінах правилами експлуатації та технічними керівництвами (інструкціями з експлуатації).

ТО проводяться щодня, щонеділі, щомісячно, один раз в 3 або 6 місяців і кожні 1, 2 і 4 роки. Обсяг робіт при кожному подальшому ТО збільшується і в їх проведенні беруть участь бази технічного обслуговування флоту, судноремонтні підприємства.

Один раз у 4 роки проводиться чергове опосвідчення механізмів, у результаті якого складається Акт опосвідчення, що є підставою для видачі класифікаційного свідоцтва, яке підтверджує відповідність механізмів і корпусу вимогам Регістру. Свідоцтво підтверджується щорічним опосвідченням механізмів судна інспектором зі складанням Акту, а для вантажопідійомних пристроїв заповненням Регістрової книги суднових вантажопідійомних пристроїв.

Позачергове опосвідчення проводиться у разі аварії, несправності механізму, що загрожує безпеці судна, переобладнання й може бути приурочено до проведення ремонту, яке не співпадає

з терміном опосвідчення. При всіх опосвідченнях обов'язкова присутність представника суднового екіпажу.

Огляди і перевірки технічного стану вантажних пристроїв, які не підлягають нагляду Регістру, проводяться комісією, що призначається наказом капітана, під головуванням старшого механіка і включає громадського інспектора з охорони праці. Всі переносні вантажопідійомні пристрої та пристосування повинні оглядатися один раз у 3 місяці та випробовуватися не рідше за один раз на рік навантаженням, яке на 25 % перевищує номінальне. Результати огледів, перевірок і випробувань фіксуються в спеціальних журналах.

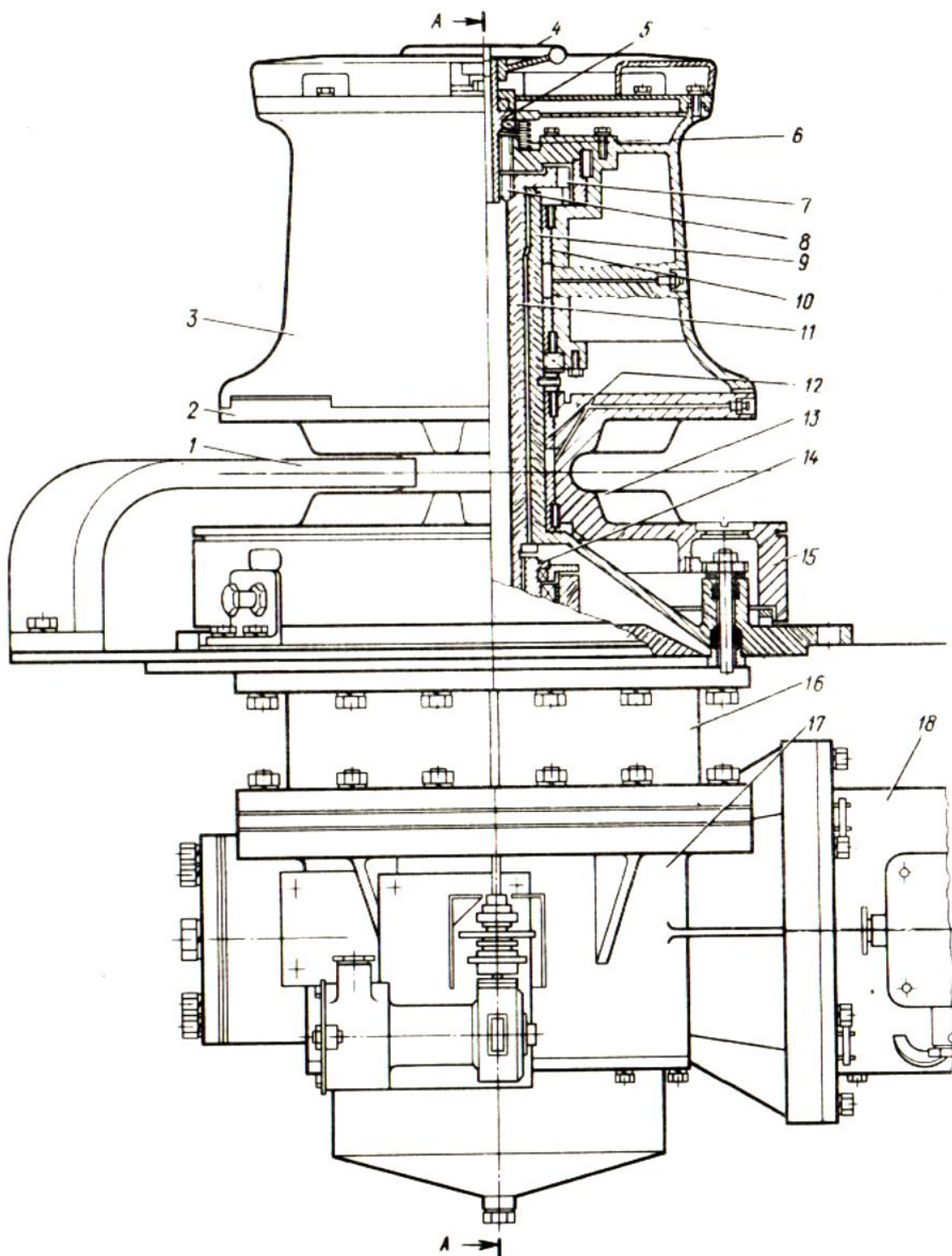


Рисунок 6.4 Однопалубний якірно-швартовний шпиль

1 – відділювач ланцюга; 2 – кулачкова муфта; 3 – турачка; 4 – маховик; 5 – гребінь; 6 – пружина; 7 – зубчаста муфта; 8 – втулка; 9 – нерухомий палубний стакан; 10, 12 – підшипники ковзання; 11 – вал шпиль; 13 – зірочка; 14 – вихідний вал редуктора; 15 – гальмівний шків; 16 – циліндрична ступінь двоступінчастої редукторної передачі; 17 – черв'ячна ступінь двоступінчастої редукторної передачі; 18 – електропривод;

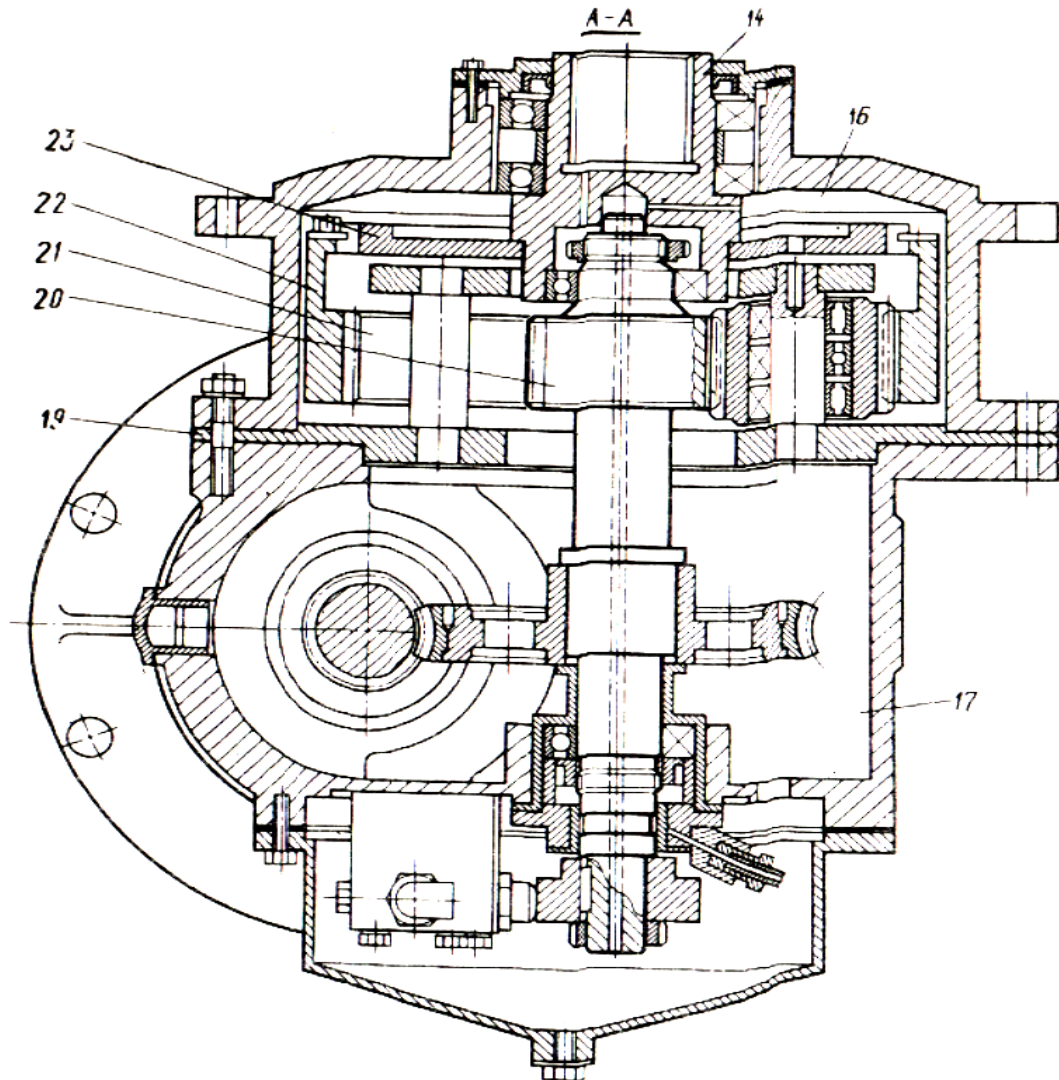


Рисунок 6.5 Однопалубний якірно-швартовний шпиль

14 – вихідний вал редуктора; 16 – циліндрична ступінь двоступінчастої редукторної передачі; 17 – черв'ячна ступінь двоступінчастої редукторної передачі; 19 – водило; 20 – шестерня; 21 – сателіти; 22 – корончастий вінець; 23 – шестерня

При виконанні щоденного ТО вантажопідійомних і якірно-швартовних механізмів перевіряють, чи немає сторонніх предметів у зоні дії та поблизу частин, що рухаються. Зовнішнім оглядом переконуються, чи немає тріщин і протікань масла, у справному стані ділків, барабанів, гальмівних пристроїв, елементів керування, канатів, ланцюгів тощо. Віддаляється друд із поверхонь механізмів, виконується підфарбовування, поновлюється змащення на робочих поверхнях. Щоденне ТО здійснюється в процесі несення вахти і виконання робіт по завідуваннях.

Щодня перевіряється стан кріпильних з'єднань механізмів і трубопроводів, схильних послабленню в процесі вібрації, ї виконується їх підтягання.

При підготовці механізмів до дії та щотижневих ТО здійснюється перевірка їх роботи на холостому ході. Для крана вона полягає в переміщенні кожного механізму без вантажу в обидва сторони до граничних положень з перевіркою дії кінцевих вимикачів. У якірно-швартовних механізмів по черзі включаються режими "травити" і "видирати" на всіх швидкостях, що регламентуються

При всіх ТО, починаючи з щотижневого, виконуються огляд і перевірка гальмівних пристроїв. При замасленні фрикційних стрічок, накладок і гальмівних шківів вони промиваються, а при зносі фрикційні елементи замінюються. Для їх кріплення використовуються мідні заклепки. Рівномірний зазор між гальмівним шківом і стрічкою встановлюється за допомогою регульовальних болтів. У міру зношування стрічки регулюється ступінь її затягування. Привід гальма повинен мати легкий хід. Заїдання свідчать про його знос, механічні пошкодження, недостатнє змащування.

Змащування елементів механізмів здійснюється наступними способами.

1. Масляна ванна. Масло заливається в корпус передачі, що має пробки для заливання і спускання. Рівень масла повинен знаходитися між верхньою і нижньою рисками маслоказівника. Перевіряти рівень масла необхідно перед кожним пуском і щонеділі при бездіяльності механізму. Зміна масла виконується в терміни, що регламентуються інструкцією, і за наслідками аналізу, що проводиться щорічно. Після спускання відпрацьованого масла бач необхідно промити маслом, яке має аналогічні або схожі властивості з тим, що заливається. Заливання виконується через фільтр. Отвір для заливання потрібно попередньо очистити від бруду. Один раз у місяць, а при плаванні в тропіках щонеділі, слід спускати відстії конденсату з масла. При виявленні в ньому металевих частинок або води розкрити редуктор, оглянути шестерні, підшипники і ущільнення, усунути причину зносу або попадання води, промити редуктор уайт-спіритом або дизельним паливом, потім маслом, після чого залити свіже масло.

2. Набивання і шприцювання маслянок консистентним маслом. Цим способом змащуються підшипники кочення і ковзання, що знаходяться зовні зони розбризкування масляної ванни. До них відносяться підшипники валів у корпусі редуктора, підшипники зірочок і турачек, підшипники опорних стійок, гальмівні гвинти і ходові гайки, приводи стрічкових гальм, муфт, канатоукладчиків тощо. Додавання масла в маслянки виконується при підготовці механізмів до дії, в деяких випадках після їх роботи, а також при щомісячних оглядах.

3. Вузли і деталі, що працюють періодично або з незначним навантаженням, змащуються нанесенням масла на їх поверхню кистю. Так при підготовці до роботи змащуються шарнірні з'єднання гальмівних пристроїв, приводів датчиків, зубчасті передачі канатоукладчиків тощо. Цим же способом щонеділі наноситься масло на непрацюючі непофарбовані поверхні з метою запобігання їх від корозії.

Під час огляду редукторів перевіряють рівень масла в корпусі, наявність консистентного масла в підшипниках. У працюючого редуктора стежать за появою ненормального стукоту, нагріву підшипників, витоків масла через розняття, лючки, уздовж валів. Щорічно розкривають лючки корпусу редуктора і оглядають зубчасті зачеплення і підшипники. При цьому стежать, щоб не було викришування, відшаровування, тріщин, задирок, корозії, нерівномірного прироблення. Якщо дефекти знаходяться в межах допустимих норм, місця пошкодження слід ретельно зачистити і

округляти їх краї. Вимірювання зазорів у зубях шестерень виконують не менше ніж у чотирьох положеннях передачі при повороті малої шестерні на 90°. У черв'ячній парі необхідно виміряти вільний хід черв'яка. При істотних дефектах одночасно замінюється пара шестерень, що входять у зачеплення.

Ступінь зносу ланцюгових передач визначають за витяжкою ланцюга внаслідок зносу в шарнірах, зносу роликів, втулок і зубів зірочок.

При зносі кулачків сполучних муфт їх відновлюють наплавленням і підгонкою або замінюють. Легкість перемикання кулачкових муфт забезпечується при хорошому стані поверхні ковзання рухомої напівмуфти і перемикаючого пристрою. У еластичних муфт перевіряють стан гумових вкладишів і втулок пальців.

Через кожні два роки перевіряється стан підшипників, вимірюються зазори, проводиться розкриття механізмів, видалення старого масла, промивка і огляд. За наявності сильного зносу і механічних пошкоджень виявляється і усувається їх причина, підшипники замінюються. При збиранні підшипників ковзання необхідно перевірити чистоту поверхонь і маслопідводячих каналів, продуту їх стиснутим повітрям, нанести консистентне масло на поверхні тертя і деталі підшипника. Після збирання встановити необхідні зазори і пропресувати підшипники до виходу масла через їх торці. При збиранні підшипників кочення їх порожнина заповнюється маслом на 2/3 об'єму при частоті обертання до 1500 хв.⁻¹ і на 1/2 об'єму – при частоті обертання понад 1500 хв.⁻¹. Після зміни масла слід контролювати температуру підшипника при нормальній частоті обертання протягом однієї години. Температура нагрівання підшипника не повинна перевищувати 95 °С.

Штатні манометри один раз у 3–6 місяці перевіряються контрольними манометрами і щорічно здаються на перевірку.

Для забезпечення безпеки при експлуатації якірно-швартовних механізмів необхідно дотримуватися таких правил.

1. При стоянці судна біля причалу, на рейді і при русі судна якір-ланцюг повинен утримуватися стрічковим гальмом зірочки і додатковими стопорними пристроями. Перед зняттям стопорів слід переконатися, що стрічкове гальмо затягнуте.

2. Перед включенням механізму слід переконатися в наступному: пуск не загрожує безпеці людей. Для цього перевірити, чи немає людей у ланцюговому ящику, в районі руху ланцюга або швартовного канату. Переконатися, що під носовим подзором відсутні плавзасоби і не проводяться роботи; відсутні перешкоди до пуску.

3. Перед роботою механізму випробувати його на холостому ході, при цьому слід переконатися, що ланцюгова зірочка роз'єднана.

4. Пуск механізму виконується тільки за командою особи, яка керує якірно-швартовними операціями.

6. Оператор при віддачі якоря повинен бути в захисних окулярах, що оберігають очі від окалини.

6. Накладати на барабан 3–4 шлага рослинного канату і можливе більше число шлагів – синтетичного. Під час роботи не допускати слабину і малого числа шлагів на барабані.

7. Забороняється: знаходитися на лінії руху якір-ланцюга і швартовного каната або поблизу від них; торкатися до частин механізму, які обертаються; кріпити канати на швартовних барабанах навіть на короткий час; накладати і знімати шлаг з швартовного барабана, що

обертається; знаходитися і тримати руки ближче 1 м до блоків і барабанів при роботі зі сталевими і рослинними канатами і ближче 2 м – при роботі з синтетичними канатами; засити інерцію судна натягненням швартовних канатів; віддавати і кріпити канати при непогашеній інерції судна; вибирати швартовний канат, заведений на бочку, якщо на ній є людина; вибирати швартовний канат до того, як він скинений зі шлюпки; вибирати канат, який пробоксовує.

8. При пробоксовуванні каната на барабані механізм слід зупинити і накласти додаткові шлагги.

4.2 Організація несення машинної вахти при стоянці судна на якорі та в порту відповідно до Міжнародної Конвенції про дипломування моряків і несення вахти (ПДНВ 78/95) [26]

4.2.1 Стоянка судна на якорі

На незахищеній якорній стоянці старший механік повинен отримати вказівку капітана щодо того, чи слід нести в машині ходову вахту.

Коли судно стоїть на якорі на відкритому рейді або в подібних умовах, вахтовий механік повинен забезпечити, щоб:

- здійснювалася періодична перевірка всіх працюючих і таких, що знаходяться в готовності, машин і механізмів;
- підтримувалися в стані готовності відповідно до розпоряджень, отриманих з містка, головні та допоміжні механізми;
- вживалися заходи з охорони довкілля від забруднення з судна;
- знаходилися в готовності усі системи боротьби за живучість і протипожежні системи.

4.2.2 Несення вахти в порту

До прийняття вахти заступаючий механік повинен бути інформований вахтовим механіком у відношенні:

- розпоряджень по вахті, особливих інструкцій, що стосуються експлуатації судна, технічного обслуговування і ремонту судових машин і механізмів, систем керування та контролю;
- характеру всіх робіт, які виконуються з машинами та механізмами і системами, зайнятого персоналу і потенційних небезпек;
- рівня і стану, де необхідно, води або залишку води в льялах, баластних, зливних, резервних танках, стічних цистернах і спеціальних вимог до використання або видалення їх вмісту;
- будь-яких спеціальних вимог, що стосуються скидання із санітарних систем;
- стану і ступеня готовності переносного протипожежного устаткування, стаціонарних установок пожежегасіння і систем виявлення пожежі;
- персоналу, призначеного для проведення ремонтно-виробничих робіт на судні, місць їх роботи і функцій по ремонту;
- портових правил, що стосуються зливання із суден, вимог з боротьби з пожежею і готовності судна до умов можливої поганої погоди;
- наявних ліній зв'язку між судном і береговим персоналом, включаючи портові власті, на випадок виникнення аварійної ситуації або необхідності отримання допомоги;

- будь-яких інших обставин, важливих для безпеки судна, його екіпажу і охорони навколишнього середовища від забруднення;
 - процедур сповіщення відповідних властей про забруднення довкілля в результаті ремонтно-виробничих робіт.
- Вахтові механіки повинні:
- в аварійній ситуації подавати сигнали тривоги, коли, на їх думку, цього вимагає ситуація, і вживати всіх можливих заходів для запобігання збитків судну, людям і вантажу;
 - знати вимоги вахтового помічника капітана щодо устаткування, необхідного для завантаження або вивантаження вантажу, і додаткові вимоги відносно баластної та інших систем керування остійністю судна;
 - робити часті обходи судна для виявлення можливих несправностей або поломок устаткування і вживати негайних заходів щодо їх усунення для забезпечення безпеки судна, вантажних операцій і довкілля;
 - вживати, в межах своєї відповідальності, необхідних заходів для запобігання аварій або пошкоджень різних електричних, електронних, гідравлічних, пневматичних і механічних систем судна;
 - забезпечувати належний запис усіх важливих подій, пов'язаних з роботою, наладкою або ремонтом суднових машин і механізмів.

4.3 Боротьба з тероризмом і піратством

Ось уже кілька десятиків років, як боротьба з тероризмом є однією із серйозних і поки, на жаль, недозволених проблем міжнародного співтовариства. Основою того, що ми маємо зараз у сфері тероризму, можуть служити факти хоча б останніх ста років і особливо факти терору стосовно перших осіб найбільших держав. Якщо слідувати хронології цих фактів, то в короткому викладі ця хронологія виглядає так:

Друга половина XIX сторіччя рясніє терористичними актами проти перших осіб держав. Особливо відзначається в цьому плані діяльність терористичної організації в Росії "Народна воля". На її рахунок кількаразові замаху, що закінчувалися убивствами імператора Росії Олександра II, шефа жандармів графа Трепова і ін.

Історія XX століття яскравіє терористичними актами проти Столи-піна (1906 р.), кронпринца Австро-Угорщини (1914 р.), Ульянова (1919 р.), Троцького (1940 р.), короля Югославії (1938 р.), близько 60 замахами на президента Франції Шарля де Голя, убивством президента США Джона Кеннеді (1963 р.), організацією терористичного акту з метою убивства президента США Рональда Рейгана і Генерального секретаря ЦК КПСР Михайла Горбачова під час їхніх переговорів у Москві в 1988 р. (камікадзе був вчасно викритий і заарештований), ще 2 замахами на М. Горбачова (в Іспанії і Москві), замахом і убивством Ганді в Індії, замахом на Папу Римського і одними з останніх замахів на президента Франції Жака Ширака і президента Америки Дж. Буша.

Усього за останні 100 років було убито більш 60 перших осіб держав. Усі вбивства носили яскраво виражений політичний характер, здійснювалися методом терору.

Зараз розвиток тероризму входить у нову фазу, фазу терору проти народів і держав. У наш час дуже багато держав відчують небезпеку терору і часто несуть відчутні людські і

матеріальні втрати. Крикові акти терористів у США, Росії, Японії й інших країнах красномовно підтверджують це.

Тероризм швидкими темпами активізується і набуває міжнародного характеру. Розгул міжнародного тероризму висуває перед міжнародним співтовариством гостру необхідність рішуче покінчити з цим явищем. Одним з дієвих засобів боротьби з міжнародним тероризмом є сучасне міжнародне право, що відповідно до вимог Статуту ООН покликане забезпечити безпеку життєдіяльності міжнародного співтовариства.

Важливою рушійною силою у сфері розвитку міжнародно-правової боротьби з тероризмом являє собою розвиток і зміцнення міжнародного співробітництва. У загальному плані міжнародний тероризм можна охарактеризувати як сукупність суспільно небезпечних у міжнародному масштабі діянь, які спричинили трагічні наслідки (загибель людей, руйнування і знищення матеріальних і інших цінностей).

В арсеналі заходів міжнародно-правового характеру, спрямованих на боротьбу з тероризмом на сучасному етапі, є певний комплекс актів, серед яких можна назвати Конвенції, прийняті в 1937 р. (про припинення тероризму і покарання за нього і про створення міжнародного кримінального суду. Обидві Конвенції, хоча і не ввійшли в силу, але мали певне значення).

У 1977 р. прийнята Європейська Конвенція про боротьбу з тероризмом. Є значна кількість резолюцій, прийнятих Генеральною Асамблеєю ООН. Серед них Декларація Г. А. ООН 1994 р. про заходи для ліквідації міжнародного тероризму і Декларація Г. А. ООН 1996 р., що доповнює Декларацію 1994 р. 3-поміж останніх документів можна назвати Міжнародну Конвенцію про боротьбу з банковим тероризмом. З вступом у силу цієї Конвенції пакет міжнародно-правових актів, спрямованих на боротьбу з тероризмом, виглядає досить солідно: у нього входить 14 універсальних і регіональних договорів.

Крім прийняття резолюцій і декларацій, спрямованих на боротьбу з міжнародним тероризмом ООН, почала і ряд організаційних заходів у цій сфері. Зокрема, в 1972 р. Генеральна Асамблея ООН створила Спеціальний Комітет з боротьби з міжнародним тероризмом. У 1994 р. ООН створила ще один Спеціальний Комітет, перед яким було поставлене завдання розробки комплексу заходів, спрямованих на ліквідацію тероризму.

Загальний аналіз заходів, вжитих ООН по боротьбі з тероризмом свідчать про рішучість міжнародного співтовариства покінчити з ним явищем, однак проблема поки не вирішена і необхідність її вирішення досить актуальна. Важливе місце в загальній системі боротьби з міжнародним тероризмом займає боротьба з одним з його частих проявів – морським тероризмом. Небезпека морського тероризму в міжнародному масштабі особливо насторожує, якщо врахувати, як стверджують деякі засоби масової інформації, що "наступний удар Аль Каїда нанесе з моря".

Коротко визначення поняття "морський тероризм" можна охарактеризувати як сукупність суспільно-небезпечних діянь, вчинюваних у водах Світового океану, які викликають важкі наслідки і являють собою істотну загрозу дії загальновизнаного принципу "свобода відкритого моря".

Загострюючи увагу на питаннях міжнародно-правової боротьби з морським тероризмом, досить логічно відзначити, що за рядом ознак він досить схожий з діяннями, кваліфікованими як піратство. У свій час, коли актуальність питань правової боротьби з морським тероризмом почала виявлятися найдільш чітко, в середовищі вчених юристів-міжнародників нерідко висловлювалася думка про ледве чи не ідентичність морського тероризму з піратством. Зокрема

Л. А. Моджорян у 1991 р. у роботі "Тероризм на море" відзначала, що "тероризм на морі" нічим, по суті, не відрізняється від піратства на морі, він є також однією з форм насильства на морі".

З таким поглядом навряд чи можна погодитись, оскільки і за мотивами (цілями), і за юридичною кваліфікацією ці два злочини досить різні. Адже цілком очевидно, що мотив (ціль) піратів носить яскраво виражений матеріальний характер – неправомірно насильницьким шляхом заволодіти чужим майном, і тільки це рухає піратами.

Чи можна стопроцентно стверджувати, що тероризм у цілому переслідує саме таку мету. Звичайно, ні. Терористичні акти 11 вересня 2001 р. у Нью-Йорку, у Москві 2002 р., у Бистлані 1-3 вересня 2004 р. і інші красномовно підтверджують це.

І те, що трапляються випадки, коли терористи вимагають якихось матеріальних вигод, не змінює їхньої загальної цільової спрямованості. Що ж стосується юридичної кваліфікації піратства і морського тероризму, то ступінь їхньої суспільної небезпеки і наслідки значно різняться. Піратство існує тисячі років і ніколи не призводило до воєн. Тероризм, і в тому числі морський тероризм, – явище останніх десятиків років, і вже зараз ставлять світ на грань війни, війни, у стані якої перебувають і США і Росія. Саме так заявили президенти цих держав.

Разом з тим, торкаючись питання про міжнародно-правові засоби боротьби з морським тероризмом, слід зазначити, що до цього часу арсенал цих засобів поки ще досить незначний.

Більш-менш помітні кроки в цьому напрямку були зроблені Генеральною Асамблеєю ООН, коли в грудні 1985 р. вона прийняла Резолюцію, що рекомендує Міжнародній морській організації (ММО) вивчити питання боротьби з проявами морського тероризму, особливо проти морського судноплавства, і вжити відповідні запобіжні заходи.

Задля об'єктивності слід зазначити, що до подібної активності Організацію Об'єднаних Націй підштовхнула активізація морського тероризму і, особливо, один з його конкретних проявів, що виразився у захопленні в 1985 р. палестинськими терористами італійського пасажирського лайнера "Ахіллі Лаура". При цьому захопленні палестинські терористи, утримуючи як заручників близько 400 пасажирів, судно і команду, висунули політичні вимоги до Ізраїля. У цій терористичній акції мали місце і смертні випадки, зокрема був убитий громадянин США.

Цей факт морського тероризму і подальші рекомендації Генеральній Асамблеї ООН активізували діяльність ММО, що розробила і прийняла документ "Заходи для запобігання незаконним актам проти пасажирських суден". За пропозицією ММО в березні 1986 р. на міжнародній нараді в Хосе, у роботі якої взяли участь ряд державних діячів, визначних фахівців з морського права і практичних працівників у сфері боротьби з тероризмом. У прийнятих Народою документах відзначалося, що в терористичних актах на морі чітко проглядаються політичні мотиви і інтереси терористів. Особливо підкреслювалося, що морський тероризм буде розростатися, збільшуватися в обсягах і ускладнюватися за засобами і способами прояву. Як прогнозовані райони такої активізації морського тероризму передбачалися райони Атлантики і Середземномор'я.

У 1988 р. у Римі на міжнародній дипломатичній конференції, у роботі якої брали участь представники 76 держав були прийняті два документи: "Конвенція про боротьбу з незаконними актами, спрямованими проти безпеки морського судноплавства" і "Протокол про боротьбу з незаконними актами, спрямованими проти безпеки стаціонарних платформ, розташованих на континентальному шельфі".

Зокрема, в "Конвенції про боротьбу з незаконними актами, спрямованими проти безпеки морського судноплавства" чітко визначено, які саме дії підпадають під кваліфікацію Конвенції. До таких дій Конвенція відносить:

- а) захоплення судна силою;
- б) акти насильства проти осіб, що знаходяться на борті судна;
- в) розміщення на борті судна речовини або пристрою, що може зруйнувати судно або завдати йому шкоду;
- г) руйнування або ушкодження морського навігаційного устаткування;
- д) повідомлення свідомо помилкових відомостей, що можуть створити загрозу мореплавству.

Саме такі дії, кваліфіковані Конвенцією як тяжкі злочини, являли собою комплекс суспільно-небезпечних діянь, що підпадали під загальну кваліфікацію морського тероризму на той період.

Конвенція 1988 р. ставила за обов'язок кожній державі-учасниці Конвенції вживати всі необхідні заходи для залучення до строгої кримінальної відповідальності осіб, що вчинили подібні дії, і передбачити у своєму національному кримінальному законодавстві суворі заходи відповідальності у певних мірах, передбачених за тяжкі злочини.

Що стосується "Протоколу про боротьбу з незаконними актами, спрямованими проти безпеки стаціонарних платформ, розташованих на континентальному шельфі", то його суть у тім, що він поширює дії Конвенції про боротьбу з незаконними актами, спрямованими проти безпеки морського судноплавства в частині кваліфікації злочинів і відповідальності за них на незаконні акти, вчинені проти безпеки стаціонарних платформ із усіма наслідками, що звідси випливають.

Міжнародно-правова позиція України у сфері боротьби з морським тероризмом виражена в її активній участі в діючих міжнародно-правових актах, у взятті на себе визначених обов'язків з боротьби з морським тероризмом і в імплементації в українське законодавство положень відповідних міжнародно-правових актів. Це підтверджується тим, що Україна бере участь у "Конвенції про боротьбу з незаконними актами, спрямованими проти безпеки морського судноплавства" і в "Протоколі про боротьбу з незаконними актами, спрямованими проти безпеки стаціонарних платформ, що розташовуються на континентальному шельфі". Україна також взяла до керівництва положення, викладені в документі ММО "Заходи для запобігання незаконним актам проти пасажирів на борті суден" (1985 р.).

Ряд пропозицій, сформульованих міжнародною нарадою в 1986 р. у Хосе, були реалізовані в Постанові Кабінету Міністрів України № 250 від 16 травня 1992 р. Цією Постановою була створена Служба загальної безпеки на судах морського транспорту (СОБ). Цією ж Постановою було затверджене Положення про Службу загальної безпеки державної адміністрації морського транспорту України. Положення передбачало, що Служба загальної безпеки виконує свої функції з забезпечення безпеки мореплавства на судах і в портах, а її структура і штати встановлюються залежно від обсягу і складності поставлених завдань. Відповідно до Положення особовий склад Служби загальної безпеки знаходиться в кадрах МВС, а також може бути вільнонайманим, на нього поширюється законодавство України про працю.

Надалі Постанову Кабінету Міністрів від 16 травня 1992 р. було скасовано, хоча саме Положення про Службу загальної безпеки державної адміністрації морського транспорту України практично діяло. Точніше, діяли ряд заходів ним передбачених.

Після прийняття в грудні 2002 р. Міжнародного кодексу з охорони суден і портових засобів (Кодекс ОСПС) в Україні був створений навесні 2004 р. спеціальний Координаційний центр, що дістав назву "Агентство морської безпеки". З метою регламентації його діяльності з урахуванням і на основі Кодексу ОСПС був розроблений і прийнятий великий пакет документів з безпеки на морі. Деякою мірою питання про боротьбу з морським тероризмом знайшло відображення й у Кодексі торговельного мореплавання України.

Ст. 62 Кодексу регламентує дії капітана у випадку військової небезпеки і зобов'язує його застосовувати всі необхідні і можливі заходи для порятунку людей, що знаходяться на судні, і не допустити захоплення судна, документів, вантажу й іншого майна, що на ньому знаходяться.

У Кримінальному кодексі України містяться 258 статей, що передбачають відповідальність за здійснення терористичного акту, однак у диспозиції цієї статті в переліку злочинних діянь, що підпадають під поняття терористичного акту немає специфіки, характерної для актів морського тероризму. Разом з тим, незважаючи на це, положення цієї статті можуть бути використані в разі потреби при визначенні відповідальності за здійснення актів морського тероризму.

Санкції досить серйозні – залежно від ступеня суспільної небезпеки і наслідків передбачається позбавлення волі від 10 років до довічного ув'язнення. Беручи до уваги наростання фактів прояву морського тероризму варто констатувати, що поки ще і міжнародна правова база боротьби з ним недостатня. Необхідне прийняття нових документів, що враховують специфіку сучасних акцій прояву морського тероризму, що удосконалюють його юридичну кваліфікацію, а також посилюють кримінально-правову відповідальність за їхні здійснення. Національна правова база боротьби з морським тероризмом також залишає бажати подальшого удосконалювання.

Висновок: в розділі було приділено увагу оцінці вибуху ємності зі стиснутим повітрям, для чого було проведено відповідний розрахунок. Для запобігання руйнуванню, відповідно розрахунку прийнята товщина стінок складає 10 мм. Також значну увагу приділено питанням загрози піратства, що дуже актуальна в наш час.

4.4 Висновки з розділу

У даному розділі розробляються питання технічної експлуатації СЕУ та безпечної несення машинної вахти. Детально розглянута технічна експлуатація якірно-швартовних пристроїв судна.

Були розглянуті питання організації несення машинної вахти при стоянці судна на якорі та в порту відповідно до Міжнародної Конвенції про дипломування моряків і несення вахти (ПДНВ 78/95).

5 Аналіз суднового електрообладнання, електронної апаратури та систем керування, діагностування й контролю СЕУ

5.1 Загальні положення

Самохідні судна і плавучі спорудження зі знаком автоматизації AUT1 у символі класу повинні бути устатковані системами автоматизації механічної установки у відповідності з вимогами цього розділу і у об'ємі, який забезпечує їхню маневреність і безпеку при всіх умовах експлуатації без постійної присутності персоналу, який обслуговує персонал у машинних приміщеннях і центральному посту управління.

Повинна бути передбаченою система АПС, у якій об'єднані усі параметри, які контролюються і робочі стані, вказані у цьому розділі.

У відношенні забезпечення протипожежної безпеки повинні бути виконанні вимоги „Протипожежний захист”.

Усе устаткування, встановлене у машинному приміщенні, повинно бути здатним працювати при відсутності постійної вахти у машинному приміщенні і ЦПУ. По узгодженню з Резістром допускається виконання окремих операцій (поповнення цистерн, очищення фільтрів і т.п.) вручну, якщо вони виконуються з періодичністю не частіше одного разу у 24 год.

5.1.1 Автоматизовані головні механізми і рушії

Повинна бути передбачена система дистанційного автоматизованого управління (ДАУ), за допомогою якої можна робити пуск, зупинку, а також управління частотою обертання головних механізмів, величиною і напрямком упору рушіїв у всіх припустимих режимах роботи.

Система дистанційного автоматизованого управління повинна забезпечувати наступне:

- граничні числа невдалих автоматичних спроб пуску, щоб після останньої невдалої спроби запасу пускового повітря, або ємності пускових акумуляторних батарей було достатньо для виконання вручну половини числа пусків.
- виконання останньої заданої команди незалежно від порядку і швидкості завдання;
- можливість установки величини і напрямку упору одним органом управління;
- автоматичне походження зон критичної частоти обертання незалежно від заданого режиму роботи;
- запобігання перевантаження головних механізмів у нормальних експлуатаційних режимах;
- незалежність системи дистанційного автоматизованого управління і машинного телеграфу один від одного (допускається використовувати один і той же орган управління);
- сигналізацію про втрату живлення і несправностях у системі;

- виключення неприпустимих режимів роботи головних двигунів і рушіїв (мимовільне підвищення частоти обертання, пуск і реверс) при виході зі строю ДАУ;
- виконання аварійних маневрів за можливо короткий час, при цьому можуть бути зняті відповідні обмеження і захисту.

При наявності декількох постів управління ЦПУ повинен бути домінуючим по відношенню до посту управління на ходовому містку. Таким же повинен бути місцевий пост управління головних механізмів по відношенню до ЦПУ.

Переведення управління з одного поста на інший повинен бути можливим тільки з домінуючого посту, незалежно від того, чи в узгодженому, або неузгодженому положенні знаходяться органи управління на постах, які переключають.

Переведення управління повинне супроводжуватись подачею звукового і світлового сигналу на усіх постах управління. На постах повинні бути передбачена світлова індикація, яка вказує, з якого посту здійснюється управління.

Можливість одночасного управління з різних постів повинна бути виключена. Допускається пристосування взаємопов'язаних органів управління на одному посту (наприклад, на крилах і у приміщенні ходового містка).

На усіх постах управління, включаючи відключення, повинні бути передбачена індикація, яка не відключається, заданим машинним телеграфом команд.

Устрій для екстреної зупинки головних механізмів, повинен бути незалежним від системи дистанційного автоматизованого управління, систем аварійно — попереджувальної сигналізації, а також від суднової мережі, якщо для роботи цього устрою треба електрична енергія.

У головних механізмів — двигунів внутрішнього згоряння повинна підтримуватись тієї ж температура робочих середовищ:

- охолоджувально середовища циліндрів;
- охолоджувального середовища поршнів;
- охолоджувального середовища форсунок;
- змащувального масла;

палива (при роботі на важкому паливі, якщо відповідає регулювання в'язкості).

У головних механізмів інших типів автоматичне регулювання температури робочих середовищ повинно бути погоджено з Резістром.

Установки з дизель — генераторними агрегатами (з двома двигунами і дільше) повинні бути виконані таким чином, щоб при спрацьовуванні захисту одного двигуна, інші залишались у роботі на режимах, які виключають перевантаження.

При можливості переповнення також повинна бути передбачена сигналізація по верхньому рівню.

При наявності роздільних систем мастильного масла.

Для двигунів потужністю дільше 2250 кВт з діаметром циліндра дільше 300 мм.

При наявності декількох систем мастильного масла (для розподільного валу, клапанних коромисел і т.п.) індивідуальний сигнал АПС повинен бути передбачений для кожної системи.

Зниження навантаження не потрібно, якщо охолоджуючою рідиною є циркуляційне масло.

При неможливості, через конструкції двигуна, здійснення контролю потоку рідини, яка охолоджує поршні, допускається прийняття альтернативних мір контролю теплового стану поршнів.

При наявності загального для всіх циліндрових втулок охолоджувача без індивідуальних запірних клапанів.

При використанні охолоджуючої води у теплообмінних апаратах палива і мастильного масла.

Потребується при використанні установок з двопаливними (газ — рідке паливо) двигунами.

5.1.2 Автоматизовані компресорні установки

Системи стисненого повітря повинні мати устрої для автоматичного видалення (продування) води і масла.

Автоматизовані компресорні установки повинні мати ручний дистанційний і автоматичний режими роботи.

В автоматичному режимі у повітрянагнітачах повинний підтримуватись номінальний тиск стисненого повітря таким чином, щоб:

1. при зниженні тиску повітря до завчасно встановленого значення, наприклад, 90%, відбувався автоматичний пуск раніше вибраного компресора і його автоматичне відключення по досягненню тиску повітря, яке дорівнює номінальному;

2. у випадку інтенсивної витрати подальшого зниження тиску повітря, наприклад, до 80%, відбувався автоматичний пуск другого, який знаходиться в автоматичному режимі компресору, і обидва компресори продовжували б працювати до досягнення номінального тиску.

Інша логіка роботи автоматизованих компресорів (табл. 7.1) підлягає спеціальному розгляданню Регістром.

Параметри автоматизованих компресорних установок, які контролюються, місця заміру, граничні значення параметрів і види автоматичного захисту і індикації параметрів.

Таблиця 5.1 Автоматизовані компресорні установки

№ п/п	Контрольований параметр	Індикація, АПС	Автоматичний захист
1	Тиск мастильного масла на вході у компресор	—	+
2	Поток охолоджуючого середовища на виході з компресора	—	
3	Температура повітря за охолоджувачем	—	
4	Тиск пускового повітря на виході повітряного балону		+
5	Тиск повітря систем управління		+

Умовні позначення:

дистанційна індикація;

- + сигнал АПС при досягненні параметром верхнього граничного значення;
- сигнал АПС при досягненні параметром нижнього граничного значення;
- зупинка компресору.

Замість потоку допускається контролювати максимальне значення температури охолоджуючого середовища.

5.1.3 Автоматизовані насосні установки

При несправностях насосів, або при досягненні гранично припустимих відхилень параметрів у відповідальних установках система управління повинна автоматично вмикати резервні насоси і виконувати необхідні перемикання і установки. При цьому несправний насос повинен виводитись з експлуатації з подачею сигналу АПС тільки після запуску резервного насосу.

У насосів однакової потужності електрична схема повинна бути виконана таким чином, щоб будь який з них міг би бути використаний у якості основного насоса.

Ця вимога не розповсюджується на навішані насоси.

5.1.4 Автоматизовані осушувальні установки машинних приміщень

Відповідні осушувальні насоси повинні автоматично вмикатись в залежності від рівня води у лляльних колодязях. При цьому повинна бути передбачена індикація роботи насосів.

Повинен бути передбачений сигнал АПС, якщо після включення осушувальних насосів вони не зупиняються через визначений проміжок часу, тобто, рівень у колодязях не знижується.

Для сигналізації максимально припустимого рівня повинен бути встановлений окремий датчик, незалежний від датчиків, встановлених для управління осушувальними насосами.

Контрольовані параметри автоматизованих осушувальних установок, місця заміру і граничні значення параметрів приведені у табл. 7.2.

Таблиця 5.2 Автоматизовані осушувальні установки машинних приміщень

№ п/п	Контрольований параметр	АПС
1	Рівень у лляльних колодязях	
2	Аварійний рівень води в лляльних колодязях і тунелях валопроводів	
Умовні визначення: сигнал АПС при досягненні параметром нижнього граничного значення; сигнал АПС при досягненні параметром верхнього граничного значення. При дистанційному управлінні. Сигналізація виводиться у рульову рубку.		

5.1.5 Автоматизовані холодильні установки

Автоматизовані холодильні установки повинні відповідати вимогам „Холодильні установки”, а також забезпечувати автоматичну підтримку температури в охолоджувальних приміщеннях.

Повинна бути передбачена індикація про роботу, а також сигналізація про несправності автоматизованої холодильної установки.

Контролюючи параметри автоматизованих холодильних установок, їх граничні значення.

5.1.6 Устрої на ходовому містку

Повинен бути передбачений пост управління для дистанційного автоматизованого управління головними механізмами.

Повинно бути передбачено устрій АПС, яке повідомляє про несправності механічної установки у вигляді узагальнених або індивідуальних сигналів, у тому числі які вимагають не уповільненої зупинки головних механізмів, а також які вимагають зменшення потужності головних механізмів.

На ходовому містку повинні бути передбачені окремі сигнали: „Вода у машинному відділенні”; „Пожежа у машинному відділенні”; „Вихід зі строю системи АПС”, а також окремі сигнали „Граничний рівень концентрації газу у машинному відділенні”, якщо судно устатковане двопаливними (газ — рідке паливо) головними і/або допоміжними рушіями.

Повинна бути передбачена світлова сигналізація (Індикація) про квітування у машинному приміщенні.

5.1.7 Устрої в машинних приміщеннях

У місцевого посту управління головними механізмами повинно бути передбачене устаткування АПС і індикації по параметрам.

Устрої управління допоміжними механізмами (насосами, сепараторами, котельними установками, приводними двигунами генераторів) рекомендовано розміщувати поблизу місцевого посту управління головними механізмами.

Центральний пост управління, якщо він передбачений, повинен бути устаткований:

- устроями, вказаними в „Механічні установки”;
- пультом системи аварійного — попереджувальної сигналізації (АПС);
- устроями індикації режимів роботи механізмів і установок;
- відмикаючими устроями для топ очних устроїв котлів, інсинераторів, вентиляторів машинних приміщень, сепараторів, паливних і масло перекачувальних насосів.

По узгодженню з Регістром, центральний пост управління може бути розташований не в машинному приміщенні, і склад його устаткування, може бути змінений.

Якщо є закритий центральний пост управління, у ньому повинне бути передбачений устрій виклику персоналу з машинних приміщень.

В центральному посту управління повинні бути передбачені окремі сигнали:

„Вода в машинному приміщенні”;

„Пожежа у машинному приміщенні”, а також окремі сигнали „Граничний рівень концентрації газу у машинному приміщенні”, якщо судно устатковане двопаливними (газ — рідке паливо) головними і/або допоміжними двигунами.

5.1.8 Устрої у житлових приміщеннях механіків

У каютах механіків і у загальних приміщеннях, а також у місцях несіння вахти на стоянці повинні бути передбачені пристрої системи АПС, які повідомляють в узагальненому вигляді про несправності механічної установки, а також пристрої сигналізації.

Квінтирівання кожного сигналу на цих пристроях повинно приводити до відключення тільки звукового сигналу.

При наявності декількох кают може бути застосований перемикач пристроїв, для вибору відповідального (вахтового). Інші каютні пристрої при цьому відключаються.

5.2 Автоматизована система керування паливopодачею судновopазеля

При експлуатації суднових дизелів на важких паливах необхідні:

- жорсткі умови до підбору циліндрових масел і присадок до картерів масел;
- інтенсифікація охолодження розпилювачів форсунок ;
- забезпечення рівномірного прогріву деталей ПНВТ в період переведення дизеля з дизельного на важке паливо (якісна теплова ізоляція ПНВТ і трубопроводу високого тиску);
- збільшення зазорів в прецизійних плунжерних парах ПНВТ і голок в направляючих форсунок;
- забезпечення відведення витоків палива з ПНВТ і форсунок;
- надійний підігрів і регулювання в'язкості палива перед уприскуванням;
- обладнання трубопроводів високого тиску захисними кожухами (для запобігання ймовірності виникнення пожежі), з яких паливо при розриві паливopоводу відводиться в спеціальну цистерну;
- збільшення тиску в ПНВТ і відповідно зростання навантаження на його привід в залежності від довжини трубопроводу високого тиску на 20–40%;
- наявність пристрою зміни кута випередження подачі палива для досягнення показників робочого процесу дизеля, близьких до показників роботи дизеля на дизельному паливі (в першу чергу по економічності). При конструюванні ПНВТ слід передбачити можливість зміни кута випередження подачі без зупинки дизеля. Наприклад, в дизелях типу RLA, RTA фірми «Зульцер» впроваджена система регулювання кута випередження подачі палива VIT, яка забезпечує зменшення питомої витрати палива на 2–4% (залежно від в'язкості важкого палива і режиму роботи дизеля) безпосередньо під час його роботи.

З метою надійної роботи системи з боку наповнення ПНВТ передбачається безперервна циркуляція палива, яка дозволяє уникнути кидків тиску підкачки при змінних навантаженнях і зупинках, дизеля, не допускати охолодження палива в системі ПНВТ і забезпечувати рівномірне прогрівання плунжерних пар в процесі переключення дизеля з дизельного палива на важке, уникати застою пароповітряних бульбашок, що виникають в порожнинах наповнення ПНВТ.

Ефективне використання важких палив досягається за допомогою спеціальних розпилювачів, що мають збільшені діаметр отвору і кут розпилювання. Система охолодження форсунок при роботі на важкому паливі повинна передбачати переключення на підігрів. Наприклад, фірма «Пілстік» для задовільної експлуатації своїх дизелів РС-2 на паливі в'язкістю 600 мм²/с рекомендує з метою зниження в'язкості палива до 15–17 мм²/с температуру 130–135 °С на вході

в ПНВТ, а тиск подачі палива до ПНВТ не нижче 0,4 МПа. Діаметр отворів розпилювачів повинен становити 0,55 мм для дизелів РС-3 і 0,99 мм для дизелів РС-4.

Застосування сепарування в даний час – найефективніший метод очищення важких палив, фільтрацію слід розглядати як додатковий метод очищення палив. Щоб підвищити ефективність очищення важких палив на борту судна навіть для сепараторів з системою самоочищення, потрібно додаткове очищення сепараторів вручну.

Перспективно електронне управління уприскуванням, при якому регулювання піддаються момент початку впорскування, середній тиск уприскування і зміна тиску в процесі уприскування. Так як величина N_e пропорційна добутку частоти обертання, тривалості уприскування і тиску палива, то введення цих величин в програму роботи електронного регулятора дозволяє оптимізувати по де будь-який режим дизеля.

При електронному управлінні можна обійтися однією форсункою з тим же перетином каналів розпилювача форсунки при різних навантаженнях дизеля для отримання мінімумів де поді як при традиційному механічному уприскуванні досягнення мінімумів на повному і на часткових навантаженнях можливо тільки з двома форсунками.

Електронне управління забезпечує можливість оптимізації де при зміні атмосферних умов шляхом регулювання кута випередження впорскування і підтримки цим сталості P_z .

Оптимізація індикаторного процесу у всьому діапазоні робочих режимів дизеля можлива в акумуляторної паливної системи фірм MAN і «BOSH» (рис. 7.1) з електронним управлінням.

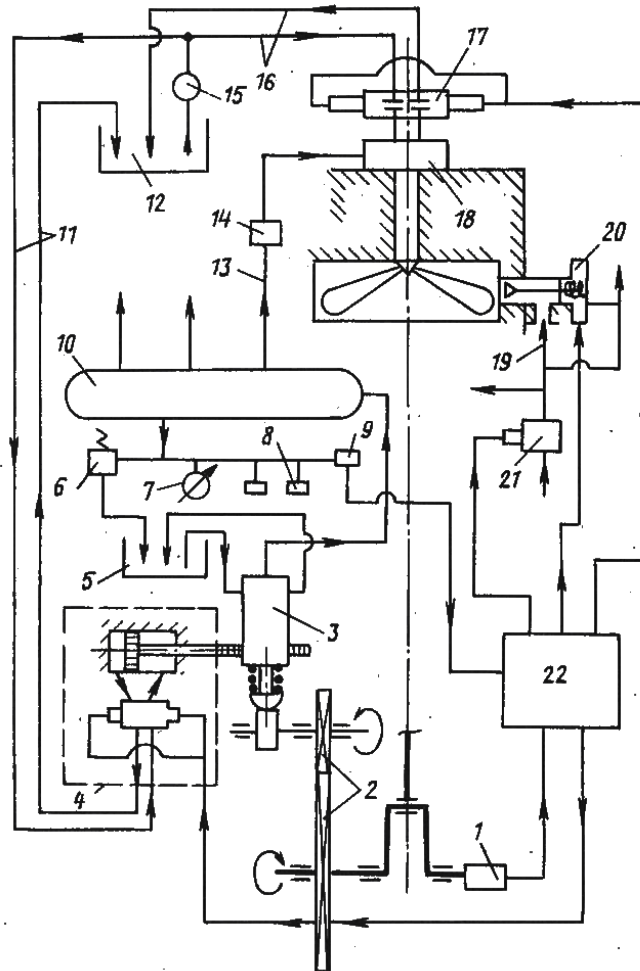


Рисунок 5.1 Принципова схема акумуляторної паливної системи з електронним управлінням

1 – керуючий пристрій; 2 – редукторна передача; 3 – ПНВТ; 4 – електрогідравлічний позиціонер; 5 – чергова цистерна; 6 – запобіжний клапан; 7 – дистанційний манометр; 8 – перемикачі; 9 – датчик реєстрації поточного тиску в акумуляторі; 10 – акумулятор, загальний для всіх циліндрів; 11 – трубопроводи до позиціонера; 12 – масляний бак, обслуговуючий сервомотори; 13 – трубопроводи від акумулятора до форсунок; 14 – швидкодіючі запірні клапани; 15 – гідроагрегат; 16 – трубопроводи; 17 – керуючий сервоклапан; 18 – форсунка; 19 – пусковий трубопровід; 20 – пусковий клапан; 21 – головний маневровий клапан; 22 – електронний контролер – керуючий логічний пристрій.

Електронний контролер всієї системи є мікрокомп'ютерним комплексом, переробним все вхідні в нього сигнали і контролюючим задану послідовність операцій при пуску, реверсі та роботі дизеля. Він також виконує функції регулятора частоти обертання у всьому діапазоні експлуатаційних режимів. Функції дозуючого приладу здійснює форсунка з встановленим на її корпусі сервоклапанів, які мають електрогідравлічний виконавчий механізм (рис. 7.2).

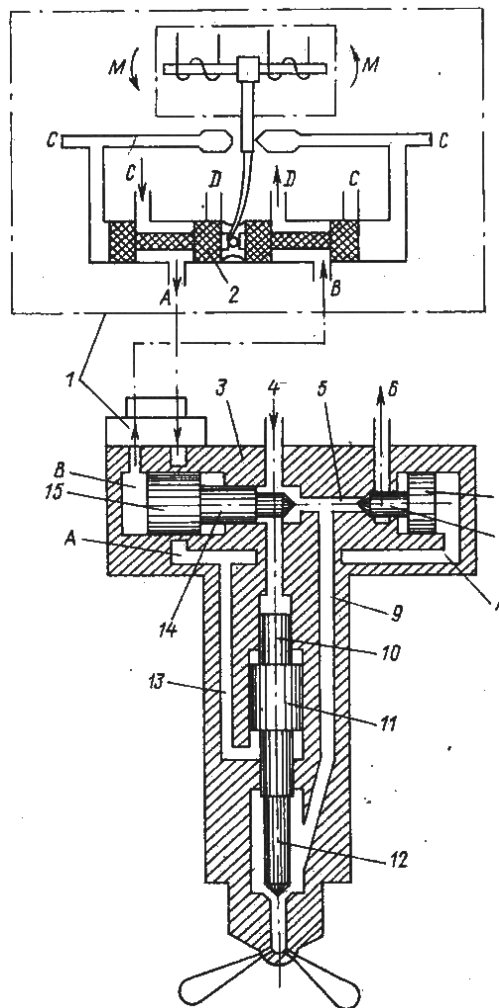


Рисунок 5.2. Дозуючий пристрій акумуляторної системи з електронним управлінням:
 1 – сервоклапан форсунки; 2 – золотник; 3 – корпус форсунки; 4 – центральний канал форсунки, пов'язаний з акумуляторами; 5, 6 – розвантажувальні отвори остаточного тиску палива; 7, 8 – диференціальні клапани зняття тиску серворідини; 9 – паливopідводячий канал; 10, 11 – диференціальні поршні голки; 12 – голка форсунки; 13 – паливний канал; 14, 15 – диференціальні клапани; А, В, С – перепускні масляні канали.

5.3 Розробка програми (методики) випробувань допоміжного дизель-генератора 7L35/44DF

5.3.1 Загальні положення

Приймально-здавальні випробування проводяться з метою перевірки якості виконаних робіт із ремонту, модернізації та для вперше установлених механізмів, систем, устаткування і пристроїв, а також ухвалення рішення про прийняття судна в експлуатацію.

Приймально-здавальні випробування проводяться за спеціально розробленою програмою за наступними етапами [43]:

- 1) швартовні випробування суднового устаткування і випробування устаткування за ходовими характеристиками на акваторії підприємства із застосуванням імітаційних методів;
- 2) ревізія механізмів;
- 3) контрольний вихід в море.

Підготовка та проведення випробувань механізмів, суднових пристроїв, систем і устаткування проводяться відповідно до описів та інструкцій з їхнього обслуговування, методичних вказівок до проведення випробувань і вимог морського класифікаційного товариства.

Перед початком випробувань усі штатні контрольно-вимірювальні прилади повинні бути перевірені відповідно до ГОСТ 8.513–84 і мати клеймо держперевірельника.

Швартовні випробування починаються після закінчення ремонтних робіт і закриття пунктів ремонтної відомості. Устаткування, яке в процесі випробувань перевіряється тільки при роботі за прямим призначенням, тобто для якого не передбачені спеціальні режими і перевірки на швартовних, перевіряються на відповідність технічних характеристик і приймаються остаточно.

У період випробувань здійснюється загальне спостереження за станом конструкції корпусу і устаткування, а також за дією за прямим призначенням механізмів, пристроїв, трубопроводів, систем, апаратів, приладів, харчоблоків, лазні, душових, гальюнів, рангоутів, такелажу, освітлення та іншого устаткування судна.

Швартовні випробування устаткування і випробування із застосуванням імітаційних методів вважаються повністю закінченими, якщо всі розділи програми випробувань виконані в повному обсязі і усі механізми, системи, пристрої і устаткування судна випробувані на всіх режимах, передбачених програмою, прийняті по приналежності та оглянуті Регістром.

ДДГ випробовують спільно з обслуговуючими механізмами, апаратами, приладами, трубопроводами і електричними пристроями. Час режимів швартовних випробувань ДДГ повинен відповідати значенням, указаним у табл. 10.1. При цьому навантаження на ДДГ створюється навантажувальним пристроєм при номінальному $\cos\varphi = 0,8$. На відміну від усіх СДУ у дизель-генераторах додатково перевіряють дистанційне керування обертами з ГРЩ, а також захист генераторів при перевантаженні [24].

Таблиця 5.1 Режими швартовних випробувань дизельних установок, що працюють по навантажувальній характеристиці

Номер режиму	Потужність, % від номінальної	Час випробувань, годин, при потужності дизеля, кВт			
		до 150	151-750	751-4000	понад 4000
1	Холостий хід	0,5	0,5	0,5	0,5
2	25	0,5	0,5	0,5	0,5
3	50	0,5	0,5	0,5	0,5
4	75	0,5	0,5	0,5	0,5
5	100	1,0	3,0	4,0	6,0
6	110	0,5	1,0	1,0	1,0

Проводять і низку перевірок, пов'язаних із паралельною роботою генераторів. Включення дизель-генераторів у паралельну роботу здійснюють як через пристрій автоматичної синхронізації, так і за допомогою синхроскопа. При цьому перевіряють дію реле перевантаження і реле зворотної потужності кожного з паралельно працюючих генераторів відповідним підвищенням навантаження на генератор або дизель, можливість перекладу навантаження з одного ДДГ на інший і назад, статичну стійкість паралельної роботи дизель-генераторів і рівномірність розподілу активного і реактивного навантаження між ними при різній сумарній потужності, а також динамічну стійкість паралельної роботи дизель-генераторів і рівномірність розподілу навантаження між ними при різних накиданнях і скиданнях її. Під час випробувань по кожному ДДГ постійно фіксують напруження, силу струму, опір ізоляції генератора щодо корпусу до і після випробувань.

5.3.2 Випробування допоміжних дизель-генераторів

При випробуванні дизель-генераторів проводиться:

- 1) визначення можливої кількості пусків кожного підготовленого до дії дизель-генератора послідовно з подачею повітря, а також визначення мінімального тиску повітря, при якому можливий запуск двигуна;
- 2) триразова перевірка (на режимі холостого ходу) роботи регулятора граничного числа обертів двигунів;
- 3) перевірку захисту кожного дизель-генератора від перевантаження;
- 4) перевірку системи сигналізації та захисту кожного дизель-генератора;
- 5) вимірювання параметрів первинних двигунів дизель-генераторів проводиться при сталому тепловому режимі на 100 % навантаженні.

Щодо генераторної частини:

- 1) проводиться перевірка опору ізоляції обмоток генератора щодо корпусу в холодному і гарячому стані, який повинен бути в межах норм Регістру відповідно не менше 3 мОм і 1,0 мОм;
- 2) проводиться випробування дизель-генераторів на навантаження при $\cos\phi$, близькому до номінального, рівному 0,8, на режимах згідно табл. 10.2.
- 3) перевіряється перекладання навантаження з одного генератора на інший при 100 % навантаженні;

4) проводиться перевірка стійкої паралельної роботи, при цьому навантаження між ними повинне автоматично розподілятися з точністю $\pm 10\%$ від номінальної потужності кожного генератора при зміні сумарної потужності в межах від 20 % до 100 %;

Таблиця 5.2 Режими випробувань допоміжного дизель-генератора

Холостий хід	30 хв.
Навантаження 25 %	39 хв.
Навантаження 50 %	30 хв.
Навантаження 75 %	30 хв.
Навантаження 100 %	1 година
Навантаження 110 %	30 хв.

Примітка: Режим 100 % навантаження проводиться на автоматичному регулюванні.

5) проводиться перевірка роботи регуляторів обертів і системи самозбудження кожного дизель-генератора шляхом скидання і накидання навантаження.

Інтервал часу між накиданнями повинен бути не менше 5 с.

При скиданнях і накиданнях заміряється точність часу відновлення частоти.

Після випробувань проводиться вимірювання опору ізоляції обмоток генератора щодо корпусу в гарячому стані.

Висновок з розділу:

В розділі описано базові типи випробувань суднового обладнання та розроблено методику проведення випробувань допоміжного дизель генератора 7L35/44DF.

6. Технологічна розробка елементів СЕУ

6.1. Технічне обслуговування та ремонт сальника штока поршня

Капітальний ремонт сальника штока (рис 8.1) здійснюється штатним методом у зв'язку з демонтажем поршнів.

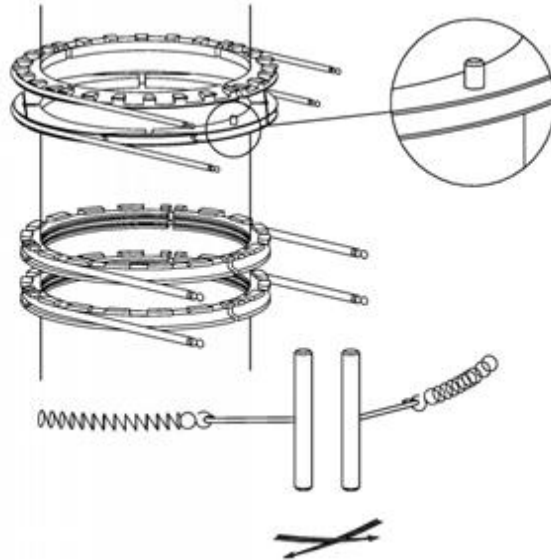


Рисунок 6.1 Роздирання кілець сальника

Під час таких ремонтів, поршень спирається на спеціальну підтримуючу підставку над одним із вирізів на верхній платформі.

Робота з сальником при цьому здійснюється з платформи нижче.

Змонтувати два монтажні-болти в фланці сальника, і зачепити на двох ланцюгах.

Підніміть сальник трохи вгору по штоку, і змонтувати робочий стіл навкруги штоку на відповідну робочу висоту.

Опустити сальник на робочий стіл (рис 8.3), і видалити снасті і монтажні болти.

Зняти кільце ущільнювача сальника. Якщо ущільнювальні кільця не пошкоджені і можуть бути використані знову, перемістити їх нагору по штоку і закріпити їх в такому положенні, наприклад, зі стрічкою.

Зняти заїки з сальника разом з болтами.

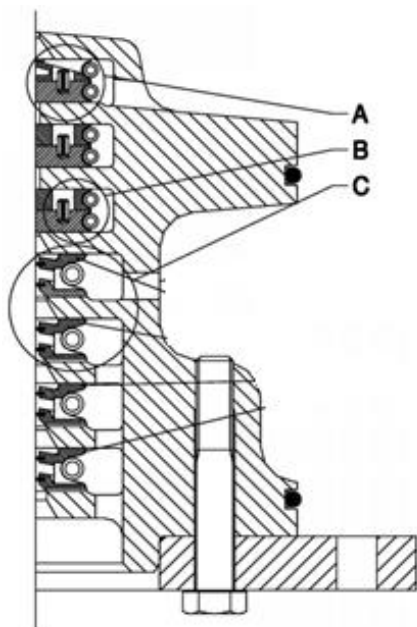
Виїміть шість болтів, і зняти одну половину сальника.

Змонтувати два монтажні болти на сальник і зняти другу половину з робочого столу.

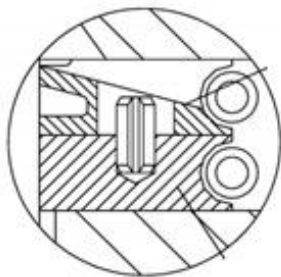
Видаліть залишившуся половину сальника.

Виміряйте зазор між кільцями сегментів і визначити, чи необхідна їх заміна.

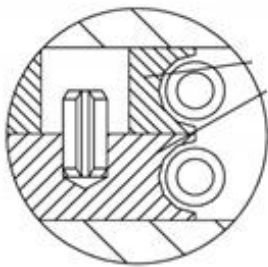
Демонтувати і скласти кільця в тому ж порядку, як при установці в сальник.



A



B



C

Рисунок 6.2 Розташування та конструкція кілець сальника

Ретельно очистіть всі сегменти кілець (рис 8.2).

Перевірити і оцінити якість поверхні ущільнювальних кілець. Якщо їх поверхні ковзання мають подряпини або сліди, замініть кільця.

Перевірте довжину пружини.

Перевірте поверхню штока. Якщо присутні невеликі поздовжні подряпини (викликані погано пристосованими кільцями сальника), ретельно відшліфувати поверхню штока дрібнозернистим карборундним каменем. У випадку зрубних подряпин, може виявитися необхідним, розрівняти поверхню в майстерні.

Очистити половинки сальника.

Змастити шток з дисульфідом молібдену (MoS_2).

Для правильної установки ущільнення і скребок-кільця ознайомитися з ескізом. Скребок-кільце в пазі №4, повинно бути без рельєфних пазів на нижній стороні.

Зберіть всю начинку на робочий стіл навколо штока, наступним чином:

Розмістити нижні сегментні кільця-скребки на робочий стіл.

Розмістити навесні круглі сегменти, і зачок разом.

Повторіть цю процедуру для решти кілець-скребок.

У верхній частині кільця, скласти два ущільнювальних кільця (кожне з яких складається з 4-х елементних кілець і 8-елементних кілець).

Зберіть 8-елементні кільця ущільнювача так, щоб дві основні поверхні розміщувалися контактною поверхнею догори, розмістити навесні круглі сегменти і, кінці навесного гаку разом.

Зберіть 4-елементне ущільнювальні кільця вище 8-елементних кілець ущільнювача. Стисніть два кільця разом таким чином, що напрямні штифти в нижньому ущільнювачому кільці

взаємодіяли з двома отворами у верхньому ущільнючому кільці (рис. 8.3).

Зібрати складові частини верхнього кільця (що складається з 4-х елементного кільця скредком і 8-елементного кільця ущільнювача).

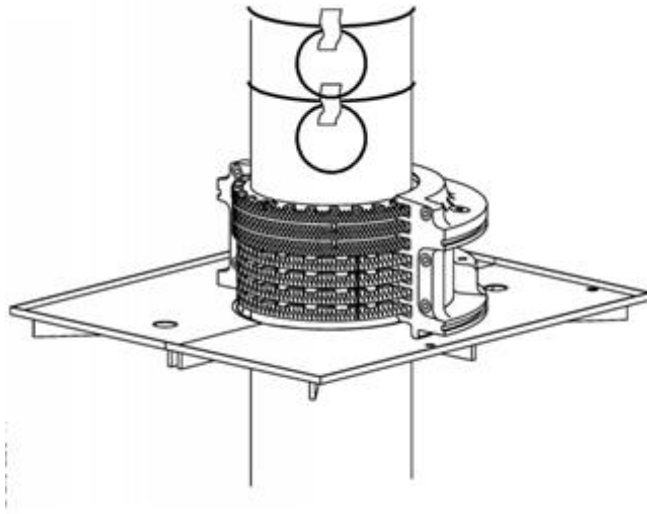


Рисунок. 6.3 Схема розташування монтажного столика з сальником

Візьміть половину сальник на робочий стіл для регулювання висоти всіх присутніх кілець на штоку, всі кільця повинні відповідати відповідним пазам в сальнику. Потім, стисніть половину сальника до контакту з поршневим штоком.

Перевірте зазор кілець знову.

Потім помістіть другу половину сальника на робочий стіл, підтискаючи його на місце круглого кільця. Змонтувати і затягнути болти встановлені з обертовим моментом, зазначеним на лист.

Встановити ущільнюючі кільця в канавки сальника.

Встановити монтажні болти і троси, і зняти сальник.

Видалити робочий стіл і опустити сальник в нижню частину штока (рис. 8.4).

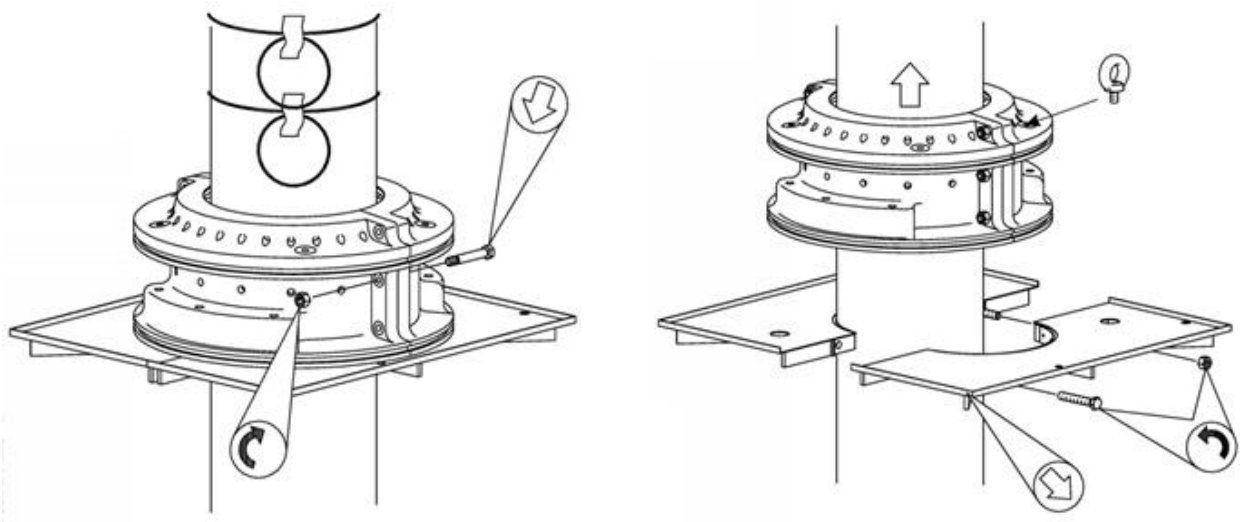


Рисунок 6.4 Зборка сальника і встановлення на робоче місце

Видалити трости і звинти.

6.2 Технологічний процес монтажу мінералізатора

6.2.1 Стислий опис механізму, що монтується

До складу апарату-мінералізатора входять:

- мінеральний бак;
- несуча балка;
- ущільнюючі прокладки;
- направляючі опори;
- нерухома плита;
- прижимна плита;
- стискаючі елементи кріплення.

Пластины і прокладки стиснуті в пакет і закріплені в рамі, утвореній плитами, балкою, опорою та елементами кріплення (шпильками або болтами з гайками). У пакеті пластин з стиснутими між ними прокладками створюються проточні канали. Вхід і вихід з цих каналів здійснюється через отвори, розміщені в корпусі. При наявності кільцевої прокладки навколо напроти розміщених отворів корпусу дисцилат переходить через канал, проходячи обробку з додавання мінералів. При відсутності кільцевої прокладки рідина проходить по каналу. Подача води в канали і відведення з них здійснюється через з'єднувальні патрубки або фланці.

6.2.2 Загальні технічні вимоги до монтажу мінералізатора

Під час монтажу мінералізатора необхідно керуватися документацією заводу-виробника, затвердженими технологічним процесом та монтажним кресленням.

Завантаження мінералізатора на судно слід здійснювати на попередньо підготовлений фундамент.

Перед завантаженням мінералізатора на судно представник відділу технічного контролю повинен перевірити наявність технічної документації зовнішнього приїмання.

Завантаження мінералізатора необхідно здійснювати за допомогою пристосувань у відповідності зі схемою строповки підприємства-постачальника або підприємства-будівельника.

Завантажувальні пристосування повинні виключати деформацію і обрив двигуна.

Завантаження мінералізатора необхідно здійснювати в період відсутності атмосферних опадів.

Після завантаження на судно мінералізатор до початку його монтажу не повинен бути розчохлений для запобігання від ушкоджень.

Кріплення мінералізатора до суднового фундаменту здійснюється на вирівнюючих шайбах.

Відхилення від горизонталі не повинне перевищувати 3 мм/м і 6 мм на всю довжину мінералізатора.

Перевірка щільності прилягання до фундаменту кріплення лап мінералізатора здійснюється щупом при незатягнутих болтах кріплення. Пластина щупа 0,5 мм не повинна проходити на 2/3 периметра лапи.

6.2.3 Розрахунок нерухомості змонтованого апарату

Після закріплення мінералізатора до суднового фундаменту необхідно перевірити його нерухомість від дії експлуатаційних навантажень, що здвигують апарат.

Навантаження, які виникають:

1) при зіткненнях, тобто в нестандартних ситуаціях, і враховуються коефіцієнтом перенавантаження $k_g = 1,8$

$$P_1 = m \cdot k_g \cdot g = 458 \cdot 1,8 \cdot 9,81 = 8087 \text{ Н,}$$

де m – маса механізму, кг;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення сили тяжіння;

2) при крені судна на кут до 45°

$$P_2 = m \cdot \cos 45^\circ \cdot g = 458 \cdot 0,707 \cdot 9,81 = 3177 \text{ Н,}$$

3) при хитах судна з періодом T , с, у залежності від проекції відстані l , см, між центром бази механізму та центром бази судна на площину мідель-шпангоута.

Навантаження визначається за формулою Шиманського

$$P_3 = \frac{4 \cdot m}{T^2} \cdot (0,008 \cdot l + 1,75) \cdot g = \frac{4 \cdot 458}{30^2} \cdot (0,008 \cdot 705 + 1,75) \cdot 9,81 = 1443 \text{ Н.}$$

Сумарне експлуатаційне навантаження $P_{\text{сум}}$

$$P_{\text{сум}} = \sqrt{P_1^2 + (P_2 + P_3)^2} = \sqrt{8087^2 + (3177 + 1443)^2} = 9314 \text{ Н.}$$

Сумарному експлуатаційному навантаженню $P_{\text{сум}}$ має протидіяти сила тертя $F_{\text{тер}}$, яка виникає в стикі "механізм-фундамент" від тиску маси m та осьового зусилля затягування болта $V_{\text{зат}}$.

Осьове зусилля затягування болта $V_{\text{зат}}$

$$V_{\text{зат}} = 0,8 \cdot \sigma_{\text{мек}} \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{бн}}^2}{4} = 0,8 \cdot 360 \cdot \frac{\pi \cdot 19^2}{4} = 81656 \text{ Н,}$$

де $\sigma_{\text{мек}} = 360 \text{ МПа}$ – межа текучості матеріалу (Ст45) болта;

$d_{\text{бн}} = 19 \text{ мм}$ – розмір шпильки по внутрішньому діаметру різьби.

Тоді сила тертя

$$F_{\text{тер}} = \left(V_{\text{зат}} + \frac{m \cdot g}{z} \right) \cdot \mu \cdot z = \left(81656 + \frac{458 \cdot 9,81}{3} \right) \cdot 0,3 \cdot 3 = 74838 \text{ Н,}$$

де $\mu = 0,3$ – коефіцієнт тертя в стикі "механізм-фундамент" (сталь по сталі);

$z = 3$ – кількість болтів, які закріплюють механізм до фундаменту.

Для компенсації припущень, прийнятих у розрахунку, та підвищення надійності нерухомості сила тертя має бути вдвічі більше сумарного експлуатаційного навантаження, тобто умову нерухомості можна записати у вигляді виразу

$$F_{\text{тер}} \geq 2 \cdot P_{\text{сум}} \quad \text{або} \quad 74838 \text{ Н} > 2 \cdot 9314 = 18628 \text{ Н}$$

Умова нерухомості дотримується.

6.2.4 Вимоги безпеки праці

При організації та проведенні робіт із монтажу повинні виконуватися вимоги ОСТ 5.0241-78 [32; 33].

До виконання робіт повинен допускатися виробничий персонал не молодше 18 років, що пройшов відповідне профілю виконуваних робіт навчання, атестацію та інструктаж із техніки безпеки, виробничої санітарії, протипожежної безпеки з реєстрацією у відповідному журналі під розпис і не має медичних протипоказань.

Виробничий персонал повинен бути забезпечений спецодягом, спецвзуттям і засобами індивідуального захисту відповідно до діючих галузевих норм.

При виконанні робіт повинні застосовуватися оснащення, пристосування та інструмент, які передбачені технологічною документацією та знаходиться в справному стані.

Освітленість, вентиляція, рівень шуму на робочих місцях монтажників повинні відповідати нормам.

Небезпечні місця проведення робіт повинні мати знаки безпеки згідно ГОСТ 12.4.026-76.

Завантаження механізмів, а також технологічного обладнання повинне здійснюватись відповідно до схем, вказаних у конструкторській документації та технологічних процесах.

Завантажувально-розвантажувальні роботи повинні виконуватися відповідно до ОСТ 5.0330-84.

При необхідності виконання робіт, пов'язаних з поєднанням професій, керівник роботи зобов'язаний проінструктувати робітників з питань техніки безпеки при виконанні цих робіт.

Переносні світильники повинні бути розраховані на напругу не більше 12 В і захищені запобіжними сітками, які повинні кріпитися тільки до корпусу світильника.

Приміщення, в яких виконуються монтажні роботи, повинні відповідати вимогам "Санітарних норм проектування промислових підприємств" (СН 245-71).

Робочі місця на судні, де застосовуються вогненебезпечні та легкозаймисті речовини і матеріали, а також проводяться роботи з нагріванням, повинні бути обладнані протипожежними засобами за вказівкою представників пожежної охорони підприємства. Одночасна робота в приміщеннях із застосуванням вогненебезпечних матеріалів і відкритого полум'я забороняється.

Адміністрація підприємства зобов'язана розробити інструкції згідно вимог безпеки праці при виконанні монтажних робіт стосовно місцевих умов, затвердити її у відповідному порядку, видати на руки працюючим і систематично контролювати виконання правил, наведених в інструкції.

6.2.5 Технологічний процес монтажу пластинчастого мінералізатора

Технологічний процес монтажу пластинчастого мінералізатора на вирівнюючих шайбах представлений нижче на технолого-нормувальних картах.

7 Висновок з розділу:

В розділі описано процес проведення ремонту та дефектації сальника штока поршня в суднових умовах. У другій частині розділу розроблено технологічний процес монтажу мінералізатора з розробкою технолого-нормувальних карт.

№ деталі	Кількість деталей	№ операції	З М І С Т О П Е Р А Ц І Й	Код інструменту та пристроїв	Технологічний процес		Сума
					Розряд робіт	Норма часу	
1	2	3	4	5	6	7	8
		1	Ознайомитися з технічною документацією: кресленнями і технологічним процесом. Підготувати інструменти, пристосування і доставити їх до місця монтажу.		1/3	1,0	
		2	Перевірити стан опорних поверхонь фундаменту на відповідність технічним вимогам. Розмітити на фундаменті осьову лінію та місце розташування опорних лап мінералізатора.	Набор пластин щупа, лінійка, рисувалка слюсарна	1/3 1/2	1,5	
		3	Обробити на фундаменті місця розташування опорних лап. Пластина щупа товщиною 0,5 мм не повинна проходити між поверхнею фундаменту й контрольною плитою	Турбінка, набор пластин щупа	1/3 1/2	3,5 1	
		4	Здати обробку фундаменту ВТК.		1/3	0,5	
		5	Звільнити мінералізатор від пакувальної тари. Розконсервувати опорні поверхні та виготовити шаблон розміщення отворів у лапах мінералізатора.		1/3 1/2	1,5	
		6	Виконати розмітку отворів на фундаменті мінералізатора по шаблону. Просвердлити у фундаменті 3 отвори $\phi 21$ мм. Зачистити задирки.	Керн, пневматична дріль, свердло	1/3 1/2	3,5	
		7	За допомогою крану і талів завантажити мінералізатор на судно та встановити на фундамент по отворах у лапах мінералізатора.	Кран, талі, стропи	1/3 1/2	2,3	

ТЕХНОЛОГІЧНА КАРТА

[illegible]

ТЕХНОЛОГІЧНА КАРТА

6.3. Системи діагностування двигунів та їх окремих вузлів; розробка засобу діагностування складу мастила та пристроїв її проведення

Визначення в'язкості. Віскозиметр універсальний (ВУ) входить до складу обладнання суднової лабораторії СК/ЛАМТ і визначає в'язкість масла в умовних градусах – ° ВУ. Умовною в'язкістю називають відношення часу закінчення 200 мл випробуваного нафтопродукту при температурі випробування t до часу закінчення 200 мл дистильованої води при температурі 20 °С, що є постійною величиною (водним числом приладу).

Віскомер (Viscomar, фірма «Перолін») – автоматичний аналізатор в'язкості по швидкості опускання кульки в пробі масла.

Флостік (Flostik, фірма «ВР») – якісний аналізатор в'язкості в порівнянні зі свіжим маслом.

Віскозиметр ВЦ (ЦНИИМФ). Порівняльний аналіз з свіжим маслом, тарування у відсотках. Похибка $\pm 2\%$.

Наявність води. Індикатор води в маслі (ІВМ) призначений для визначення води в маслах і паливах в діапазоні 0 ... 3%. Чутливість 0,05%, похибка $\pm 4\%$, маса 0,9 кг. Принцип дії приладу заснований на зміні тиску в посудині з пробю нафтопродукту при реакції води з порошком гідриду кальцію внаслідок виділення водню (тиск 0 ... 0,2 МПа).

У корпус 1 індикатора (рис. 7.3), що має дві таровані виточки, наливають пробу масла (палива) до верхнього рівня нижньої виточки 2, що відповідає 5 мл пробю. Потім додають в якості розчинника зневоднений газ до верхнього рівня верхньої виточки 3, що буде відповідати 15 мл розчинника. В якості розчинника застосовується авіаційний газ.

У корпус 1 вставляють перфорований циліндр 4, в який насипають з ампули порошок гідриду кальцію (в ампулі міститься 0,95 г CaH_2). Закривають посудину кришкою 5 з манометром 6. При цьому з судини через проріз 9 виходить частина повітря (необхідно звернути увагу, на наявність у приладі прокладок 7 і 8). Потім протягом 2 хв похитують індикатор на 90° від вертикальної осі таким чином, щоб манометр не опинився нижче корпусу. Через 15 хв знімають показання з манометра і за графіком (рис. 7.4) визначають процентний вміст води H_2O в маслі (паливі).

Якщо вміст води в нафтопродукті більше 1,5%, досвід припиняють і в прилад заливають 2,5 мл випробуваного масла (палива) до кільцевої проточки 11, і розчинника 20 мл – до кільцевої проточки 10 на корпусі. Далі повторюють визначення і свідчення, отримані за графіком, помножують на два. Можливо визначення води в нафтопродукті при вмісті в ньому води більше 3%. Для цього в посудину заливають 1 мл нафтопродукту і 20 мл розчинника і показання за графіком збільшують в 5 разів.

Порошок гідриду кальцію готують помелом гранул до 1 ... 10 мкм. За допомогою спеціального фасувального пристрою заповнюють пробірки з дроту ($\varnothing 10$... 11 мм, довжиною 70 мм).

Прилад Toetic складається з посудини, в якій піпеткою заливають 5 мл пробю масла (палива) і 15 мл реагенту А (зневодненого газу). Потім у спеціальну ванночку подають 15 крапель реагенту В. Ванночку за допомогою пінцета обережно опускають в посудину з пробю масла. Потім

посудину закривають кришкою з манометром, зградуїованим у відсотках вмісту води. Далі протягом 2 хв прилад похитують щодо його вертикальної осі і через 10 хв знімають показання.

Прилад постійного контролю води в маслі SWM фірми «Сурва Уотер Монітор Траїдінг» заснований на визначенні води в пробі масла, періодично відбирає (кожні 10 хв) з потоку масла в системі дизеля. З пробі масла, що підігрівається в приладі до 130°C , випаровується вода, потім конденсується і конденсат потрапляє на лічильний пристрій числа випали крапель. Обчислювальний пристрій визначає відсоток вмісту води в маслі. Прилад має сигнальний пристрій. Межі вимірювання 0 ... 4,3%, чутливість 0,1%.

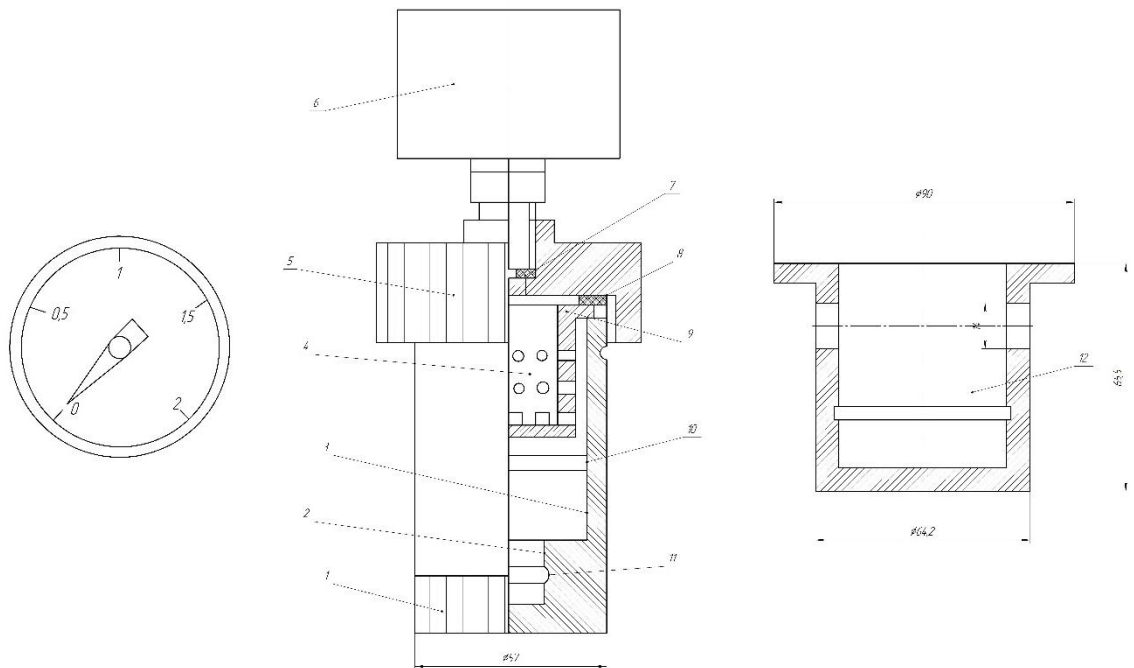


Рисунок 6.3 Індикатор води в маслі IBM і загального лужного числа ІЛЧ:

1 – корпус приладу; 2 – нижня циліндрична виточка; 3 – верхня циліндрична виточка; 4 – циліндрична посудина для IBM; 5 – кришка; 6 – манометр; 7 і 8 – прокладки; 9 – проріз; 10 і 11 – кільцеві проточки; 12 – циліндрична посудина для ІЛЧ.

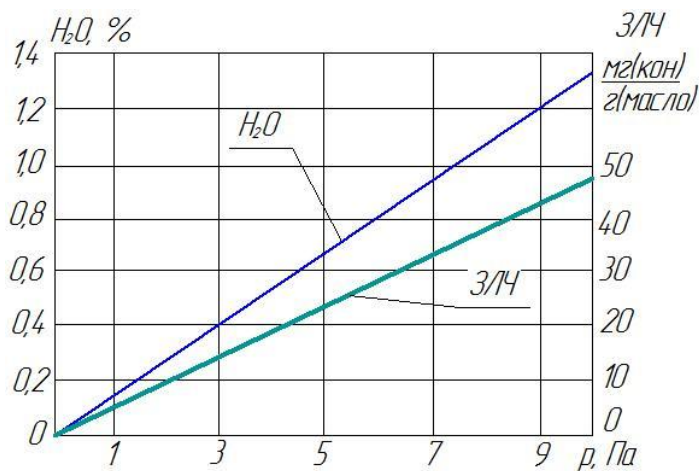


Рисунок 6.4 Залежність тиску в приладі IBM і ІЛЧ від вмісту води в маслі і загального лужного числа (ЗЛЧ)

Прилад постійного контролю води в маслі PPM100 фірми «Трайдекс Мерін Екутшент» заснований на визначенні води в пробі масла, відібраної кожні 5 хв з масляної системи дизеля. Проба масла нагрівається до 120 °С, вимірюється тиск парів води, його призначення та пропорційно відсотку вмісту води в маслі. Прилад визнання Норвезьким класифікаційним товариством Норске Верімас. Межі виміру 0,001 ... 3%, похибка ± 0,5.

Визначення загального лужного числа (ЗЛЧ). Для визначення використовується прилад ІКМ, що представляє модифікацію приладу ІВМ. Спосіб визначення в діапазоні 2...70 мг КОН/г масла. У посудину індикатора ІВМ (див. рис. 7.3) наливають частину проби масла (5 мл). Потім додають в якості розчинника зневоднений гас (15 мл). Доливають ще 5 мл масла. Далі вставляють у посудину склянку, в яку наливають 10 мл розчину щавлевої кислоти. Закривають посудину кришкою 5 з манометром 6, протягом 1 хв похитують індикатор на 90 ° від вертикальної осі, по закінченні 1 хв знімають показання з манометра і за графіком (див. рис. 7.4) визначають лужне число в пробі масла (мг КОН / г масла). В якості реактиву використовується насичений розчин щавлевої кислоти $C_2H_2O_4$ марки «Ч» в гідролізним спирті (35 г кислоти на 100 мл спирту).

Визначення густини масла. Густина визначається за допомогою нефтоденсиметрів з вбудованими термометрами, які мають наступні межі вимірів: 0,70 ... 0,76; 0,76... 0,82; 0,82 ... 0,88; 0,88 ... 0,94; 0,94 ... 1,00, або нефтоденсиметрами з межами вимірювань: 0,75 .. 0,83; 0,83...0,91; 0,91 ... 0,99. Густина масел відноситься до нормальної температури 20 °С і до густини води при температурі 4 °С, прийнятої за одиницю.

Таблиця 6.3 Браковочні показники якості масла для дизелів (по РД 31.27.44–91)

Показник	Спосіб визначення		Бракувальні значення
	Лабораторний	Судовий	
Кінематична в'язкість	ГОСТ 33–82	Флостік, віскозиметр ВУ, віскозиметр ВЦ ЦНИИМФ	При роздавленні паливом: –20% в'язкості свіжого масла При відсутності в маслі палива: + 30% в'язкості свіжого масла
Зміст нерозчинного осаду	ГОСТ 4333—87	— Краплинна проба (хроматографічний метод)	Вище 1% по масі для крейцкопфних дизелів Вище 2,5% по масі для головних середньооборотних дизелів. Вище 3,5% по масі для допоміжних дизелів Колір плями чорний, блискучий, розмір плями близький до розміру нанесеної краплі олії, навколо плями відсутня зони дифузії
Температура спалаху у відкритому тиглі	ГОСТ 4333—87	СКЛАМТ	Нижче 170 °С

Лужне число (TBI)	ГОСТ 11362—76	ІКМ, TBN—TEC	Менше 1 мг КОН / г лужного числа свіжого масла в циркуляційних системах мастила крейцкопфних двигунів; менше 10 мг КОН / г масла в циркулюючій мастильній системі головних СОД; менше 8 мг КОН / г масла – для мастильних систем допоміжних двигунів
Кислотне число Продовження табл. 6.4	ГОСТ 11362—76	СК/ЛМТ	>2 мг КОН/г масла
Вміст палива	ГОСТ 2478—74	—	>5%
Вміст води	ГОСТ 2477—65	ІКМ (ІВМ)	>0,5 % (для бадитових підшипників допускається до 1%, з свинцевої бронзи до 0,3%)

Для визначення густини рекомендується використовувати індикатор густини та нерозчинного осаду.

Таблиця 6.4 Зв'язок несправностей дизеля з показниками якості масла

Несправність	Зміна показників якості масла
Значний прорив газів картер	Різка збільшення в'язкості і високий вміст нерозчинного осаду.
Неповне згоряння палива	Різка збільшення в'язкості; потемніння центрального ядра і скорочення зони дифузії в крапельній пробі
Погано працюють масляні фільтри; погано працює повітряний фільтр; місцевий перегрів масла	Різка збільшення в'язкості; масляна пляма коричневого кольору; підвищений вміст Si в маслі
Попадання палива з в'язкістю більшою, ніж у маслі	Різка збільшення в'язкості; велика різниця нерозчинного в толуолі і бензині осаду; різка зміна щільності
Попадання палива з в'язкістю меншою, ніж у масла	Різка зниження в'язкості і зниження температури спалаху
Погано відрегульований сепаратор, тексти масляного холодильника, нещільність системи охолодження циліндра	Підвищення вмісту води; зниження загального лужного числа
Використання палив з великим вмістом сірки; погана регулювання температури охолодження	Зниження загального лужного числа

Визначення наявності та змісту механічних домішок. У суднових умовах наявність і вміст механічних домішок визначається по плямі краплі масла на фільтрувальному папері або пластинах для тонкошарової хроматографії. Для аналізу крапля ретельно перемішаного масла наноситься на фільтрувальний папір, після чого вигляд плями, і краплі що всмокталась в папір порівнюється з еталонними масляними.

Визначення температури спалаху. У суднових умовах температуру спалаху визначають у лабораторії у відкритому тиглі. У діапазоні температур 12 ... 300 °C випробування проводять в закритому тиглі напівавтоматичним приладом АТВ-1.

Визначення аерації масла. Аерацією масла називається захоплення потоком масла повітря і перетворення масла в стисливу повітряно-масні емульсію. За ступенем аерації масла можна судити про правильність розташування зливних і прийомних отворів в картері, підсосі повітря через негустини і т. д. Аерація масла порушує роботу підшипників і масляних насосів, призводить до негативних явищ і підвищеної вібрації. Ступінь аерації масла встановлюють за ступенем зниження рівня відібраної проби аерованого масла в мірній посудині після відстоювання протягом 4 з. Визначення вмісту палива в маслі. Методика визначення заснована на зниженні в'язкості і поверхневого натягу масла, що відбуваються в результаті попадання в нього палива. Пониження в'язкості визначається за часом відірання краплі масла, нанесеної на фільтрувальний папір. Для виконання аналізу спочатку готують еталонні суміші, що складаються з масла, вживаного в суднових двигунах з вмістом в них 0,3, 5, 10 і 15% палива. За допомогою капілярної трубочки краплі еталонних сумішей наносять на фільтр «біла стрічка». Час відірання суміші в папір фіксують за моментом повного зникнення блискучої поверхні краплі. За отриманими даними будують калібрувальний графік. Потім аналогічним чином встановлюють час відірання краплі досліджуваного масла і по каліброване графіком визначають вміст палива в маслі.

Бракувальні показники масел, вживаних в суднових транспортних засобах (СТЗ), і зв'язок показників з несправностями. Бракувальні показники для масел, що застосовуються в суднових дизелях, наведено в табл. 6.1, зв'язок несправностей дизелів з показниками масел – в табл. 8.2, бракувальні показники масел для паротурбінних установок (ПТУ), ДВЗ та газопаротурбінних установок (ГПТУ) – в табл. 6.3. Несправності двигуна пов'язані з показниками якості масла наступним чином. При недостатньому ущільненні масляних порожнин (при виробленні ущільнень) можливе попадання продуктів згорання в масляні порожнини, що приводять до швидкого потемніння масла і зміни його в'язкості. Частинки вуглецю з продуктів згорання є центрами новоутворення, що викликають утворення на гарячих частинах підшипників плівки товщиною, 1 ... 1,5 мм, позіршує охолодження останньої. Зростання в'язкості призводить до збільшення температури підшипників.

Підвищений вміст води в маслі свідчить про неякісну сепарації масла. Зміна характеристик масел ДВЗ пов'язані: зростання кислотного числа – перегрів підшипників; підвищений вміст води – погана настройка сепараторів, запотівання редуктора; збільшення вмісту домішок – пошкодження підшипників.

Таблиця 6.5. Бракувальні показники якості масел при експлуатації суднових ПТУ, ДВЗ та ГПТУ

Показник	Тп 46	Тп 46 з олеїновою кислотою	Тп 46 с В 15/41	Масло для суднових газових турбін
В'язкість при 50 °C, сСт, вище	58	58	58	12,14
Кислотне число мг КОН на 1 г масла, вище	0,3	1	0,3	0,12
Температура спалаху, °C, ниже	185	210	210	125
Вміст води, %, вище	0,2	0,2	0,2	0,1

Висновок: Представлені вище положення по автоматизації елементів суднової енергетичної установки для суден у символі класу AUT 1, повністю відповідають тому устаткуванню, яке встановлено на танкері, представленому у дипломному проекті. Тому, клас автоматизації танкера, який побудований під наглядом класифікаційного загалу, відповідає класу автоматизації AUT 1. Також представлено інформацію щодо діагностування стану енергетичного обладнання за вмістом відпрацьованого масла.

7. Оцінка ефективності проведеної модернізації СЕУ

7.1 Загальні положення

Мета економічного обґрунтування інженерних рішень, прийнятих при проектуванні суднової енергетичної установки – встановлення доцільності їїнього здійснення і ступеню впливу на економічну ефективність прийнятих технічних рішень.

У даному розділі дається економічна оцінка модернізації енергетичної установки танкера.

За базу порівняння приймаємо судно-прототип.

Техніко-економічне обґрунтування проведеної у дипломному проекті модернізації СЕУ виконується на підставі методичних вказівок, розроблених на кафедрі СМЕ ХФ НУК.

У зв'язку з тим, що в проекті модернізації СЕУ розрахунки базуються тільки на зіставленні СЕУ базового судна і СЕУ після модернізації обсяг розрахунків значно скорочуються, оскільки немає потреби враховувати дані в цілому по судну (корпус, суднові пристрої, тощо).

Вибір вихідних даних до техніко-економічного обґрунтування модернізації СЕУ здійснено у табл. 7.1 та 7.2, а розрахунки наведені у табл. 7.3.

Таблиця 7.1. Вибір та обґрунтування вихідних даних для розрахунків по устаткуванню, яке демонтується та встановлюється в процесі модернізації СЕУ

№ п/п	Найменування устаткування та його характеристика	Позначення	Одиниці вимірювання	Джерело	Базове судно	Після модернізації
Головний двигун	Марка	–	–	Розділ II ДП	2x6S70ME-C8	2x7G60ME-C9.5-GI
	Потужність	N_E^E	кВт	Розділ II ДП	16500	17012
	Частота обертання колінчастого вала	n	хв ⁻¹	Розділ II ДП	91	95
	Питома витрата умовного палива	$g_E^{ГД}$	кг/(кВт.годину)	Розділ II ДП	0,166	0,1648
	Питома витрата циркуляційного масла	$g_{ЦМ}^{ГД}$	кг/(кВт.годину)	Розділ II ДП	0,0012	0,0005
	Питома витрата циліндрового (лудрікаторного) масла	$g_{ЛМ}^{ГД}$	кг/(кВт.годину)	Розділ II ДП	0,0009	0,00082
	Вартість двигуна	$Ц_{ГД}$	у.о.	[45]	1800000	2700000
	Марка високов'язкого палива (ВВП)	RNK	–	[45]	RNK ($\rho=991$ кг/м³)	
	Марка малов'язкого палива (МВП)	ГОСТ 305-82	–	[45]	«Л»	
	Вартість ВВП	$Ц_{ВВП}$	тис. у.о./т	[45]	0,80	
	Вартість МВП	$Ц_{МВП}$	тис. у.о./т	[45]	1,30	
	Вартість циркуляційного масла	$Ц_{ЦМ}$	тис. у.о./т	[45]	4	

№ п/п	Найменування устаткування та його характеристика	Позначення	Одиниці вимірювання	Джерело	Базове судно	Після модернізації
	Вартість циліндрового (лудрикатного) масла	$\mathcal{L}_{LM}$	тис. у.о./т	[45]	6,4	
Допоміжний дизель-генератор	Марка первинного двигуна дизель-генераторів	–	–	Розділ 3 ДП	7L32/40	7L35/44DF
	Електрична потужність дизель-генераторів та їх кількість	P	кВт	Розділ 3 ДП	5 x 3325	5 x 3445
	Потужність первинного двигуна у складі дизель-генератора	$N_E^{ДД}$	кВт	Розділ 3 ДП	5 x 3500	5 x 3570
	Питома витрата умовного палива	$g_E^{ДД}$	кг/(кВт.годину)	[13]	0,178	0,1755
	Питома витрата циркуляційного масла	$g_{MC}^{ДД}$	кг/(кВт.годину)	[13]	0,004	0,001
	Вартість дизель-генератора	$\mathcal{L}_{ДДГ}$	у.о.	[45]	5 x 400000	5 x 450000
	Навантаження електричної станції на ходовому режимі	P_X	кВт	Розділ 3 ДП	14000	13780
	Навантаження електростанції на стоянці з вантажними операціями	P_{CT1}	кВт	Розділ 3 ДП	10500	10335
	Навантаження електростанції на стоянці без вантажних операцій	P_{CT2}	кВт	Розділ 3 ДП	7000	6890
	ККД електричних генераторів	η_G	–	[13]	0,95	0,95
Допоміжний котел	Марка	–	–	Розділ 3 ДП	2 x Ocean OF-V-WSP-7/7	2 x OS-TCi 7/0.7
	Тиск	P_S	МПа	Розділ 3 ДП	0,7	0,7
	Температура пари	t_S	°C	Розділ 3 ДП	–	160
	Годинна витрата палива допоміжним котлом	$g_{ВВП}^{ДК}$	кг/годину	Розділ 3 ДП	500	450

Продовження табл. 7.1

№ п/п	Найменування устаткування та його характеристика	Позначення	Одиниці вимірювання	Джерело	Базове судно	Після модернізації
	Вартість допоміжного котла	$\mathcal{L}_{DK}$	у.о.	не змінюється	110000	110000
Утилізаційний парогенератор	Марка	-	-	Розділ 3 ДП	Saake	XS-2V
	Тиск	P_s	МПа	Розділ 3 ДП	0,7	0.7
	Температура пари	t_s	°C	Розділ 3 ДП	258	260
	Вартість утилізаційного парогенератора	$\mathcal{L}_{UK}$	у.о.	не змінюється	60000	60000
Опріснювальна установка	Марка	-	-	Розділ 3 ДП	DPU-36-C100	DPU2-36-C100
	Продуктивність	G_{oy}	т/добу	Розділ 3 ДП	40	45
	Вартість	$\mathcal{L}_{oy}$	у.о.	не змінюється	50000	50000

Таблиця 7.1 Вихідні дані, пов'язані з особливостями судна та умовами його експлуатації

	Найменування	Позначення	Одиниця вимірювання	Джерело	Числове значення	
					до модернізації	після модернізації
1	Водотонажність судна	D	тис. т.	Розділ I	105.5	
2	Дедвейт судна	D_w	тис. т.	Розділ I	120.5	
3	Вантажопідйомність судна	$P_{вп}$	тис. т.	Розділ I	102	
4	Експлуатаційна швидкість ходу судна	V_S^E	вуз.	Розділ I	20	20.2
5	Довжина рейсової лінії	l_P	милі	Розділ I	7000	
6	Час стоянки судна з вантажними операціями	T_{CT1}	дід	[45]	10	
7	Час стоянки судна без вантажних операцій	T_{CT1}	дід	[45]	1,5	
8	Тривалість маневрів	T_{MAN}	дід	[45]	0,25	
9	Питома фрахтова ставка	$\left(\overline{\Phi C}\right)$	у.о./т.милі	[45]	20	
10	Нижча теплота згоряння палива	Q_H	кДж/кг	Для палива RNK	39000	
11	Середньоексплуатаційна кількість робочих дід за рік	n_{CE}	дід/рік	[45]	335	
12	Норматив екологічного збору	$H_{EЗ}$	у.о. /т	[45]	4,5	
13	Коефіцієнт, враховуючий чисельність населення в районі	K_{HAC}	–	[45]	1,2	
14	Коефіцієнт, враховуючий тип населеного пункту	K_{ϕ}	–	[45]	1,25	
15	Окупність судна	T_{OK}	рік	приймається	7	
16	Час, відпрацьований судном до модернізації	T_M	рік	приймається	0	

Таблиця 7.3 Розрахунок змін доходу, витрат та прибутку при експлуатації суден з різними СЕУ

№ п/п	Найменування	Позн.	Одиниці вимірювання	Розрахункова формула або джерело	Числове значення	
					базовий варіант	після модер- нізації
1	Тривалість ходового режиму	T_X	діб	$\frac{l_P}{24 \cdot V_S^E}$	29,41	31,45
2	Тривалість рейсу	T_P	діб	$T_X + T_{CT1} + T_{CT2} + T_{MAH}$	41,16	43,20
3	Провозаспроможність судна за рейс	$(\overline{PC})_P$	тис. т.	$(\overline{PC})_P = P_{BP}$	18	18
4	Дохід, отриманий при експлуатації судна за рейс	D^P	тис. у.о./рейс	$(\overline{PC})_P \cdot (\overline{\Phi C}) \cdot l_P$	4320	4320
5	Питома ефективна витрата високов'язкого палива головним двигуном	g_E^{GD}	кг/(кВт.годину)	[9]	0,2	0,18
6	Витрата палива головним двигуном за ходовий час	G_X^{GD}	т/рейс	$24 \cdot g_E^{GD} \cdot N_E^E \cdot T_X \cdot 10^{-3}$	1836,29	1504,63
7	Питома ефективна витрата малов'язкого палива допоміжними двигунами	g_{EMBP}^{DD}	кг/(кВт.годину)	[13]	0,22	–
8	Кількість та потужність допоміжних двигунів на ходовому режимі	N_{EX}^{DD}	кВт	$\frac{P_X}{\eta_r}$	526,32	526,32
9	Кількість та потужність допоміжних двигунів на стоян очному режимі без вантажних операцій	N_{ECT2}^{DD}	кВт	$\frac{P_{ECT2}}{\eta_r}$	526,32	526,32
10	Кількість та потужність допоміжних двигунів на стояночному режимі з вантажними операціями	N_{ECT1}^{DD}	кВт	$\frac{P_{ECT1}}{\eta_r}$	1578,95	1578,95
11	Питома ефективна витрата високов'язкого палива допоміжними двигунами	g_{EBBP}^{DD}	кг/(кВт.годину)	[13]	–	0,22

№ п/п	Найменування	Позн.	Одиниці вимірювання	Розрахункова формула або джерело	Числове значення	
					базовий варіант	після модер- нізації
12	Витрата малов'язкого палива допоміжними двигунами за ходовий час	$G_{ХМВП}^{ДДГ}$	т/ход. час	$24 \cdot g_{ЕМВП}^{ДД} \cdot N_{ЕХ}^{ДД} \cdot T_{Х} \cdot 10^{-3}$	80,99	–
13	Витрата високов'язкого палива допоміжними двигунами за ходовий час	$G_{ХВВП}^{ДДГ}$	т/ход. час	$24 \cdot g_{ЕВВП}^{ДД} \cdot N_{ЕХ}^{ДД} \cdot T_{Х} \cdot 10^{-3}$	–	89,16
14	Витрата малов'язкого палива допоміжними двигунами на стоянці з вантаж. операціями	$G_{СТ1МВП}^{ДДГ}$	т	$24 \cdot g_{ЕМВП}^{ДД} \cdot N_{ЕСТ1}^{ДД} \cdot T_{СТ1} \cdot 10^{-3}$	82,61	–
15	Витрата високов'язкого палива допоміжними двигунами на стоянці з вантаж. операціями	$G_{СТ1ВВП}^{ДДГ}$	т/реїс	$24 \cdot g_{ЕВВП}^{ДД} \cdot N_{ЕСТ1}^{ДД} \cdot T_{СТ1} \cdot 10^{-3}$	–	85,05
16	Витрати малов'язкого палива допоміжними двигунами на стоянці без вантаж. операцій	$G_{СТ2МВП}^{ДДГ}$	т/реїс	$24 \cdot g_{ЕМВП}^{ДД} \cdot N_{ЕСТ2}^{ДД} \cdot T_{СТ2} \cdot 10^{-3}$	4,13	–
17	Витрата високов'язкого палива допоміжними двигунами на стоянці без вантаж. операцій	$G_{СТ2ВВП}^{ДДГ}$	т/реїс	$24 \cdot g_{ЕВВП}^{ДД} \cdot N_{ЕСТ2}^{ДД} \cdot T_{СТ2} \cdot 10^{-3}$	–	4,25
18	Витрати палива допоміжними котлами за ходовий час	$G_{Х}^{ДК}$	т/ход. час	$24 \cdot g_{ВВП}^{ДК} \cdot T_{Х} \cdot 10^{-3}$	352,94	339,62
19	Витрати палива допоміжними котлами на стоянці з вантажними операціями	$G_{СТ1}^{ДК}$	т	$24 \cdot g_{ВВП}^{ДК} \cdot T_{СТ1} \cdot 10^{-3}$	120	108
20	Витрати палива допоміжними котлами на стоянці без вантажних операцій	$G_{СТ2}^{ДК}$	т	$24 \cdot g_{ВВП}^{ДК} \cdot T_{СТ2} \cdot 10^{-3}$	18	16,2
21	Витрата високов'язкого палива за реїс	$G_{ВВП}^P$	т/реїс	$\left(G_{Х}^{ГД} + G_{Х}^{ДДГ} + G_{СТ1}^{ДДГ} + \right. \\ \left. + G_{СТ2}^{ДДГ} + G_{Х}^{ДК} + G_{СТ1}^{ДК} + G_{СТ2}^{ДК} \right)_{ВВП}$	2327,23	2146,91
22	Витрата малов'язкого палива за реїс	$G_{МВП}^{P1}$	т/реїс	$\left(G_{Х}^{ДДГ} + G_{СТ1}^{ДДГ} + G_{СТ2}^{ДДГ} \right)_{ВВП}$	167,73	–
23	Витрати на високов'язке паливо за реїс	$B_{ВВП}^P$	тис. у.о./реїс	$G_{ВВП}^P \cdot \zeta_{ВВП}$	1861,79	1717,53

№ п/п	Найменування	Позн.	Одиниці вимірювання	Розрахункова формула або джерело	Числове значення	
					базовий варіант	після модер- нізації
24	Витрати мало в'язкого палива за рейс на загально-суднові потреби	$G_{МВП}^{P2}$	т/рейс	$0,05 \cdot G_{ВВП}^P$	116,36	107,35
25	Витрати на мало в'язке паливо за рейс	$B_{МВП}^P$	тис. ц.о./рейс	$(G_{МВП}^{P1} + G_{МВП}^{P2}) \cdot \zeta_{МВП}$	369,32	139,55
26	Витрати циркуляційного масла головним двигуном за рейс	$G_{ЦМ}^{ГД}$	т/рейс	$24 \cdot g_{ЦМ}^{ГД} \cdot N_E^E \cdot T_X \cdot 10^{-3}$	9,32	1,22
27	Витрати на циркуляційне масло для головного двигуна за рейс	$B_{ЦМ}^{ГД}$	тис. ц.о./рейс	$G_{ЦМ}^{ГД} \cdot \zeta_{ЦМ}^{ГД}$	37,27	4,89
28	Витрати циліндрового масла головним двигуном за рейс	$G_{ЛМ}^{ГД}$	т/рейс	$24 \cdot g_{ЛМ}^{ГД} \cdot N_E^E \cdot T_X \cdot 10^{-3}$	7,64	5,71
29	Витрати на циліндрове масло для головного двигуна за рейс	$B_{ЛМ}^{ГД}$	тис. ц.о./рейс	$G_{ЛМ}^{ГД} \cdot \zeta_{ЛМ}^{ГД}$	48,90	36,52
30	Витрати циркуляційного масла допоміжними двигунами за рейс	$G_{ЦМ}^{ДДГ}$	т/рейс	$24 \cdot g_{ЦМ}^{ДДГ} \cdot \left(\begin{array}{l} (N_{EX}^{ДДГ} \cdot T_X) + \\ + (N_{ECC1}^{ДДГ} \cdot T_{CT1}) + \\ + (N_{ECC2}^{ДДГ} \cdot T_{CT2}) \end{array} \right) \cdot 10^{-3}$	3,08	0,80
31	Витрати на циркуляційне масло для допоміжних двигунів за рейс	$B_{ЦМ}^{ДДГ}$	тис. ц.о./рейс	$G_{ЦМ}^{ДДГ} \cdot \zeta_{ЦМ}^{ДДГ}$	12,31	3,18
32	Експлуатаційні витрати на паливо за рейс	$B_{ПЛ}^P$	тис. ц.о./рейс	$B_{ВВП}^P + B_{МВП}^P$	2231,11	1857,08
33	Експлуатаційні витрати на масло за рейс	$B_{МС}^P$	тис. ц.о./рейс	$B_{ЦМ}^{ГД} + B_{ЛМ}^{ГД} + B_{ЦМ}^{ДДГ}$	98,48	44,59
34	Кількість рейсів за рік	$n_{БВ}^P$ $n_{МВ}^P$	-	n_{CE} / T_P	8,14	7,76

№ п/п	Найменування	Позн.	Одиниці вимірювання	Розрахункова формула або джерело	Числове значення	
					базовий варіант	після модер- нізації
35	Зміна доходу судна при модернізації СЕУ	ΔD	тис. у.о./рік	$(\overline{PC})_P \cdot (\overline{\Phi C}) \cdot l_P \cdot (n_{MB}^P - n_{BB}^P) \cdot 10^{-3}$	-1656,16	
35	Зміна витрат на паливо при модернізації	$\Delta D_{ПЛ}$	тис. у.о./рік	$(B_{ПЛ}^P)_{MB} \cdot n_{MB}^P - (B_{ПЛ}^P)_{BB} \cdot n_{BB}^P$	3756,04	
36	Зміна витрат на масло при модернізації	$\Delta D_{МС}$	тис. у.о./рік	$(B_{ПЛ}^P)_{MB} \cdot n_{MB}^P - (B_{ПЛ}^P)_{BB} \cdot n_{BB}^P$	455,71	
37	Годинна витрата палива СЕУ до модернізації	$G_{ПБ}$	т/годину	$\left(\begin{array}{l} (g_E \cdot N_E)_{ГД} + \\ + (g_E \cdot N_E)_{ДДГ} + \\ + G^{ДК} \end{array} \right)_{ББ} \cdot 10^{-3}$	32231,07	
38	Годинна витрата палива СЕУ після модернізації	$G_{ПМ}$	т/годину	$\left(\begin{array}{l} (g_E \cdot N_E)_{ГД} + \\ + (g_E \cdot N_E)_{ДДГ} + \\ + G^{ДК} \end{array} \right)_{МБ} \cdot 10^{-3}$	2,45	
39	Зміна витрат на екологічний збір за рахунок модернізації СЕУ за рік	$\Delta B_{ЕЗ}$	тис. у.о./рік	$[(G_{ПБ} - G_{ПМ}) \cdot H_{ЕЗ} \cdot K_{НАС} \cdot K_{\Phi} \cdot T] \cdot 10^{-3}$	1,36	
40	Зміна капітальних витрат при модернізації	ΔK_M	тис. у.о.	$\begin{array}{l} \zeta_M^{ГД} + \zeta_M^{ДДГ} + \zeta_M^{ДК} + \zeta_M^{УК} + \zeta_M^{ОУ} - \\ - (\zeta_B^{ГД} + \zeta_B^{ДДГ} + \zeta_B^{ДК} + \zeta_B^{УК} + \zeta_B^{ОУ}) \end{array}$	1545	
41	Зміна витрат на відрахування на окупність при модернізації	ΔK	тис. у.о./рік	$\frac{\Delta K_M}{(T_{ОК} - T_M)}$	220,71	
42	Загальна зміна балансового прибутку за рахунок модернізації	$\Delta П_M$	тис. у.о./рік	$\Delta D - \Delta B_{ПЛ} - \Delta B_{МС} - \Delta B_{ЕЗ} - \Delta K_M$	4101,95	
43	Загальна зміна чистого прибутку з урахуванням податків	$\Delta П_ч$	тис. у.о./рік	$0,7 \cdot \Delta П_M$	2871,37	

7.2 Висновки з розділу

За результатами проведеного розрахунку спроектоване судно приносить більше доходу, ніж судно-прототип.

Даний економічний ефект було досягнуто частково за рахунок встановлення більш потужного двигуна (та завдяки цьому – підвищення швидкості ходу судна, що призвело до збільшення кількості рейсів, що можливо здійснити протягом року), але переважно за рахунок встановлення сучасних економічних двигунів, що мають суттєво нижчу питому витрату палива.

Таким чином проведена модернізація виправдана. В результаті використання метанолу в якості палива можливо покращити економічні показники установки на 7...10%.

					ВМР. 135. 6220зм. 11. 11 ПЗ 0	Аркуш
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновок

У дипломному проекті вирішується задача заміни на LNG-газовозі типу "LNG AL RUWAIS" дефвейтом $D_w=120\ 500$ т. головних двигунів 6S70ME-C8 виробництва "MAN B&W" на двигуни 7G60ME-C9.5-GI фірми "MAN B&W", що мають номінальну потужність 18760 кВт, частоту обертання $97\ \text{хв}^{-1}$; питому витрату палива $166\ \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{годину})$.

За результатами проведеної наукової роботи визначено що використання теплоти вторинних енергетичних ресурсів суднового малооборотних двигуна MAN 7G60ME-C9.5-GI (18,76 МВт, $97\ \text{хв}^{-1}$) утилізаційної металлогидридної установкою забезпечує збільшення механічної потужності енергетичної установки на 1,4...1,6 МВт.

У зв'язку із заміною головного двигуна були виконані розрахунки пропульсивного комплексу, в результаті чого були побудовані звинтові характеристики роботи двигуна у пропульсивному комплексі, визначена експлуатаційна довгострокова потужність і відповідна їй кількість обертів вала. При вибраних і розрахованих параметрах гребного звинта і головного двигуна розрахована експлуатаційна швидкість.

Скомплектований новий склад допоміжної енергетичної установки. Розроблені принципові схеми систем, які обслуговують двигун, та підібрано згідно вимог Регістра DNV обладнання цих систем.

Розраховані теплові потоки та показники ефективності СЕУ на різних режимах її роботи.

У дипломному проекті детально розглянуті питання автоматизації системи керування ГД, принципи розташування енергетичної установки у МВ судна, діагностування технічного стану суднових дизелів.

Розроблені питання ремонту та дефектації сальника штока поршня МОД.

Технологічна частина проекту присвячена розробці процесу монтажу мінералізатора системи забезпечення прісної води.

Розроблені заходи щодо безпеки мореплавства, враховуючи загрозу від тероризму та піратства.

Розроблена програма ходових випробувань допоміжного двигуна.

В економічній частині проекту приведені висновки про доцільність передбачених у дипломному проекті заходів, які пов'язані з модернізацією суднової енергетичної установки.

Використання спиртових палив, на сьогоднішній день, постає суттєвою альтернативою нафтовмісним паливам, оскільки вирішується проблема вичерпності нафтових запасів, покращуються екологічні та економічні показники двигуна, а також існує чудова база на основі двигунів типу DF.

Список використаної літератури

1. Noor A. M., Che Puteh R., Rajoo S. Waste heat recovery technologies in turbocharged automotive engine — a review. *Journal of Modern Science and Technology*. 2014. Vol. 2, No. 1. P. 108—119.
2. BCS, Incorporated. *Waste heat recovery: technology and opportunities in U.S. industry*. March 2008.
3. Saadatfar B., Fakhrai R., Fransson T. Waste heat recovery organic Rankine cycles in sustainable energy conversion: a state-of-the-art review. *Journal of MacroTrends in Energy and Sustainability*. 2013. Vol. 1, Issue 1. P. 167—188.
4. Tian H. et al. Parametric and exergetic analysis of a two-stage transcritical combined organic Rankine cycle for diesel engine waste heat recovery. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2013. Vol. 52. P. 042018.
5. Ткач М. Р., Тимашевський Б. Г., Доценко С. М., Галінкін Ю. М. Утилізація тепла вторинних енергоресурсів малообертових двигунів. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 2016. № 8 (128). С. 123—126.
6. Гордов В. М. *Енциклопедія суднової енергетики*. Миколаїв : НУК, 2010. 624 с.
7. Артемов Г. А., Гордов В. М. *Суднові енергетичні установки*. Миколаїв : УДМТУ, 2002. 356 с.
8. Шостак В. П., Гершанік В. І., Ком В. П., Бондаренко М. С. *Проектування пропульсивних установок суден*. Миколаїв : УДМТУ, 2003. 500 с.
9. Гордов В. М. *Енергетичні палива*. Миколаїв : УДМТУ, 2003. 328 с.
10. Шостак В. П., Манзюк А. Ю. *Опір руху судна*. Миколаїв : НУК, 2012. 184 с.
11. Rawson K. J., Tupper E. C. *Basic ship theory*. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2001.
12. Carlton J. *Marine propellers and propulsion*. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2019.
13. Kuiken K. *Diesel engines for ship propulsion and power plants*. London : Adlard Coles Nautical, 2012.
14. Woodyard D. *Pounder's marine diesel engines and gas turbines*. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2009.
15. Heywood J. B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York : McGraw-Hill, 2018.
16. Stone R. *Introduction to internal combustion engines*. London : Palgrave Macmillan, 2012.
17. Ferguson C. R., Kirkpatrick A. T. *Internal combustion engines: applied thermosciences*. Wiley, 2015.
18. Watson N., Janota M. S. *Turbocharging the internal combustion engine*. London : Macmillan, 1982.
19. Dixon S. L., Hall C. A. *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery*. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2014.
20. Moran M. J., Shapiro H. N. *Fundamentals of engineering thermodynamics*. Wiley, 2018.
21. Zengel Y. A., Boles M. A. *Thermodynamics: an engineering approach*. McGraw-Hill, 2019.
22. Wagner W., Kretzschmar H.-J. *International steam tables*. Springer, 2008.
23. McGeorge H. D. *Marine auxiliary machinery*. Butterworth-Heinemann, 1995.
24. Karassik I. J. et al. *Pump handbook*. McGraw-Hill, 2008.
25. MAN Energy Solutions. *Marine engine programme* [Electronic resource]. URL: <https://www.man-es.com> (дата звернення: 17.03.2026).
26. Wärtsilä. *Marine solutions and engines* [Electronic resource]. URL: <https://www.wartsila.com> (дата звернення: 17.03.2026).

27. ABB Turbocharging. *Turbocharging solutions* [Electronic resource]. URL: <https://new.abb.com/turbocharging> (дата звернення: 17.03.2026).
28. *Rules for classification: ships*. DNV. 2025.
29. *International Convention for the Safety of Life at Sea (SOLAS)*. IMO, 2024.
30. *International Convention for the Prevention of Pollution from Ships (MARPOL)*. IMO, 2022.
31. *International Safety Management Code*. IMO, 2018.
32. Жидацький В. Ц. *Основи охорони праці*. Львів : Афіша, 2002. 320 с.
33. Щедролосєв О. В. та ін. *Основи охорони праці*. Херсон : Аїлант, 2005. 84 с.
34. Закон України *Про охорону праці*. 1992.
35. Кодекс цивільного захисту України. 2012.
36. ДБН В.2.5-28:2018. *Освітлення*. Київ, 2018.
37. ДСТУ EN 12464-1:2016. *Освітлення робочих місць*.
38. ДСТУ ISO 8995-1:2019. *Освітлення внутрішніх приміщень*.