

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 **"Підвищення енергетичної ефективності СЕУ балкера "NORD**

TOKYO" (Dw=32 500 т) шляхом впровадження безперервних

металогідридних циклів утилізації низькопотенційного тепла"

Виконав: студент **VI** курсу, групи **6220м**

спеціальності

135 "Суднобудування"

(шифр і назва спеціальності)

"Експлуатація, випробування та монтаж

(назва освітньо-професійної програми)

суднових енергетичних установок"



Урсуленко Іван Миколайович

(прізвище та ініціали)



Керівник **Бондаренко М.С.**

(прізвище та ініціали)

Рецензент **Андрєєв А.А.**

(прізвище та ініціали)

Миколаїв-Херсон - 2023 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 2023 року

З А В Д А Н Н Я

НА ВИПУСКНУ МАГІСТЕРСКУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ ОСВІТИ

Лук'яник Валентин Іванович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи "Підвищення енергетичної ефективності СЕУ балкера "NORD TOKYO" (Dw=32 500 т) шляхом впровадження безперервних металогідридних циклів утилізації низькопотенційного тепла"

керівник роботи Бондаренко М.С., к.т.н., доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені розпорядженням директора ХННІ НУК від " " 2023 року №

2. Термін подання здобувачем роботи " 05 " грудня 2023 року.

3. Вихідні дані до роботи

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

Вступ.

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

Розділ 2. Наукове дослідження за темою: **аналіз способів підвищення екологічності суднової енергетичної установки шляхом застосування систем коригування паливо-повітряної суміші.**

Розділ 3. Модернізація головної пропульсивної та допоміжної енергетичних установок судна. Розрахунок, вибір і комплектація **системи охолодження.**

Розділ 4. Розробка питань безпечного мореплавства, експлуатації суднової енергетичної установки та організації машинної вахти:

протидія піратській діяльності на морі;

експлуатація системи стисненого повітря;

робота машинного відділення з безвахтовим обслуговуванням.

Розділ 5. Аналіз суднового електрообладнання, електронної апаратури, а також систем керування і контролю суднової енергетичної установки.

5.1. Автоматизація **санітарних систем судна.**

5.2. Розробка програми випробувань **головного двигуна.**

Розділ 6. Технологічна розробка елементів суднової енергетичної установки.

6.1. Діагностування головного двигуна.

6.2. Технічне обслуговування та ремонт колінчастого вала.

6.3. Технологічний процес монтажу дизель-генераторів на амортизаторах.

Розділ 7. Оцінка ефективності проведеної модернізації суднової енергетичної установки.

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.

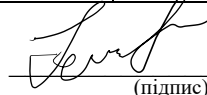
Креслення монтажу елемента СЕУ – 1 аркуш.

6. Дата видачі завдання " 01 " вересня 2023 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 кафедру	05 грудня	виконано
9	Кафедральний захист випускної магістерської роботи	10 грудня	виконано

Здобувач


(підпис)

Урсуленко І.М.
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи


(підпис)

Бондаренко М.С.
(прізвище та ініціали)

Анотація

У роботі розглянуто балкер “NORD TOKYO” дедвейтом 32 500 т. Основний зміст випускної роботи присвячено підвищенню енергетичної ефективності суднової енергетичної установки шляхом упровадження безперервних металогібридних циклів утилізації низькопотенційної теплоти головного двигуна.

У роботі проаналізовано склад і режими роботи головної та допоміжної енергетичних установок судна, визначено потенціал вторинних енергетичних ресурсів і обґрунтовано можливість їх використання у складі теплоутилізаційного контуру.

Особливу увагу приділено дослідженню металогібридних установок безперервної дії, вибору раціональних режимів їх функціонування та оцінюванню впливу утилізації теплоти на загальну ефективність СЕУ.

Також розглянуто питання технічної експлуатації енергетичної установки, автоматизації, безпеки мореплавства, охорони праці та запобігання забрудненню навколишнього середовища.

У технологічній частині опрацьовано операції технічного обслуговування елементів СЕУ та монтажні-налагоджувальні роботи, пов'язані із забезпеченням надійної експлуатації енергетичного обладнання.

Економічна частина містить оцінку доцільності впровадження теплоутилізаційної металогібридної системи на судні та аналіз очікуваного експлуатаційного ефекту.

Ключові слова: суднова енергетична установка; екологічність; паливо-повітряна суміш; малообертовий дизель; система охолодження; автоматизація СЕУ; енергоефективність.

Abstract

The thesis considers the bulk carrier “NORD TOKYO” with a deadweight of 32,500 t. The work is focused on improving the energy efficiency of the ship power plant by implementing continuous metal-hydride cycles for the recovery of low-grade waste heat from the main engine.

The study analyses the configuration and operating conditions of the main and auxiliary power systems, determines the potential of secondary energy resources, and substantiates their use within a waste-heat recovery circuit.

Special attention is paid to continuous metal-hydride recovery systems, the selection of rational operating modes, and the assessment of their influence on the overall efficiency of the ship power plant.

The thesis also addresses technical operation, automation, navigation safety, occupational safety, and environmental protection issues.

The technological part covers maintenance operations for ship power plant elements and installation-related procedures required for reliable operation of the energy equipment.

The economic part presents an assessment of the feasibility of introducing a metal-hydride waste-heat recovery system on board and the expected operational benefits.

Keywords: marine power plant; environmental performance; air-fuel mixture; low-speed diesel engine; cooling system; power plant automation; energy efficiency.

Зміст

АНОТАЦІЯ.....	5
ЗМІСТ.....	6
ПЕРЕЛІК ПРИЙНЯТИХ СКОРОЧЕНЬ.....	12
ВСТУП.....	13
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.....	17
1.2 Класифікація судна і відповідність правилам морських класифікаційних товариств.....	17
1.3 Основні характеристики.....	18
1.4 Морехідні якості.....	19
1.5 Суднова енергетична установка.....	19
1.5.1 Елементи головної енергетичної установки.....	19
1.6 Загальносуднові системи.....	20
1.6.1 Осушувальна система.....	20
1.6.2 Баластна система.....	21
1.6.3 Стічна і шлізатна системи.....	21
1.6.4 Протипожежні системи.....	22
1.6.5 Система питного та мийного прісного водопостачання.....	23
1.6.6 Система опалення і господарського паропостачання.....	23
1.6.7 Система загальносуднової вентиляції.....	24
1.6.8 Система вентиляції вантажних трюмів.....	24
1.6.9 Система кондиціонування повітря.....	24
1.7 Суднові пристрої.....	25
1.7.1 Кермовий пристрій.....	25
1.7.2 Якірний пристрій.....	25
1.7.3 Швартовний та буксирний пристрій.....	25
1.7.4 Вантажні пристрої.....	26
1.7.5 Рятувальні пристрої.....	26
1.7.6 Захист корпусу судна від корозії.....	26
1.8 Міжнародний Кодекс управління безпекою (МКУБ).....	26

1.9 Розташування енергетичного обладнання у машинному відділенні судна. Комплектація судна технічними засобами для забезпечення вимог Конвенції SOLAS-74 і MARPOL-73/78.....	27
1.9.1 Розташування машинного відділення по довжині корпусів судна.....	27
1.9.2 Розташування головного двигуна і допоміжного устаткування у машинному відділенні.....	29
1.9.3 Вимоги до розміщення устаткування систем.....	30
1.10 Комплектація судна технічними засобами для забезпечення вимог Міжнародних Конвенцій SOLAS-74 та MARPOL-73/78.....	32
1.10.1 Конвенція SOLAS-74.....	32
1.10.2 Міжнародна Конвенція MARPOL-73/78.....	35
2. ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ МАЛООБЕРТОВИХ ДВЗ ВИКОРИСТАННЯМ БЕЗПЕРЕРВНИХ МЕТАЛОГІДРИДНИХ ЦИКЛІВ	38
2.1 Утилізаційний потенціал сучасних малообертових ДВЗ.....	38
2.2 Огляд методів утилізації низько потенційного теплоти ДВЗ.....	39
2.2.1 Турбокомпаундні системи (ТКС).....	39
2.2.2 Цикл Ренкіна.....	40
2.2.3 Цикл з водним розчином аміаку.....	45
2.2.4 Термоелектричний ефект.....	47
2.3 Металогідридні утилізаційні установки.....	48
2.4 Дослідження ефективності утилізації теплоти двигуна MAN 6G60ME-C9.....	52
2.5 Розробка рекомендацій щодо застосування металогідридних матеріалів в металогідридних утилізаційних установках безперервної дії.....	60
3. МОДЕРНІЗАЦІЯ ГОЛОВНОЇ ПРОПУЛЬСИВНОЇ УСТАНОВКИ. ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ПОКАЗНИКИ Й ОЦІНКА РОБОТИ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА.....	63
3.1 Вимоги, що висувуються до енергетичної установки судна.....	63
3.2 Аналіз різних типів і схем суднових енергетичних установок	63
3.2.1 Види суднових енергетичних установок.....	63
3.2.2 Аналіз різних типів головних двигунів.....	64
3.2.3 Аналіз різних типів передачі потужності.....	65
3.3 Вибір числа зредних звинтів, числа зредних валів і способу реверсування.....	65
3.3.1 Вибір типу рушія.....	66
3.3.2 Вибір головного двигуна.....	66
3.3.2.1 Оцінка необхідної потужності головного двигуна.....	66
3.3.2.2 Порівняльний аналіз та вибір головного двигуна.....	68

3.3.2.3 Основні технічні дані.....	68
3.3.2.4 Опис конструкції двигуна.....	68
3.3.3 Рейсова лінія та гістограми гідрометеорологічних параметрів.....	72
3.3.4 Проектування головної пропульсивної установки.....	74
3.3.5 Основні характеристики ходовості серійного судна.....	75
3.3.6 Розрахунок гвинтової характеристики.....	77
3.3.7 Побудова суміщених характеристик двигуна та рушія.....	77
3.3.8 Характеристики гребного гвинта.....	84
3.3.9 Визначення основних експлуатаційних характеристик двигуна 6G45ME-C9.5.....	85
3.3.10 Визначення основних елементів валопроводу.....	89
3.4 РОЗРОБКА ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ УСТАНОВКИ. ПРОЕКТУВАННЯ ДОПОМІЖНИХ КОМПЛЕКСІВ.....	91
3.4.1 Розробка теплової схеми суднової установки.....	91
3.4.2 Вибір суднової електростанції.....	92
3.4.2.1 Вибір роду струму.....	92
3.4.2.2 Вибір основних джерел енергії.....	92
3.4.2.3 Вибір типу дизель — генераторів.....	94
3.4.3 Вибір елементів допоміжної котельної установки.....	95
3.4.4 Вибір аварійного дизель-генератора.....	99
3.4.5 Вибір опріснювальної установки.....	100
3.4.6 Енерговикористання в режимі повного ходу.....	102
3.4.7 Розрахунок енергетичного балансу.....	104
3.4.7.1 Розрахунок головного двигуна 6G45ME-C9.5.....	104
3.4.7.2 Розрахунок енергетичного балансу допоміжного двигуна 5H17/28.....	106
3.4.7.3 Розрахунок енергетичного балансу комбінованого котла Kangrim PC 1,2/1,0.....	107
3.4.7.4 Розрахунок енергетичного балансу водоопріснювальної установки.....	109
3.4.7.5 Розрахунок перетворення механічної потужності головного двигуна в механічну потужність упору гвинта.....	109
3.4.7.6 Розрахунок ефективності роботи СЕУ.....	110
3.5 ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМ СЕУ. РОЗРОБКА, РОЗРАХУНОК І КОМПЛЕКТАЦІЯ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ.....	111
3.5.1 Система паливна.....	111
3.5.1.1 Призначення і склад.....	111
3.5.1.2 Вимоги Регістра до системи.....	111
3.5.1.3 Розрахунок основних елементів системи.....	113
3.5.1.4 Устаткування паливної системи.....	113

3.5.2 Система масляна.....	113
3.5.2.1 Призначення і склад системи.....	113
3.5.2.2 Вимоги Правил Регістру, що висуваються до системи.....	113
3.5.2.3 Устаткування масляної системи.....	121
3.5.3 Система охолодження.....	121
3.5.3.1 Призначення і склад системи.....	121
3.5.3.2 Вимоги Регістра до системи.....	122
3.5.3.3 Устаткування системи охолодження.....	123
3.5.4 Система пускового повітря.....	124
3.5.4.1 Призначення і склад системи.....	124
3.5.4.2 Вимоги Регістра до системи.....	124
3.5.4.3 Устаткування системи пускового повітря.....	126
3.5.5 Система газовідведення.....	126
3.5.5.1 Призначення та склад системи.....	126
3.5.5.2 Вимоги Регістру до системи.....	126
3.5.5.3 Розрахунок основних елементів системи.....	127
4 РОЗРОБКА ПИТАНЬ ТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СЕУ ТА БЕЗПЕЧНОГО НЕСЕННЯ МАШИННОЇ ВАХТИ.....	129
4.1 Несення вахти у машинному відділенні під час стоянки судна.....	129
6.1.1 Несення вахти під час стоянки судна на якорі і у порту.....	129
4.1.2 Несіння вахти в особливих умовах плавання.....	129
6.1.3 Здача вахти.....	130
6.1.4 Порядок заповнення вахтового машинного журналу.....	130
4.1.5 Робота машинного відділення з безвахтовим обслуговуванням.....	130
6.1.6 Готовність до маневрів.....	131
4.2 Розробка питань технічної експлуатації паливної системи.....	133
4.2.1 Підготовка до пуску головного двигуна. Основні операції перед пуском.....	133
4.2.2 Пуск двигуна після ремонту.....	135
4.2.3 Несправності паливної системи двигуна.....	136
4.3 Боротьба з тероризмом і піратством.....	146
5 АНАЛІЗ СУДНОВОГО ЕЛЕКТРООБЛАДНАННЯ, ЕЛЕКТРОННОЇ АПАРАТУРИ ТА СИСТЕМ КЕРУВАННЯ, ДІАГНОСТУВАННЯ Й КОНТРОЛЮ СЕУ.....	153
5.1 Загальні положення.....	153
5.1.1 Автоматизовані головні механізми і рушії.....	153
5.1.2 Автоматизовані компресорні установки.....	156

5.1.3	Автоматизовані насосні установки.....	157
5.1.4	Автоматизовані осушувальні установки машинних приміщень.....	157
5.1.5	Автоматизовані холодильні установки.....	158
5.1.6	Устрої на ходовому містку.....	158
5.1.7	Устрої в машинних приміщеннях.....	159
5.1.8	Устрої у житлових приміщеннях механіків.....	159
5.1.9	Автоматизація частоти регулювання швидкості (до аркуша графіки).....	159
5.2	Розробка програми ходових випробувань головного двигуна.....	160
5.2.1	Загальні вказівки.....	161
5.2.2	Технічна документація.....	162
5.2.3	Контрольно-вимірні прилади.....	163
5.2.4	Ходові випробування.....	163
5.2.5	Вимір параметрів головної пропульсивної установки (ГЕУ).....	165
6	ТЕХНОЛОГІЧНА РОЗРОБКА ЕЛЕМЕНТІВ СЕУ.....	168
6.1	Технологічне обслуговування та ремонт поршня МОД.....	168
6.1.1	Демонтаж і розбирання ЦПГ.....	168
6.1.2	Підготовчі роботи.....	168
6.1.3	Демонтаж.....	168
6.1.4	Установка.....	170
6.1.5	Дефектація й усунення дефектів поршнів.....	173
6.1.6	Дефектація й усунення дефектів.....	174
6.1.7	Дефектація і заміна поршневих кілець.....	175
6.2	Технологічний процес встановлення та вирівнювання фундаментної рами з колінчастим валом.....	175
6.2.1	Загальні технічні вимоги.....	175
6.2.2	Техніка безпеки при виконанні монтажних робіт.....	176
6.3	Системи і методи діагностування МОД.....	177
6.3.1	Основи технічного діагностування.....	177
6.3.2	Принципи діагностування суднових технічних засобів.....	180
6.3.3	Методи і властивості діагностування.....	181
6.3.4	Діагностування по результатам аналізу складу речовин.....	182
6.3.5	Методи неруйнівного контролю.....	183
6.3.6	Вимірювання тиску.....	185
7.	ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОВЕДЕНОЇ МОДЕРНІЗАЦІЇ СЕУ.....	187
7.1	Загальні положення.....	187

7.2 Висновки з розділу.....	196
ВИСНОВОК	197
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	199

Перелік прийнятих скорочень

АДГ	— аварійний дизель-генератор;
ВВП	— високов'язке паливо;
ВМН	— води, що містять нафту;
ВМТ	— верхня мертва точка;
ВОД	— високообертовий двигун;
ВОУ	— водоопріснювальна установка;
ГД	— головний двигун;
ГРК	— гвинт регульованого кроку;
ГРЩ	— головний розподільний щит;
ГУП	— головний упорний підшипник;
ГФК	— гвинт фіксованого кроку;
ДАК	— дистанційне автоматичне керування;
ДВЗ	— двигун внутрішнього згоряння;
ДГ	— дизель-генератор;
ДД	— допоміжний двигун;
ДДГ	— допоміжний дизель-генератор;
ДК	— допоміжний котел;
ДКУ	— допоміжна котельна установка;
КАВ	— котел автоматизований, водяний;
ККД	— коефіцієнт корисної дії;
КН	— конденсатний насос;
КСК ТЗ	— комплексна система керування технічними засобами;
МВ	— машинне відділення;
МВП	— малов'язке паливо;
МОД	— малообертовий двигун;
НМТ	— нижня мертва точка
ПК	— пропульсивний комплекс;
Р	— рушії;
СДУ	— суднова дизельна установка;
СОД	— середньобертовий двигун;
СЕС	— суднова електростанція;
СЕУ	— суднова енергетична установка;
ТУК	— теплоутилізаційний контур
УК	— утилізаційний котел;
УКК	— утилізаційний контур котла;
ЦПК	— центральний пост керування.

Вступ

Суднова енергетична установка сучасного транспортного судна є складною технічною системою, від ефективності якої безпосередньо залежать паливна економічність, надійність експлуатації, екологічні характеристики та конкурентоспроможність судна. Для балкерів, що працюють на тривалих рейсах зі сталими режимами навантаження, особливого значення набуває зниження питомих енерговитрат і повніше використання теплоти, яка відводиться з головного двигуна.

Незважаючи на високий рівень теплової досконалості сучасних малооборотних дизелів, значна частина енергії палива витрачається з відпрацьованими газами, наддувним повітрям, охолоджувальними середовищами та мастилом. Тому одним із найбільш перспективних напрямів підвищення ефективності СЕУ є утилізація вторинних енергетичних ресурсів з перетворенням їх у корисну механічну, електричну або теплову енергію.

У традиційних теплоутилізаційних схемах для суднових установок використовують утилізаційні котли, турбокомпаундні системи, цикли Ренкіна та інші рішення. Водночас для джерел низькопотенційної теплоти їх застосування часто пов'язане з конструктивною складністю, значними масогабаритними показниками або недостатньою ефективністю на часткових режимах.

Перспективною альтернативою є безперервні металогідридні цикли, у яких теплота вторинних енергоресурсів використовується для десорбції водню з гідридоутворювального матеріалу, а подальше розширення та сорбція водню забезпечують корисний енергетичний ефект. Такі системи дають змогу залучати до утилізації саме низькопотенційну теплоту, що є характерною для сучасних суднових дизелів.

Актуальність теми визначається необхідністю підвищення енергоефективності морського транспорту в умовах посилення вимог до паливної економічності та екологічної безпеки суден. Для балкера "NORD TOKYO" дослідження можливості інтеграції металогідридної теплоутилізаційної системи є практично значущим завданням, оскільки дозволяє оцінити резерви зниження експлуатаційних витрат без радикальної зміни архітектури СЕУ.

Об'єктом дослідження є суднова енергетична установка балкера "NORD TOKYO" дедвейтом 32 500 т. Предметом дослідження є процеси утилізації низькопотенційної теплоти малооборотного головного двигуна із застосуванням безперервних металогідридних циклів.

Метою роботи є науково-технічне обґрунтування підвищення енергетичної ефективності СЕУ балкера шляхом впровадження металогідридної установки безперервної дії. Для досягнення поставленої мети вирішуються завдання аналізу базового судна та його енергетичної установки, визначення утилізаційного потенціалу головного двигуна, дослідження параметрів металогідридного циклу, оцінювання ефективності модернізованої СЕУ та обґрунтування експлуатаційної доцільності запропонованого рішення.

Судно "NORD TOKYO" розглядається як базовий балкер необмеженого району плавання з характерними для цього класу суден режимами експлуатації, за яких основна частина енерговитрат припадає на забезпечення ходу та допоміжних суднових потреб. Саме тому використання низькопотенційних вторинних енергетичних ресурсів головного двигуна є вагомим резервом підвищення загальної ефективності суднової установки.

Наукова новизна роботи полягає в адаптації металогідридної теплоутилізаційної концепції до умов експлуатації балкера та в оцінці її ефективності з урахуванням параметрів сучасного малообертового суднового дизеля. Практичне значення полягає у визначенні раціональних режимів роботи установки та оцінці очікуваного енергетичного й економічного ефекту від її впровадження.

Структура роботи охоплює характеристику базового судна, аналіз енергетичної установки, дослідження потенціалу утилізації теплоти, оцінювання параметрів головного двигуна і пропульсивного комплексу, розробку допоміжних систем, питання технічної експлуатації, автоматизації, безпеки та економічного обґрунтування запропонованого рішення.



Рисунок 1 Загальний вигляд судна

Отже, підвищення енергетичної ефективності СЕУ балкера за рахунок безперервних металогідридних циклів утилізації низькопотенційного тепла слід розглядати як перспективний напрям модернізації суднових енергетичних установок, що поєднує енергозбереження, екологічну доцільність і технологічну адаптивність до сучасних умов експлуатації морського транспорту.

У подальших розділах роботи наведено характеристику базового судна, аналіз теплових потоків головного двигуна, дослідження параметрів металогідридної установки та оцінку її впливу на експлуатаційні показники СЕУ балкера "NORD TOKYO".

Наявність води в маслі призводить до ряду небажаних явищ, таких як: погіршення захисних властивостей масла через зменшення кількості мийно-диспергуючих і ін. Присадок, внаслідок чого зростає знос і корозія деталей; укрупнення забруднюючих частинок, які, осідаючи у отворах, призводять до порушення режиму змащення і підвищенню гідравлічних опорів в системі; порушення гідродинамічного режиму змащення підшипників; підвищення ймовірності ураження масла мікроорганізмами (бактеріальне зараження), агресивно впливають на метали, що з'їдають присадки тощо.

Хімічна і фізична стабільність мастила порушується навіть при незначній кількості розчиненої води. Вода сприяє хімічним реакціям (гідроліз) з сполуками і атомами включаючи присадки до мастил, масляну основу і розчинені забруднювачі. У комбінації з киснем, теплом і металевими каталізаторами вода сприяє окисленню і утворенню водневих радикалів і пероксидних сполук. В такому випадку антиокислювальні присадки витрачаються як на нейтралізацію пероксидів, так і на розбиття ланцюжків окислювальних реакцій для формування хімічно стабільних сполук. Відомо, що інші антиоксиданти формують гідросульфіді і сірчисті кислоти при взаємодії з водою.

Вода також сприяє руйнуванню антикорозійних, вязкостних присадок і масляної основи. В результаті утворюється велика кількість таких небажаних побічних продуктів: різні лаки, шлам, органічні та неорганічні кислоти, поверхневі відкладення, а також призводить до зниження здатності, що змазує (полімеризація). Велика кількість емульгованої води знижує в'язкість мастила тим самим, зменшуючи здатність масла нести навантаження. Поєднання води і таких металевих каталізаторів як залізо і мідь, прискорює процес старіння масла, що проявляється в окисленні масляної основи і освіті вільних радикалів (які продовжують окислювальних процес), гідропероксидів і кислот.

Вода, що містить мікроорганізми, при попаданні в масло, призводить до його мікробіологічного зараження. Масло для мікробів є живильним середовищем і утворюються в ньому продукти життєдіяльності мікробів (органічні кислоти, сульфіді водню, аміак та ін.) є корозійно-небезпечними. Вони знижують сили поверхневого натягу масла і тим самим сприяють стабілізації утворення водомасляної емульсії; змінюються в'язкість і хімічний склад масла, знижується ефективність присадок, виникає електричний анодний пітінг тощо. Для діодезградації масла необхідна вода. У сухому масла мікробні спори не розмножуються, але і не гинуть, надходження води необхідно лише в початковий період розмноження мікробів, в подальшому процесі інтенсивного росту мікробів вода утворюється як побічний продукт їх життєдіяльності. Оптимальна температура для розмноження мікробів 30–40 ° С. Для розмноження мікробів необхідні також азот, сірка, фосфор, і інші елементи, які містяться в присадках до масел і в воді.

В ураженому мікробами маслі, як правило, спостерігається виснаження присадок, а що утворюється стійка водомасляного емульсія різко погіршує мастильні властивості масла, інтенсифікує зношування. На змащуваних поверхнях утворюється плівка золотисто-коричневого кольору, що складається з сульфату кальцію зі слідами заліза, міді, нікелю, натрію і цинку. Що входять до складу плівки речовини виконують роль електроліту, в присутності якого відбувається електрохімічна корозія металу цапф і підшипників, їх поверхні покриваються глибокими виразками. Навколо отворів, що підводять масло, поверхня не пошкоджується, тому що більша швидкість потоку перешкоджає утворенню згаданої плівки. Якщо процес мікробного зараження вчасно не зупинити, масло може повністю втратити свої мастильні властивості, викликати сильну корозію і знос поверхонь тертя. Ознаками мікробного зараження є: поява стійкою емульсії масла з водою, масло набуває молочний відтінок; підвищення кислотності масла і поява у масла неприємного запаху сірководню; поява на цапгах крейцкопфа і шийках валу плівок кольору міді; виникнення на чавунних поверхнях характерного чорного графітового окрасу, а на чисто оброблених сталевих поверхнях – слідів іржі, утворення чорних плям на ділому металі підшипників; скупчення шламу в картері і швидке забруднення фільтрів, особливо при хитаючи судна; відставання і розм'якшення фарби картера, її знебарвлення.

Поява зазначених ознак свідчить про те, що процес зараження зайшов настільки далеко, що єдиним засобом боротьби з мікробами є повне видалення масла з системи і його спалювання. Масляна система, в тому числі трубопроводи і цистерни повинні бути ретельно очищені від шламу і різних відкладень з попередніми пропарюванням, а потім промиті малов'язким маслом. Тільки після цього систему можна заповнити свіжим маслом.

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

Судно — універсальний балкер з можливістю перевезення контейнерів на верхній палубі “NORD TOKYO” (рис. 2) побудовано і введено в експлуатацію у 2011 році Корейською компанією “HYUNDAI MIPO DOCKYARD CO.,LTD.”, призначене для перевезення навалочних та універсальних вантажів (рис. 1.2).

Район плавання — необмежений.

Розрахункова температура зовнішнього повітря для вибору товщини ізоляції і конструкції корпусу прийнята 30°C для інших конструкцій механізмів і устроїв — 20°C.

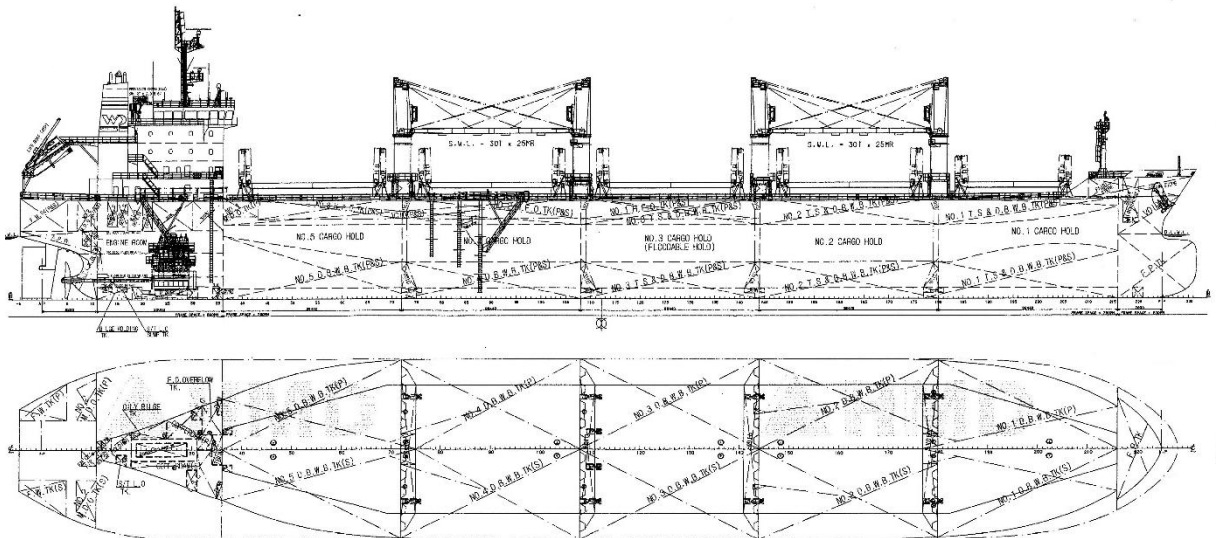


Рисунок 2 Загальний вигляд балкера “NORD TOKYO”

1.2 Класифікація судна і відповідність правилам морських класифікаційних товариств

Судно побудовано під наглядом Регістру BV та класифікацією I, +HULL, +MACH, Bulk carrier CSR CPS(WBT) BC-A (hold 2, 4 may be empty) ESP, GRAB[20], Unrestricted navigation, +AUT-UMS, MON-SHAFT, GREEN PASSPORT, INWATERSURVEY

Судно відповідає наступним Конвенціям і Правилам [6; 7]:

- Міжнародній Конвенції з охорони людського життя на морі SOLAS –74, консолідоване видання 2000 р. (з діючими 11 – 15);
- Міжнародній Конвенції із запобігання забруднень моря з суден МАРПОЛ–73/78, зводне видання 1999 р.;
- Міжнародній Конвенції про вантажну марку морських суден 1966 р. з урахуванням резолюції ІМО А.231(VII) від 12.10.71 р.
- Міжнародному Кодексу з безпечного перевезення зерна насипом 1991 р., Резолюції МСC 23(59);
- Міжнародним Правилам запобігання зіткнень суден у морі 1972 р. (МППСС–72) з поправками по резолюціям А.464 (XII), А626 (15);
- Міжнародному Стандарту ІSO 8468–90 (Схема суднових містків і пов'язаного з ними обладнання. Вимоги і керівні принципи);
- Міжнародній Конвенції з обмірювання суден 1969 р.;
- Правилам Берегової Охорони США, що стосуються запобігання забруднення моря з іноземних суден (без видачі сертифікатів на судно), МЕТ Publication, № 515, третє видання, відкореговане в серпні 1992 р., Книга 1;
- Правилам плавання по Суецькому каналу, 1984 р. із змінами 1986 р.;
- Правилам плавання по Панамському каналу із сповіщенням № 1–2002 від 1 січня 2002 р.;
- Резолюції ІМО А.601 (15) про постачання суден інформацією щодо маневрених характеристик судна та Резолюції А.751 (18);
- Резолюції А667 (16) про пристрої для передавання лоцмана;
- Резолюції ІМО А.468(XП) "Кодекс по рівням шуму на судах";
- Міжнародному Стандарту ІSO 6954–1984 "Механічні коливання та дивітіння. Принципи загального оцінювання вібрації на торгових судах";
- Кодексу безпечної практики перевезення навалювальних вантажів 1991 р. (BC Code);
- Конвенції про приміщення для екіпажу на борту суден № 92 1949 р. (МОТ–92) з додатковими положеннями конвенції № 133 1970 р. (МОТ–133);
- Міжнародному регламенту радіозв'язку за рішенням всесвітньої адміністративної радіоконференції (ВАКР–87ПС);
- Вимогам федерації портових працівників Австралії до трюмних трапів;
- тощо.

1.3 Основні характеристики

Головні розміри

Довжина найбільша.....	180 м;
Ширина.....	30 м;
Проектована осадка.....	10,4 м.

Дедвейт судна у морській воді густиною 1,025 т/м³, при осадці по лінію вантажну марку 10,4 м, складає 32 500 т.

1.4 Морехідні якості

Плавучість судна при прийнятій формі корпусу і розподіл навантажень забезпечується у всіх експлуатаційних випадках. Остійність судна у всіх експлуатаційних випадках завантаження задовольняє вимогам SOLAS для суден необмеженого району плавання.

Непотоплюваність забезпечується у відповідності з діючими вимогами SOLAS при затопленні двох сумісних автономних відскіб.

Швидкість судна на глибокій воді, при чистому свіжопофарбованому корпусі, вітрі і хвилюванні не більше 4-х балів при осадці 10,4 м на рівний кіль складає максимальна швидкість:

- максимальна – 14,3 вуз;
- крейсерська – 14 вуз.

1.5 Суднова енергетична установка

1.5.1 Елементи головної енергетичної установки

У якості головного двигуна встановлений двигун фірми MAN – 6S46MC-C8, який має наступні характеристики і параметри (табл. 1.1):

- двотактний, простої дії, крейцкопфний, реверсивний, морського виконання.

Таблиця 1 Характеристики головного двигуна

Параметр	Значення
Число циліндрів	6
Діаметр циліндра, хід поршня, мм	460x1932
Номінальна потужність, кВт	8280
Специфікаційна потужність, кВт	7700
Експлуатаційна потужність, кВт	6930
Номінальна кількість обертів, хв ⁻¹	129
Середній ефективний тиск, МПа	2,0
Середня швидкість поршня, м/с	8,6
Питома ефективна витрата палива, г/(кВт год)	177
Тип турбокомпресора	TCA
Витрата циркуляційного масла, г/(кВт год)	0,15
Витрата циліндрового масла, г/(кВт год)	1,0
Вага двигуна, т	177
Розміри, мм	6310x2924x8175

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

Елементи допоміжної установки

У якості основних джерел живлення встановлені 3 дизель-генератори 5H17/28 з наступними характеристиками (табл. 2):

Таблиця 2 Характеристики дизель-генераторів

Параметр	Значення
Число циліндрів	5
Діаметр циліндра і хід поршня, мм	170 x 280
Потужність двигуна, кВт	575
Потужність генератора, кВт	538
Число обертів хв. ⁻¹	900
Витрата масла, г/(кВт год)	0,8

1.5.3 Допоміжна парова установка

У якості парового джерела встановлений комбінований паровий котел Kangrim моделі РС320131

Таблиця 3 Характеристики котлоагрегату

Параметр	Значення
	Вогнева /утилізаційна
Паропроductивність, кг/годину	1200/1000
Температура живильної води, °C	60
Тиск пари, МПа	0,7
Температура газів на виході з ГД при 85% навантаженню	229

Валопровід

У склад валопроводу входять:

- гребний вал;
- проміжний вал;
- ущільнення гребного валу „SIMPLEKS” з двома ущільненими манжетами у носовому ущільненні і 4 – у кормовому;
- дейдвудний пристрій з двома підшипниками ковзання;
- гребний гвинт фіксованого кроку;

1.6 Загальносуднові системи

1.6.1 Осушувальна система

Осушувальна система призначена для періодичного видалення невеликих кількостей води, що накопичуються в нижніх частинах корпусу судна в процесі його нормальної експлуатації, а також для збирання трюмних вод, що містять нафту, (ВМН) і подальшої їхньої передачі в берегові прийомні пристрої чи в установку для очищення.

Основне устаткування системи розташоване:

- у трюмі МВ: два відцентрових і один поршневий електроприводні насоси і водоструминний ежектор подачею 160 м³/годину;
- на II платформі МВ: сепаратор льяльних вод;
- у приміщенні ежектора: водоструминний ежектор подачею 10 м³/годину.

На прийомних відводах осушення вантажних трюмів і приміщення пожежного насоса, а також на трьох прийомних відводах автономного трубопроводу ВМН осушення колодязів МВ і двох колодязів румпельного відділення встановлені дистанційно-керовані клапани з пневмоприводом.

На напірних патрубках відцентрових насосів встановлені клапани, що забезпечують можливість настроювання насосів на роботу в межах робочої характеристики.

1.6.2 Баластна система

Баластна система забезпечує прийом водяного баласту до цистерн і видалення його за борт. Вона обслуговується двома відцентровими електричними насосами подачею 1200 м³/годину кожний.

Баластні насоси розташовані в трюмі МВ у приміщенні баластних насосів.

Запірна арматура на відводах у баластні цистерни і трюм № 3 розташована у міждонному коридорі систем. Решта запірної арматури розташована в МВ і у приміщенні баластних насосів.

Магістральні канали прокладені в міждонному просторі по баластних цистернах, а магістраль зачищення баласту – в міждонному коридорі систем.

Арматура системи дистанційно-керована з гідроприводами, за винятком трьох неповоротно-запорних клапанів, встановлених у МВ.

Запірна арматура на відводах у баластні цистерни і трюм № 3 розташована у міждонному коридорі систем. Решта запірної арматури розташована в МВ і у приміщенні баластних насосів.

Магістральні канали прокладені в міждонному просторі по баластних цистернах, а магістраль зачищення баласту – в міждонному коридорі систем.

Арматура системи дистанційно-керована з гідроприводами, за винятком трьох неповоротно-запорних клапанів, встановлених у МВ.

Передбачено прокачування баластних цистерн і форпіка підігрітою забортною водою системи охолодження енергетичної установки.

1.6.3 Стічна і шпігатна системи

Передбачено роздільні системи стічних вод (СВ) і господарсько-побутових вод (ГПВ).

Стічні системи забезпечують відведення СВ і ГПВ від устаткування в цистерни і можливість їхнього знезаражування в установці обробки СВ і ГПВ.

Передбачено можливість скидання СВ і ГПВ за борт і видача СВ у прийомні спорудження.

Стічна цистерна – вклядного типу. Установка обробки СВ і ГПВ, фекальний насос і ежектор видачі СВ розташовані в приміщенні збирання і обробки СВ у МВ.

Цистерна ГПВ розташована в міждонному просторі.

Робоча вода на ежектор видачі СВ подається від водопожежної системи.

Для осушення приміщень застосовані шпігати. Конструкція шпігатів передбачає гідравлічні затвори, що запобігають проникненню запахів зі СВ.

Шпігати на ВП і у необхідних місцях мають непроникні закриття, що запобігають забрудненню моря нафтопродуктами при їх розливі на палубі.

1.6.4 Протипожежні системи

1.6.4.1 Система водяного пожежогасіння. Система призначена для гасіння пожежі суцільними чи розпиленими водяними струменями ручних пожежних стволів.

Система виконана кільцевою у надбудові та лінійною в інших частинах судна.

Системою передбачено:

- подача не менше двох струменів води в будь-яку частину кожного приміщення чи палуби, при цьому забезпечується подача одного струменя по рукаву стандартної довжини, а другий може бути поданий по двом таким же з'єднанням послідовно рукавам;

- можливість прийому води з берега через міжнародне берегове з'єднання.

Обслуговується система двома насосами. Один пожежний насос подачею 100 м³/годину при напорі 1 МПа розташований у приміщенні баластного насоса. Другий насос подачею 160 м³/годину при напорі 1 МПа розташований у МВ.

У системі використовуються: пожежні клапани Ду65 для машинних приміщень та відкритих палуб; ручні пожежні стволи Ду65 з насадкою діаметром 19 мм для МВ та відкритих палуб; пожежні клапани Ду50 – для решти приміщень; палубні рукави довжиною 20 м на відкритих палубах і 10 м – у відкритих приміщеннях.

1.6.4.2 Система вуглекислотного гасіння високого тиску. Система вуглекислотного гасіння високого тиску передбачена для гасіння пожеж у МВ, вантажних трюмах, приміщеннях АДГ, інсинератора, малярської, а також в УПГ, ресивері наддубового повітря ГД і глушниках-іскрогасниках.

Устаткування системи розміщене в станціях вуглекислотного гасіння у МВ.

У комплект устаткування входять:

- балони для зберігання CO₂ із клапанами, сифонними трубами і деталями кріплення;
- збірні колектори;
- клапани випуску CO₂ у захищені приміщення;
- пускові шафи для керування випуском CO₂ у трюми і МВ;
- прилад затримки сигналу на відкриття балонів із CO₂;
- свистки сигнальні;
- випускні сопла;
- трубопроводи і арматура;
- таблички з написами і інструкціями з пуску;
- пристосування для зважування балонів.

Система забезпечує:

- зберігання CO₂ у балонах;
- зважування балонів у станціях вуглекислотного гасіння;
- подачу CO₂ у захищені приміщення;
- включення попереджувального сигналу про пуск CO₂ у МВ;

У системі гасіння пожежі в трюмах і МВ передбачено два послідовно включених засоби керування випуском. Один використовується для випуску CO₂ з балонів, інший – для відкриття пускового клапана на трубопроводі, що здійснює подачу CO₂ тільки в МВ. Для МВ ці два засоби керування знаходяться усередині пускової шафи. Для трюмів з окремого пускового обладнання

здійснюється тільки випуск CO_2 з балонів, а пускові клапани для кожного з трюмів мають ручний привод. Пускові шафи розташовані у станції вуглекислотного газіння.

Для газіння пожежі в малих приміщеннях: АДГ, малярської та інсинератора, а також устаткування МВ використовуються місцеві установки CO_2 , що складаються з 2-х і 3-х балонів.

Для цих установок також передбачено два окремих засоби керування випуску CO_2 : ручне відкриття клапана випуску CO_2 у приміщення, що захищається, і ручне відкриття пристрою для випуску CO_2 з балонів.

1.6.4.3 Місцеві пости пожежегазіння. Для газіння місцевих вознищ пожежі у МВ передбачаються стаціонарні повітряно-пінні апарати.

1.6.5 Система питного та мийного прісного водопостачання

Передбачено єдину систему постачання побутових споживачів прісною водою питної якості. Система забезпечує холодною і гарячою водою споживачів води, камбуз, пральню, умивальники, душові, ванни і одмив ілюмінаторів навігаційної рубки. Холодна прісна вода подається до водорозбірного автомата і на змив унітазів.

Механізми й устаткування системи розташовані в приміщенні водопідготовки. Водорозбірні автомати з охолодженням води розташовані в МВ й у коридорі жилої надбудови.

Запаси питної води зберігаються в п'ятьох вкладних цистернах місткістю 383 м³, одна з яких використовується для приготування мінералізованої води.

Заповнення цистерн запасу виконується через наливний пристрій з фланцем міжнародного зразка, розташований на ВП по правому і лівому бортах, по єдиному трубопроводу.

Передбачено можливість консервації та переконсервації запасів води іонами срібла дозою 0,05 мг/л.

Передбачено поповнення запасів води від вакуумної ВОУ з мінералізацією і знезаражуванням в установці ультрафіолетового опромінення з наступною консервацією іонами срібла дозою 0,05 мг/л.

1.6.6 Система опалення і господарського паропостачання

Система парового опалення забезпечує обігрів приміщень, що не обслуговуються системою кондиціонування повітря чи електроопаленням.

Потужність обігрівальних приладів обрана з розрахунку підтримки заданих температур у зимовий час року:

- акумуляторні 5 °С;
- комори і станції пожежегазіння 10 °С;
- приміщення вентиляторів, механізмів, насосне відділення 12 °С;
- майстерні, туалети, пральні, гладильні, камбуз 16 °С;
- душові, роздягальні 25 °С;
- сушильні 45 °С.

Передбачено можливість прийому пари з берега через рукавні з'єднання, що підключаються до прийомного патрубку, встановленого на відкритій частині палуби з наступним редуціюванням тиску до 0,39 МПа.

Конденсат через конденсатовідводи спрямовується в охолоджувач конденсату, а з нього в теплий ящик. В аварійному випадку передбачена можливість відводу конденсату в теплий ящик чи за борт.

Система парового опалення – однопотісна, з робочим тиском пари в опалювальних приладах 0,39 МПа.

Система господарського паропостачання – двопотісна, прямоточна, з робочим тиском пари в нагрівальних приладах 0,39 МПа.

Споживачі пари системи парового опалення – радіатори, системи господарського паропостачання, нагрівачі повітря систем кондиціонування, загальносуднової та машинної вентиляції, підігрівачі прісної води, устаткування прального блоку.

1.6.7 Система загальносуднової вентиляції

В усіх приміщеннях, крім приміщень, що обслуговуються системою кондиціонування повітря, передбачена штучна або природна вентиляція.

У необхідних випадках системою загальносуднової вентиляції забезпечено також видалення повітря з приміщень, що обслуговуються системою кондиціонування повітря.

Кількість повітря (повітрообмін), яке подається та (чи) видаляється з приміщень, що обслуговуються штучною вентиляцією, визначено з умови або асиміляції надлишкових тепловиділень, або забезпечення кратності повітрообміну, обумовленої за нетто-об'ємом приміщення.

Повітрообмін і спосіб вентиляції акумуляторних визначені з умови асиміляції водню, що виділяється, відповідно до Правил морського класифікаційного товариства.

1.6.8 Система вентиляції вантажних трюмів

Вантажні трюми обладнані штучною повітряною і природною видувною вентиляцією, що забезпечує один обмін повітря в годину з розрахунку на порожній трюм. Ця система забезпечує також поверхневу вентиляцію під час перевезення сипучих вантажів.

1.6.9 Система кондиціонування повітря

Система кондиціонування повітря призначена для підтримки комфортної температури і вологості в приміщеннях, що обслуговуються, при параметрах зовнішнього повітря: температури +34 °C і вологості 70 % влітку і -25 °C і 85 % взимку. Кондиціонери, що обслуговують житлові, громадські та службові приміщення, розміщені в приміщенні кондиціонерів на палубі рудки I ярусу, кондиціонери кормової рудки і камбуза – у вентиляторній на палубі рудки II ярусу, кондиціонер ЦПК – у МВ.

Система виконана одноканальною за винятком телетрансляційної та салонів, де вона виконана двоканальною. В їдальнях і кают-компанії передбачена одноканальна система, що працює за принципом двоканальної.

Підтримка параметрів повітря в приміщеннях, що обслуговуються одноканальною системою, забезпечена шляхом зміни витрати повітря за допомогою підволочних повітророзподільвачів.

Підтримка параметрів повітря в приміщеннях, що обслуговуються двоканальною системою, забезпечена шляхом змішування повітря від I та II ступенів кондиціонерів у змішувачах.

Підтримка постійного статичного тиску в трубопроводах забезпечена за допомогою регуляторів статичного тиску.

Передбачена 30 % рециркуляція повітря і зволоження його парою.

1.7 Суднові пристрої

1.7.1 Кермовий пристрій

На судні встановлюється одне кермо: обтічне, напівбалансирне, розташоване у ДП за зредним звинтом.

Загальна площа керма складає приблизно 49 м^2 , що дорівнює приблизно 1,6 % від площі проекції підводної частини корпусу судна на вертикальну площину при осадці по конструктивну ватерлінію.

Для перекладання керма в румпельному відділенні встановлюється електрогідравлічна роторна кермова машина із обертаючим моментом на валері 1520 кН·м.

Кермова машина має 2 електроприводні гідравлічні насосні агрегати. Кожний насосний агрегат забезпечує перекладання керма з 35° одного борту на 30° другого борту за 28 с при повному передньому ході судна. Передбачається дистанційне електричне керування кермовою машиною із навігаційної рубки.

1.7.2 Якірний пристрій

Судно забезпечується двома становими й одним запасним якорями типу Холла масою 11 т кожний. Станові якорі убураються в бортові якірні клюзи. Запасний якір зберігається на ВП.

Якірні ланцюги для станових якорів передбачаються особливої міцності із сталі категорії 3, калібром 81 мм. Довжина якірних ланцюгів складає 350 м правого борту і 325 м лівого борту. Якірні ланцюги зберігаються в ланцюгових скринях, які забезпечують самоукладання ланцюга.

Ледідки обладнуються системою дистанційної віддачі якоря з навігаційної рубки, лічильниками довжини витравленого ланцюга, які встановлені у постів керування ледідками та в навігаційній рубці.

1.7.3 Швартовний та буксирний пристрій

Як швартовний пристрій використовується швартовна автоматична ледідка з електричним приводом:

- кількість і місце установки – 3 шт., однобарабанні, у кормовій частині судна;
- тягове зусилля – 125 кН;
- канатомісткість – 200 м;
- швидкість вибирання – не менше 0,2 м/с.

Якірні швартовні пристрої – автоматичні двобарабанні ледідки з електричним приводом:

- кількість і місце установки – 2 шт. на палуді бака;
- тягове зусилля – 160 кН;
- швидкість вибирання – не менше 0,2 м/с.

Для швартування та буксирування передбачається необхідна кількість швартовних та буксирних кнехтів, клюзів.

1.7.4 Вантажні пристрої

Для проведення допоміжних вантажних операцій на судні передбачені два електрогідравлічні вантажні крани вантажопідйомністю 5 т і вильотом стріли 14/2,2 м. Крани встановлені на нижньому містку кормової рубки по правому і лівому борту.

Для вивантаження основних вантажів із трюмів на судні передбачено 4 поворотні балки і 3 візки-піддони. Вантажопідйомність кожної балки 500 кг. Поворотні балки обслуговуються електричними приводами типу ПЕ68 з наступними технічними характеристиками:

- номінальне тягове зусилля на барабані – 5,6 кН;
- швидкість вибирання шкентеля при НТУ – 0,30 м/с;
- посадочна швидкість – 0,13 м/с.

Для підтримки шлангів при прийомі палива передбачені дві вантажні балки вантажопідйомністю 0,5 т з електричним приводом, розташовані по правому борту в районі 45 шп.

За бажанням замовника, для здійснення вантажних операцій з навалювальними вантажами на судні можуть бути передбачені 4 електрогідравлічні вантажні грейферні крани, що забезпечують роботу при температурі навколишнього повітря від +45 °С до -20 °С.

Основні характеристики крана:

- вантажопідйомність – 25 т;
- виліт стріли максимальний – 30 м;
- номінальна швидкість піднімання-опускання вантажу – 32 м/хв.

1.7.5 Рятувальні пристрої

На судні встановлюють одну моторну рятувальну вільного падіння (гравітаційну) шлюпку на 32 особи і одну чергову шлюпку з пластмасовим корпусом на 6 осіб.

На судні встановлюються два рятувальні плоту на 16 осіб кожний, що спускаються за допомогою плотбалки, чотири надувні рятувальні плоту на 10 осіб кожний в пластмасових контейнерах і додатковий надувний рятувальний пліт на 6 осіб.

Плоту на 10 осіб закріплюються на стелажах для швидкого скидання.

1.7.6 Захист корпусу судна від корозії

Для захисту кормового підзору, кінгстонних ящиків і кінгстонно-розподільчого каналу передбачається захист протекторами алюмінієвого сплаву з терміном служби не менше ніж три роки.

1.8 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 життє і утримувати системи управління безпекою (СУБ) в судноплавних компаніях.

Система управління безпекою включає в себе:

- політику безпеки і захисту навколишнього середовища,

- інструкції по 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-74);

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

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

1.9.1 Розташування машинного відділення по довжині корпусів судна

Розміщення машинного відділення (MB), по довжині корпусу судна має вплив на технічні, експлуатаційні і економічні показники судна, а також на його загальну архітектуру. У морській практиці в основному зустрічаються три варіанти розташування приміщення ЕУ по довжині судна; середнє, кормове і проміжне (зсунуте у корму від мідель — шпангоуту). Носове застосовується дуже рідко, в основному для суден, які перевозять великогабаритні вантажі. Кожний варіант має свої достоїнства і недоліки. Найбільше розповсюдження отримало кормове розташування MB. При незмінних габаритах судна і зміщення приміщень ЕУ у корму вантажомісткість зростає. Це

пояснюється, по — перше, тим, що не дивлячись на деяке подовження МВ, його об'єм усе ж зменшується. По-друге, лінія валу виходить коротше, і відповідає необхідності в тунелі згребного валу, який проходить через кормові трюми при інших розташуваннях МВ. Зниження маси валопроводу і відмова від тунелю згребного валу сприяє збільшенню вантажопідйомності судна до 0,5, а в окремих випадках до 1%.

Визраш у вантажомісткості залежить від розмірів судна і типу ЕУ. Так як для суден дедвейтом 10 тис. т він складає у середньому 1,5 — 3%. Велике значення (до 15%) можуть бути отримані для суден з компактною схемою ЕУ.

У зв'язку з тим, що при кормовому розташуванні ЕУ, центр ваги навантаженого судна переміщується у ніс, удифференційовка таких суден скрутна. Управління судном також ускладнюється через погіршення видимості.

При кормовому варіанті розміщення СЕУ у центральній частині судна вивільняються приміщення більшого об'єму, що полегшує розміщення вантажу. Відмова від тунелю згребного валу і кормового трюму також сприяє кращому розміщенню вантажу. На всьому протязі вантажних трюмів верхня палуба не має надбудов, що робить більш безпечною роботу берегових кранів.

Проміжне розташування СЕУ характеризується тим, що МВ зрушено у корму від міделів — шпангоута. За приміщенням ЕУ, як правило, знаходиться один трюм, рідше — два. Цей варіант розміщення СЕУ займає проміжне положення між кормовим і середнім. Так, удифференційовка судна у даному випадку покращується у порівнянні з кормовим розміщенням СЕУ; умови населеності також середні.

Існують визначені типи суден, для яких питання про місце знаходження ЕУ по довжині судна можна вирішити однозначно.

Визначеними факторами при виборі розташування ЕУ на контейнерному судні є можливість розміщення вантажу у трюмах великого об'єму і можливість більш вільної роботи вантажних устроїв на верхній палубі. Керуючись цими міркуваннями, треба віддавати перевагу кормовому розташуванню СЕУ. Але, наряду з кормовим варіантом, застосовується і проміжний.

Кормове розташування МВ характерно для балкерів, суден для навалочних вантажів, універсальних малотоннажних суден, контейнеровозів; для цих суден переваги кормового розташування є визначними. Більш ефективним виявилось кормове розташування МВ і для лісовозів.

Оскільки основне призначення судна — перевезення корисних вантажів, об'єм корпусу, який виділяється для розміщення механізмів, повинен бути мінімальним. Довжина МВ понад усе визначається довжиною головного двигуна (агрегату). Однак, розміщення усіх інших механізмів потребує відповідних площ, розміри яких коло головного двигуна будуть залежати від місцеположення МВ по довжині судна і від типу головної установки. При центральному розташуванні МВ має найбільшу ширину, а при кормовому — збужується у корму зі значним ухилом бортів, що створює труднощі у розміщенні механізмів.

Приміщення МВ розташовуються як в основному корпусі судна, так і у його надбудовах і рубках. Питомий об'єм приміщень МВ для морських суден транспортних суден з ДЕУ зазвичай складає 0,35 — 0,70 м³/кВт (на 1 кВт потужності ЕУ). Для визначення повного об'єму машинних приміщень необхідно до об'єму МВ додати об'єм тунелів згребних валів, об'єм шахт, димових

труб і інших приміщень у надбудовах і рубках, об'єми цистерн енергетичних і інших запасів, які не входять у об'єми МВ.

Машинне відділення повинне мати два виходи, які розташовані у протилежних кінцях відділення, з різних бортів.

Машинні шахти з'єднують приміщення МВ з відкритою палубою (або палубою надбудов). Вони призначені для виводу вентиляційних каналів, газовідвідних каналів, газовідвідних труб і димоходів, каналів підводу повітря до працюючих дизелів, котлам, установок трапів і ліфтів для доступу у МВ, інколи для природного освітлення і безпосереднього поєднання ЕУ зі зовнішнім середовищем, а також для транспортування окремих механізмів, вузлів і деталей при ремонтах.

Кожухи димових труб слугують для виводу газовідвідних труб і труб витяжної вентиляції з МВ на висоту, яка виключає можливість задимляємості палуб і надбудов. Розміри поперечного перетину кожухів приймають у залежності від поперечного перетину які знаходяться у них газопускних труб і димоходів, а також в залежності від загального виду судна.

Для збереження запасів палива використовуються цистерни подвійного дна, бортіві і перетину (диптанки), а також вкладні цистерни повинні бути відділені коффердамами від живих, службових і рефрижераторних приміщень, а також, цистерн прісної води. Цистерни змащувального масла розташовуються зазвичай у МВ, як правило, поза подвійного дна і відділяються коффердамами від зовнішньої обшивки корпусу судна, або виконуються вкладними.

1.9.2 Розташування головного двигуна і допоміжного устаткування у машинному відділенні

Устрій машинних відділень і розміщення у них устаткування повинні відповідати вимогам Lloyds Register, сан інспекції, правил техніки безпеки.

Розміщення устаткування у приміщеннях СЕУ може бути одно — і багатоярусним. На великих морських судах з великою висотою борта застосовують багатоярусне розташування, що дозволяє зменшити довжину МВ і задарити установки, компактно розмістити її у приміщенні. При цьому, однак, підвищується центр ваги установки.

Головні двигуни і передачі розташовують у нижній частині МВ. в трюмі, на фундаментах, пов'язаних з днищевим набором корпусу судна. Їх компанування повинна бути такою, щоб забезпечували надійність, зручність в експлуатації і обслуговування. Для зручності обслуговування двигуна необхідно звільняти круг нього достатні площі, на які можна було б покласти великі деталі, які витягли з двигуна для ремонту. З тою ж метою над двигуном залишають вільний простір для витягу поршнів зі штоками, або шатунами за допомогою спеціальних підйомних пристроїв.

Допоміжне устаткування треба встановлювати якомога ближче до ГД який обслуговується поблизу від інших агрегатів, пов'язаних загальним робочим тілом і обслуговуючий той же ГД. Послідовність розміщення взаємопов'язаних механізмів може бути як горизонтальним, так і вертикальним. Між механізмами необхідний простір для можливості їх обслуговування.

Трубопроводи повинні проходити у трьох взаємно перпендикулярної до неї і перпендикулярної до основної площини, причому, необхідно передбачити достатні простори для монтажу і обслуговування.

Механізми, які є джерелами шуму і вібрації, необхідно встановлювати на елементах корпусу судна, які мають підвищену жорсткість, або підкріпляти ці механізми додатковими конструкційними

елементами. Такі механізми необхідно амортизувати і екранізувати їх від постів, де довгостроковий час знаходиться обслуговуючий персонал.

При виборі місця установки людих ВМ необхідно враховувати можливість їх обслуговування мінімальною кількістю людей (особливо при низькій ступені автоматизації ЕУ).

Важливим фактором, який впливає на розташування механізмів у МВ, є склад і тип суднової електростанції. Вона може складатись з дизель — генераторів і розподільних щитів. Дизель — генератори, які є джерелами вібрації і шуму, доцільно встановлювати на амортизаторах у трюмі паралельно діаметральній площині.

Головний розподільчий щит, (ГРЩ), встановлюють по можливості ближче до джерел току, як правило, перпендикулярно діаметральній площині. Він може бути розміщений як у трюмі, так і на платформі. При наявності ЦПУ розміщують ГРЩ у ньому. При виборі установки людих механізмів необхідно врахувати також і зручність їх обслуговування мінімальним числом людей. Це особливо важливо при низькій ступені автоматизації установки.

При розміщенні допоміжних механізмів у МВ необхідно враховувати наступні обставини: який агрегат вони обслуговують і від роботи якого агрегату залежать; з якої сторони і на якій висоті механізм проводить робоче тіло (енергію); де забирається робоче тіло, яке подається (енергія).

Положення холодильників масла і прісної води визначається прагненням скоротити траси охолоджувальної води і охолоджуючої рідин. В СДУ з МОД ці теплообмінники встановлюються ближче до насосів, в тому числі на платформі над насосами. На судах відносно невеликого водотоннажності холодильники можуть встановлюватись на бортових кронштейнах, або навіть під настилом МВ.

При розміщенні устаткування, яке забезпечує СДУ повітрям підвищеного тиску, необхідно враховувати характер навантаження, яке вона може передати на корпус судна. Так недостатньо зрівноважені поршневі компресори створюють динамічне навантаження, яке викликає вібрацію корпусу і шум. Тому такі механізми треба встановлювати на амортизаторах. Вільно поршневі дизель — компресор, який є практично повністю зрівноваженим механізмом, часто встановлюють на спеціальних кронштейнах на бортах, або передірок МВ, на амортизаторах для зменшення структурного шуму.

Розташування компресора відносно пульту управління визначається ступінню автоматизації установки. При малій ступені автоматизації компресори ставлять поблизу ПУ, щоб зручно було спостерігати за їх роботою. При наявності ЦПУ і відповідній ступені автоматизації треба встановлювати компресор, виходячи зі зручності загального розміщення механізмів. На судах з потужними двигунами, де балони пускового повітря займають значний об'єм при відносно невеликій масі, їх розташовують на платформах зі сторони підводу повітря до двигуна. Компресори повітря ставлять на ті ж платформи, або нижче у трюмі під балконом. В установках невеликої потужності і на допоміжних двигунах балони можуть бути встановлені поряд з дизелем, а компресори — у трюмі.

1.9.3 Вимоги до розміщення устаткування систем

Траси трубопроводів прокладають по найбільш короткому шляху. Вони повинні мати просту конфігурацію. Забороняється проводити траси через жилі і службові приміщення.

Паливні цистерни не треба розташовувати у МВ. Суміжними з МВ виконують видаткові цистерни, у тому випадку вони можуть мати з ним тільки одну загальну стінку. По висоті МВ їх розташовують на рівні платформи.

Паливні цистерни не треба розміщувати над трапами, ГД і механізмами, паровими котлами, газоходами, електричним устаткуванням і постами управління головними механізмами. Якщо виникає необхідність розміщення цистерн над указаним устаткуванням, то під ними встановлюють піддони, які виконані під всією площею днища цистерни.

При роботі ГД на двох сортах палива (важкому і легкому) передбачають міри проти їх змішання. Насоси, сепаратори, фільтри і інше устаткування паливної системи необхідно розташовувати у трюмі МВ компактно, бажано у агрегаті і поблизу витратних цистерн очищеного палива. Для перекачування палива встановлюють не менше двох насосів, один з яких резервний. Ці насоси, а також насоси сепараторів, окрім місцевого, устатковують дистанційним управлінням. На судах, ЕУ яких працюють на важкому паливі, встановлюють не менше двох сепараторів.

Перекачувальні, підкачувальні, циркуляційні і інші насоси аналогічного призначення встановлюють поблизу місць забору рідини, яка перекачується, вони оснащені приймальними патрубками мінімальної довжини і достатньо більшого прохідного перетину. Висота установки насосу відносно рівня рідини, яку приймають, повинна бути по можливості мінімальною для забезпечення надійного постійного прийому робочої рідини при качці судна. Бажано, щоб робоча рідина поступила до насосу під напором, (особливо відчутні до цього відцентрові насоси). У зв'язку з цим на приймальних патрубках систем, як правило, встановлюють неповоротні клапани для підтримки приймальних магістралей заповненими. Насоси, які подають паливо до ГД і ВД, працюють від витратної (підпорної) цистерни, яка розташована значно вище рівня насосу. Запаси масла зберігають у одному, або декількох відсіках, розташованих у МВ, або поблизу його. Не рекомендується зберігати запаси масла у цистернах міждонного простору. У них під ГД розміщають стічні масляні цистерни, які відділяють коффердамами від зовнішнього дна і інших відсіків міждонного простору.

Приймальні кінгстони заборотної води розташовуються у носовій частині МВ перед відливними клапанами. Кінгстони повинні встановлюватись на спеціальних кінгстонних ящиках, або в приймальних заборотних патрубках. Приймальні заборотні отвори у зовнішньому обшиванні судна захищають решітками. Частіше всього передбачають два кінгстонних ящика, причому, один на борту у районі скулової частини, другий — на днищі судна з протилежного борта. На кризоламах і судах льодового плавання для прийому заборотної охолоджувальної води застосовують льодові ящики, у яких мілкий дитий лід, який попадає і збирається у верхній його частині і тане від тепла, яке відводиться у ящик від води, яка нагрілася, з системи охолодження.

Насоси прісної і заборотної води. Насоси циркуляційної системи охолодження циліндрів, поршнів, форсунок і т. п., розташовують у найбільш низькій частині системи. Насоси встановлюють так, щоб вони забирали рідину з охолоджувача і нагнітали її у порожнину охолодження, а не навпаки. Це забезпечує підвищений тиск у порожнині охолодження дизеля.

Магістральні траси трубопроводів (і електричних кабелів) у приміщенні ЕУ розташовують по можливості прямолінійно вздовж судна, перпендикулярно до його діаметральної площини, або вертикально. На багатотоннажних судах для магістральних трубопроводів залишають проходи повз трас, устатковані площадками і стаціонарним електроосвітленням. Компановка арматури і

з'єднань трубопроводів повинна забезпечувати зручний доступ до них і можливість виконання ремонтних робіт без демонтажу суміжного устаткування і труди, які знаходяться поряд.

Електричні кабельні траси у приміщеннях ЕУ розташовуються переважно вище настилу палуб, при необхідності розміщення кабелів під настилом їх прокладають у металічних трубах, або закритих каналах (траси кабелів повинні стояти від джерел тепла не менше ніж на 100 мм, від підвісного дна і масляних цистерн — не менше ніж на 50 мм, від зовнішнього обшивання і передірок — не менше ніж на 20 мм).

Відливні трубопроводи охолоджувальної води за борт по можливості об'єднують для скорочення кількості отворів у зовнішньому обшиванні. Відливні отвори розміщують, як правило, на лівому борті, так як судна зазвичай швартуються у причальній стінки правим бортом.

Приміщення СЕУ з'єднуються з відкритою палубою шахтами, які закінчуються світовим люком (капом). Через нього здійснюється повітряобмін МВ з навколишнім середовищем і навантаження — вивантаження устаткування при ремонті.

Для доступу до механізмів і арматурі, розташованим на висоті більше 1,9 м від настилу, улаштовують площадки з леєрним огороженням. Висота леєрних огорож не менше 1 м, просвіт під самим нижнім леєром огороження не повинен перевищувати 0,23 м, а між другими леєрами 0,38 м.

Для монтажу і демонтажу елементів ГД, механізмів і устаткування в МВ встановлюють мостові крани, монорельси з талями і тельферами, одухи для підвішування талей, візка. Зазвичай великі запасні частини розташовують поблизу тих максимумів, до яких вони відносяться.

Ширина трапів повинна бути не менше 0,8 м, кут нахилу їх до горизонту не більше 60°. Трапи, як правило, розміщують вздовж судна ближче до ДП. Довжина маршу не повинна перевищувати 6 м. На важкотоннажних морських судах з великою висотою МВ в доповнення до трапів передбачені ліфти.

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

1.10.1 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 морському балкері "NORD TOKYO" встановлено як індивідуальні рятувальні засоби, так і колективні.

6.2.1.2 Індивідуальні рятувальні засоби

Індивідуальні рятувальні засоби – це засоби, розраховані на використання однією людиною. На даному балкері 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 й 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 одягом 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 перебувала в холодній воді, або для зігрівання при знаходженні в рятувальній шлюпці або надувному плоту.

Колективні рятувальні засоби

Колективні рятувальні засоби – це засоби, які можуть використовуватися групою людей. На даному судні встановлені такі колективні 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 згребний звинт. Рятувальна шлюпка повинна бути пофарбована у помаранчевий колір.

На судні встановлені (див. п. 1.6.4): чотири рятувальні балкерні моторні самовідновлювальні шлюпки типу 00305, що вміщують 42 особи кожна; робоча моторна шлюпка типу РШП-5,5; катер корабельний робочий типу ЗЗ8М. Спускання та піднімання рятувальних шлюпок здійснюється шлюпбалками ШБЧШВ за допомогою електричних шлюпочних ледідок 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 плоти

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

На судні встановлені (див. п. 1.6.4): 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.

1.10.2 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 забруднення 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 льялах 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 упаковці

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 шпігати; 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 судах 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-учасниками 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 роздрінення сміття до часток, що не перевищують 25 мм; спалювання в спеціальних печах – інсінераторах, які відповідають "Стандартним технічним вимогам IMO".

На балкері "NORD TOKYO" передбачається автоматизована установка для спалювання суднових відходів і нафтозалишків – інсінератор СП-10, а також 2 контейнера для збирання сміття та відходів.

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 аерозолі 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 Розділ містить загальний опис судна “NORD TOKYO”, його корпусу, енергетичної установки та систем. Також приведено норми Міжнародного Кодексу управління безпекою (МКУБ).

Також розділ містить інформацію про основні засади розміщення механізмів у машинному відділенні. Також увагу приділено комплектації судна згідно до вимог Конвенції SOLAS-74 і MARPOL-73/78.

2. Визначення ефективності утилізації теплоти малооборотових ДВЗ використанням безперервних металогідридних циклів

2.1 Утилізаційний потенціал сучасних малооборотових ДВЗ

Двигун внутрішнього згоряння є однією з найбільш надійних і економічних машин, що перетворюють хімічну енергію палива в механічну роботу. Ці якості, в поєднанні з автономністю, зумовили широке поширення ДВЗ в усіх галузях сучасного господарства України. Найбільш ефективними є малооборотових двигуни з ККД близько 51%, такі машини використовуються в суднобудівній і стаціонарній енергетиці. Як правило, це потужні двотактні тихохідні дизелі, що працюють на різних сортах палива. В даний час малооборотових двигуни виробляють *фірми, MAN Diesel (MC, ME серія), Wartsila SULZER (X, RT-flex серія), MITSUBISHI (UEC, LCE серія)* і їх ліцензіати. [5].

Основні напрямки розвитку сучасних малооборотових двигунів включають збільшення циліндричної і агрегатної потужностей, підвищення паливної економічності, переклад двигунів на важке низькосортне паливо, зніження частоти обертання МОД до 54 хв^{-1} для збільшення пропульсивного ККД гребних гвинтів, поліпшення екологічних показників, глибока утилізація теплоти відхідних газів, автоматизація рухових установок, вдосконалення технології створення деталей дизелів [2]. Розвиток електронних систем управління дозволило кожній з фірм-виробників перейти до випуску сімейства малооборотових двигунів з електронними системами подачі палива, газорозподілу, мастила циліндрів і регулювання числа обертів (*ME, RTflex, LCE* серії і відповідно).

Тепловий баланс малооборотового двигуна, складений за даними фірми виробника, проілюстрований у вигляді кругової діаграми на рис. 3 (двигун 7G60ME-C9.5-GI MAN Diesel). Такий розподіл енергії характерно для більшості малооборотових двигунів різних фірм. З наведеної діаграми видно, значна частина енергії палива відводиться в навколишнє середовище у вигляді теплоти вторинних енергоресурсів (ВЕР): вихлопних газів, надувачного повітря, води, що охолоджує і масла.

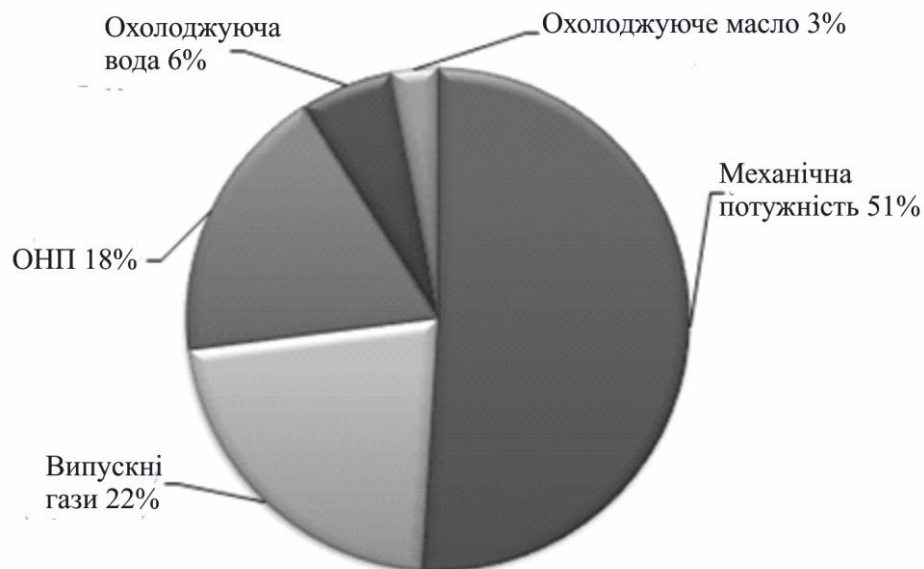


Рисунок 3 Тепловий баланс двигуна 6G45ME-C9 MAN Diesel (16 MW, 97 хв-1) [1]

Подальшим шляхом підвищення ефективності двигунів внутрішнього згоряння, в тому числі і малооборотних, може бути утилізація теплоти вторинних енергоресурсів. Складнощі викликає низький температурний рівень ВЕР, який знижується з підвищенням ефективності ДВЗ. Основні напрямки утилізації теплової енергії таких двигунів приведені роботах [3,4,5]. Це використання теплоти ВЕР в системах теплопостачання, для отримання холоду, в опріснювальних установках, для отримання електричної енергії в пароводяному циклі, застосування комбінованих газопарових установок з використанням низькокиплячих речовин, підвищення температурного рівня у вторинному контурі системи охолодження дизелів за допомогою теплових насосів.

При утилізації теплоти ВЕР двигуна дажано отримання додаткової механічної або електричної енергії, як найбільш важливих видів енергії, тому перші три напрямки утилізації в даній роботі не розглядаються.

2.2 Огляд методів утилізації низько потенційного теплоти ДВЗ

2.2.1 Турбокомпаундні системи (ТКС)

Для утилізації теплоти ВЕР фірма *MAN Diesel* пропонує використовувати ТКС (*Turbo-Compound System – TCS*). У таких системах вихлопні гази, що вийшли з циліндра двигуна, направляються в паралельних каналах до силової турбіни і до турбіни турбокомпресора. Додаткова потужність, що виробляється в силовій турбіні, передається до валу відбору потужності або до електрогенератори. В сучасних утилізаційних установках фірма *MAN Diesel* рекомендує використання надлишкової енергії вихлопних газів після силової турбіни в утилізаційному котлі. Отриманий пар дозволяє виробляти додаткову потужність в паровій турбіні, збільшуючи загальну ефективність утилізаційної установки, рис. 4. Подібні установки для своїх малооборотних двигунів виробляє і фірма *Sulzer*. Це дустерні утилізаційні установки (*Sulzer Efficiency Booster System*), що працюють за таким же принципом.

В даний час Volvo, Detroit Diesel, Iveco, Caterpillar, Scania використовують подібні системи для автомобільних двигунів, перш за все двигунів великовантажних автомобілів. При цьому силова турбіна сполучена з споживачем з використанням механічної передачі. Економія палива досягає 6%, в залежності від режиму роботи. Також відомо використання фірмами Caterpillar і John Deere ТКС, робота на електричний генератор (Technologies In Turbocharged Automotive Engine).

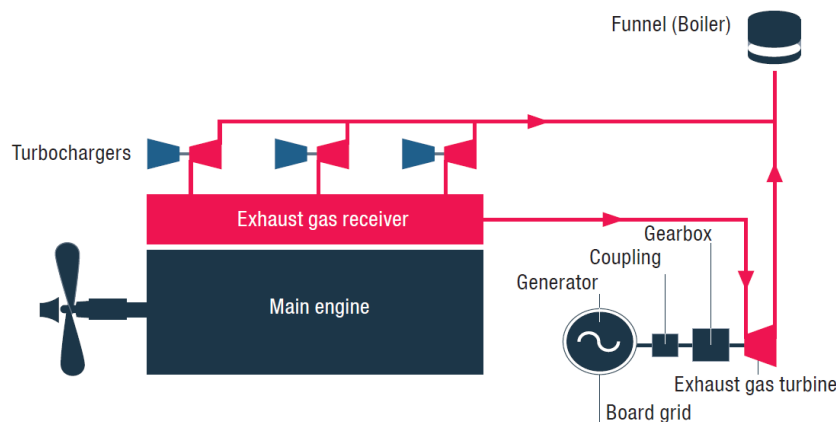


Рисунок 4 Принципова схема турбокомпаундної утилізаційної установки фірми MAN Diesel

Перевагами турбокомпаундних і дустерних утилізаційних систем є низькі масозабаритні показники, відсутність проміжних теплоносіїв, освоєність промисловістю. Недоліком є вузький діапазон роботи. Під час налаштування програми утилізації системи на широкий діапазон роботи ефективність не перевищує 3%, рис. 5.

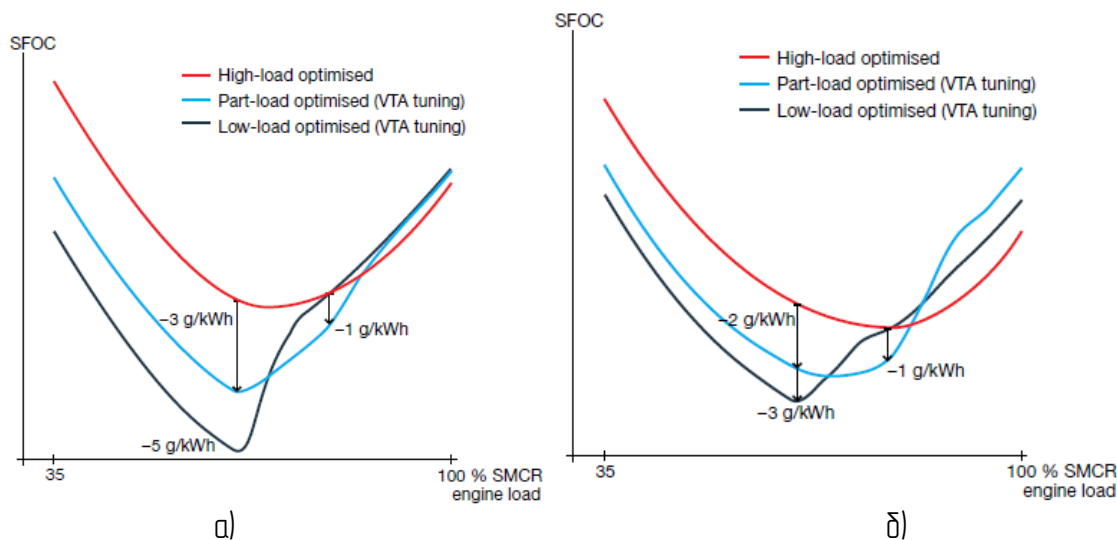


Рисунок 5 Економія палива при використанні турбокомпаундної утилізаційної системи:
а) MO, MO-C-серія; б) MC, MC-C, ME-B-серія

2.2.2 Цикл Ренкіна

2.2.2.1 Силовий цикл Ренкіна. Робочий процес циклу Ренкіна має таку структуру: робочу рідину закачують в котел, де вона випаровується, потім, передуючи в паровій фазі, проходить через турбіну, здійснюючи корисну роботу, і повторно конденсується. В ідеальному циклі,

розширення і стиснення є ізотропним. Цикл Ренкіна широко використовується в різних електростанціях. Зазвичай робоче тіло – вода під тиском.

Процеси, що протікають в установці, що працює по циклу Ренкіна, зазвичай представляють в $P-V$ або $T-S$ координатах. Форма термодинамічної циклу може бути використана для грубої оцінки його ефективності і конкретної роботи. $T-S$ діаграма дає уявлення про ККД циклу. Чим більше прямокутний цикл, тим ближче він до ідеального циклу Карно, і тим вище ефективність. $P-V$ діаграма може дати уявлення про конкретну роботу, виконану циклом. Два умови (ефективність циклу і висока питома робота) є антагоністом: більш прямокутний цикл зазвичай означає більш плоску $P-V$ діаграму. У разі традиційного циклу Ренкіна, $P-V$ діаграма показує хорошу питому роботу, але $T-S$ діаграма не є прямокутною і його ефективність, таким чином, знижується.

Можуть бути різні варіації циклу Ренкіна, в залежності від природи джерела теплоти, в тому числі і для утилізації теплоти малодегтових ДВЗ. В таких схемах тепло вихлопних газів використовувалося в утилізаційних котлах для генерації пари, а пар – для виробництва електричної енергії в турбогенераторах. Це дозволяло використовувати заміщення дизель генератора в ходовому режимі. Подібні схеми утилізації застосовувалися спільно з малодегтових ДВЗ, у яких температура вихлопних газів становила понад 600 К. Додатковою умовою застосування таких схем було те, що потужність вироблюваної електричної енергії в утилізаційному турбогенераторі повинна була бути порівнянна з потужністю дизель-генераторів. Так на рис. 6 приведена схема силової установки суховантажного теплохода «Капітан Кушнарєнко» [2].

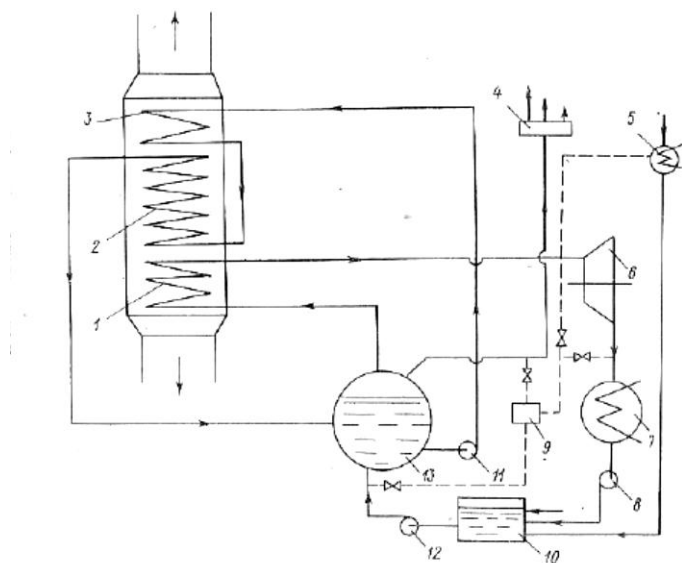


Рисунок 6 Схема утилізаційної установки теплохода

На судах застосовувався ряд подібних схем, однак через зниження температурного рівня вихлопних газів сучасних малодегтових дизелів до 520 К даний спосіб стає малоефективним і вимагає більш громіздкого обладнання. Крім того, відпрацьоване тепло з температурою нижче 600 К, не забезпечує достатнього перегріву пара, що є основною вимогою для запобігання парової конденсації і ерозії лопаток турбіни [3].

Як альтернатива паровим утилізаційним установкам пропонується використання парової турбокомпресії [Tur St], коли вихлопні гази витрачаються виключно на нагрів водяної пари, який використовується для приводу турбокомпресора і силової турбіни.

2.2.2.2 ORC. Використання низьокипящих речовин в утилізаційних циклах підвищує ефективність утилізації. Так ряд низьокипящих робочих рідин, таких як силіконові масла, пропан, фторвуглеводні (наприклад, "хладони"), ізопентан, ізобутан, н-пентан, толуол мають низьку температуру кипіння і більш високий тиск в паровій фазі, ніж вода. Це дозволяє циклу Ренкіна працювати зі значно більш низькими температурами, в літературі такі цикли зустрічаються під абревіатурою ORC – Organic Rankine Cycles.

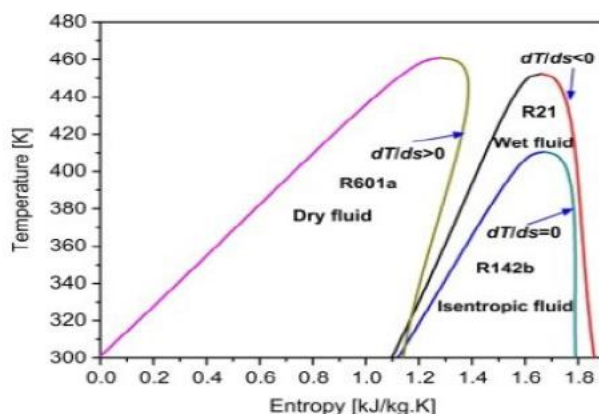


Рисунок 7 Типи робочих рідин в ORC

Вибір робочої рідини в ORC є одним з ключових аспектів, і залежить від температурного рівня джерела теплоти [24,25]. Крім того, рідина повинна мати хороші термодинамічні властивості при відносно низькому тиску і температурах, а також бути недорогою, не токсичною, пожежно безпечною, екологічно безпечною [26,27]. Однією з найбільш важливих характеристик робочих рідин в ORC є нахил лінії насичення парів. Як показано на рис 7 [29], робочі рідини можуть бути умовно розділені на три типи: вологі з негативним нахилом лінії насичення ($dt/ds < 0$), сухі, майже без нахилу ($Dt/ds = 0$) і ізентропійним з позитивним нахилом ($Dt/ds > 0$) [2].

В роботі [2] наведені основні результати термодинамічної дослідження ефективності циклу Ренкіна, що використовує в якості робочого тіла рідина R134a, за класифікацією ASHRAE, для вироблення електроенергії. При тому зазначено, що максимальна температура джерела теплоти не перевищує 150 °C, що цілком відповідає температурі МОД ДВЗ. Максимальне значення ККД циклу для установки без регенерації енергії становить 11%, використання внутрішнього теплообмінника для регенерації теплової енергії дозволяє підвищити цей показник до 14%.

Автори роботи [2] аналізують використання енергії ВЕР ДВЗ трьома різними конфігураціями: ORC: простий цикл, з використання тільки теплоти відхідних газів, простий цикл з використанням теплоти відхідних газів і охолоджуючої води двизуна і цикл з регенерацією енергії. Цей аналіз показує, що максимальне збільшення ефективності енергетичної установки становить 12% по відношенню до початкової. Крім того, вони також відзначили невелика кількість енергії, яка може бути витягнута про і з системи охолодження двизуна.

В [7] розглядається використання п'яти різних конфігурацій схем ORC для утилізації теплоти ДВЗ, рис 8. Ці зміни включають простий ORC, ORC з внутрішнім теплообмінником (IHE), ORC

з відкритим живленням нагрівача органічної рідини (OFON), ORC з закритим живленням нагрівача органічної рідини (CFOH), і ORC з пароперезрівом. При цьому пропонується використання робочої рідини R245fa. Вказується, що спочатку визначена робоча область для ORC працюючого спільно з двигуном внутрішнього згоряння. Оптимізований термічний ККД простого циклу ORC є найменшим. Навпаки, оптимізований термічний ККД з ORC з ІНЕ є найбільшим.

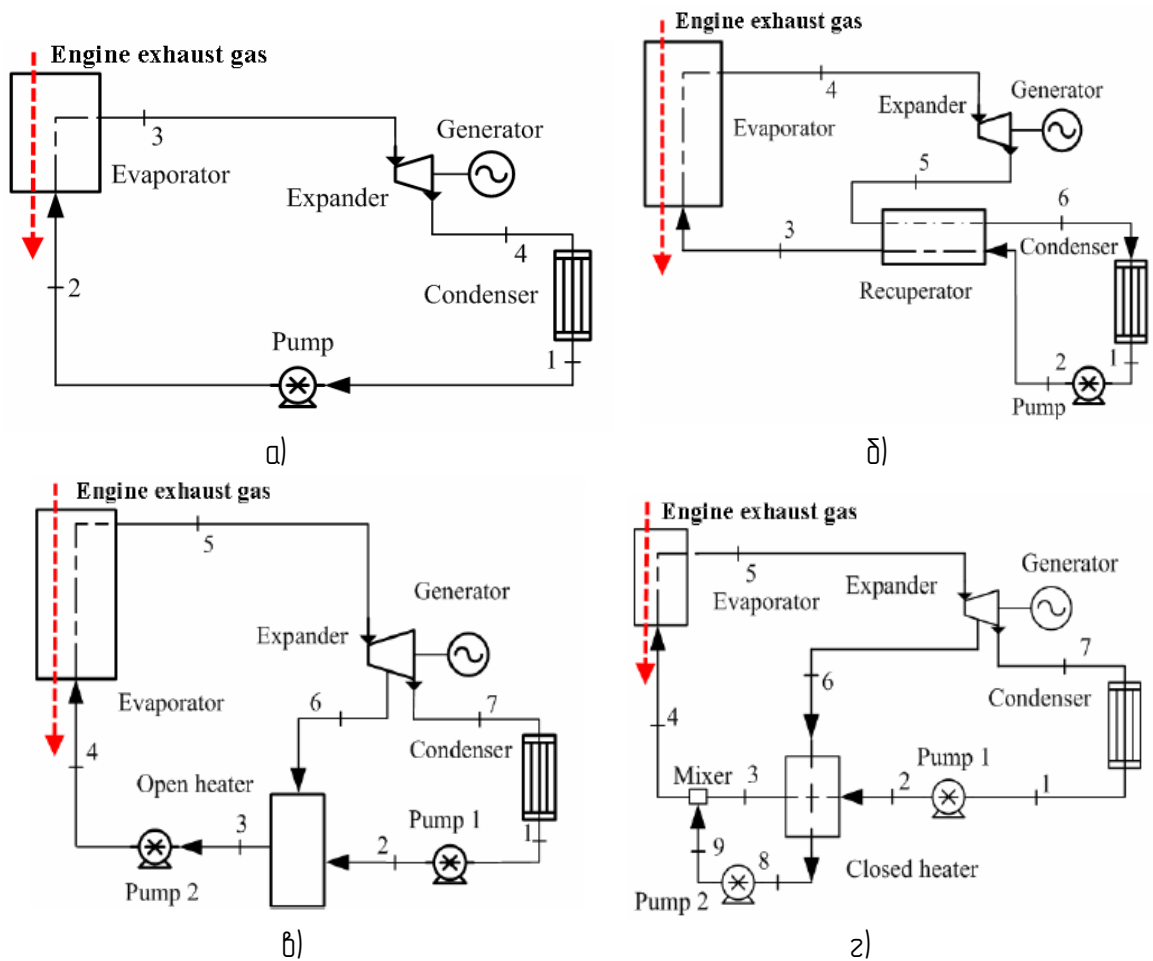


Рисунок 8 Різні модифікації ORC

В діапазоні робочих параметрів $P_e = 3$ МПа, $T = 300$ К, і $\eta_s = 0,75$, розрахункове значення термічного ККД простого ORC становить 14.64%. Теплова ефективність ORC з ІНЕ на 31% більше теплової ефективності простого ORC. Теплова ефективність ORC з OFON дуже близька до такої для ORC з CFOH, і на 12% більше, ніж теплової ККД простого ORC. [7]

Результати дослідження двох різних конфігурацій органічного циклу Ренкіна, з можливістю одночасного використання теплоти, що відходить відпрацьованих газів і теплоти охолоджуючої рідини, в 12-літровому дизельному двигуні наведені в роботі [6]. При цьому, в першій конфігурації використовується загальний двоступеневий контур для використання зазначених джерел теплоти, а в другій – два різних контури.

У циклі використовувалися робочі рідини R-134a, R-123, і R-245fa. Зазначено, що для кожної конфігурації ORC спільно з кожною рідиною проведена оптимізація параметрів, мета якої було досягнення максимальної вироблення електроенергії і теплової ефективності циклу. Вказується, що вивчені про е конфігурації циклу для різних режимів роботи двигуна. Найкращі результати

отримані для робочої рідини R-123, в результаті зниження витрати палива склало 11,73% і 13,56% для обох конфігурацій, відповідно [6].

В роботі [11] розглянута утилізація теплоти для дизельних двигунів з температурою вихідних газів 400 °C. Зазначено, що різні робочі рідини мають різні значення оптимального тиску, так 12 МПа для Siloxane 1, 5.7 МПа для Siloxane 2 і 7.5 МПа для Siloxane 3. Результати показують, що така комбінування а система може отримати максимальну вихідну потужність 37 кВт для двигунів з потужністю 243 кВт. Глобальний тепловий ККД двигуна з утилізаційної установкою досягає 46,2% в порівнянні з 40% ККД двигуна [6].

Моделювання утилізації теплоти ВЕР дизельного двигуна присвячена робота [7]. Система Система ORC використовує тепло як від вихлопних газів двигуна газу, так і води зарудашечного простору, робоча рідина – R245fa. Проведено комплексну оцінку, в результаті якої встановлено, що утилізоване тепло дозволить домогтися поліпшення ККД дизельного двигуна до 6,1%.

Використання низькокипятих робочих рідин дозволяє значно підвищити ефективність застосування утилізаційних установок, що працюють за циклом Ренкіна, однак висока вартість і токсичність цих рідин обмежують застосування таких схем.

2.2.2.3 Надкритичний цикл. Надкритичної цикл працює з рідиною в надкритичному стані. Перевагою такого циклу є рівномірний температурний напір в теплообмінниках (рис. 9). В якості робочої рідини, як правило, використовується діоксид вуглецю. Початковий аналіз передбачає, що використання низькотемпературних джерел теплоти можна здійснити з операційною ефективністю 11%, [CO₂-1].

Приклад надкритичної схеми утилізації описаний в [2], для джерел малої потужності (1 – 5 кВт) з низькою температурою (200–500 ° C), що використовує невеликі масові витрати (20–60 г/сек). У даній роботі розглянута компоновка утилізаційного пристрої, включаючи детальну інформацію про ключових компонентах системи. Система складається з шести основних ділянок, рис 9. Цикл починається при відносно низькому тиску, вище 7,5 МПа і температурі 35 ° C, трохи вище критичної точки. Після стиснення тиск становить 20 МПа, при температурі 36 °C. Внутрішній, регенеративний, теплообмінник нагріває стислий CO₂ від контуру з низьким тиском, що знаходяться після детандера. Після виходу з внутрішнього теплообмінника, CO₂ нагрівається в другому теплообміннику відходить утилізованим теплом, до температури 200 ° C.

Нагрітий і стислий CO₂ потім ізотропно розширюється в розширнику, виробляючи енергію обертання. Енергія обертання перетворюється в електрику шляхом з'єднання вихідного валу розширювача з генератором змінного струму. Рідина виходить в контур низького тиску 12,4 МПа при температурі 163°C. Розширилася рідина пропускають через внутрішній (регенераційний) теплообмінник, де вона охолоджується, віддаючи тепло контуру високого тиску. Охолоджений надкритично CO₂ проходить через охолоджувач, де він виходить на основні параметри.

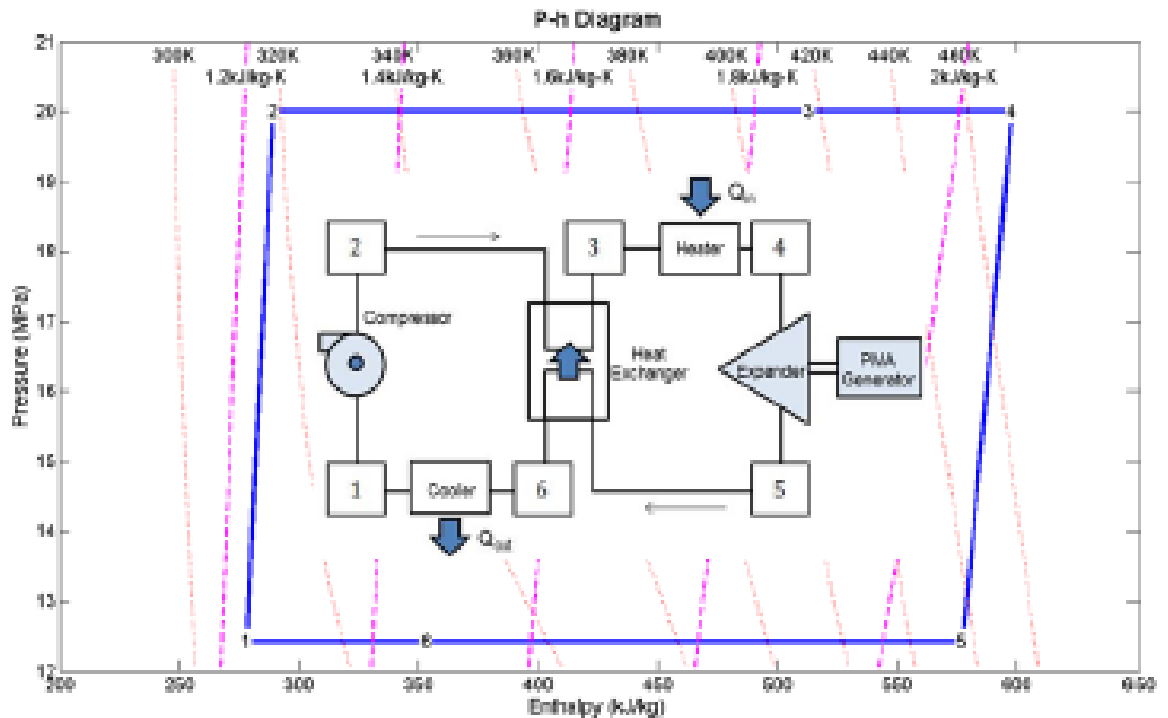


Рисунок 9 Схема надкритичного циклу Ренкіна

Розрахунки, проведені в [2] для схеми рис. 9 температура гарячого контуру становила 150°C , а масова витрата до $0,4\text{ кг/с}$. Результати моделювання показали, що цикл CO_2 має трохи більш високу ефективність, ніж ORC. Крім того, система живлення з CO_2 також більш компактна і більш екологічна, ніж цикл з робочою рідиною з R123.

В роботі [3] розглянута ефективність утилізації теплоти ДВЗ діоксидом вуглецю. У даній роботі розглядається вісім видів утилізаційних схем. Це звичайні системи циклу Ренкіна, що складаються з компресора, нагрівача, охолоджувача і турбіни, системи з регенераційні теплообмінником і двома турбінами. Також розглядається використання холодильних циклів для виробництва корисного холоду з регенераційні теплообмінником і без нього. Крім того, розглянуто чотири схеми, які передбачають об'єднані силових і холодильних циклів.

Основні параметри системи були оптимізовані за допомогою генетичного алгоритму, вихідна потужність була обрана в якості цільової функції. Чистий вихідна потужність цієї термодинамічної системи може перевищувати 13% двигуна-джерела [3].

Ефективність надкритичних циклів, застосовуваних для утилізації теплоти ДВЗ, може перевищувати ефективність ORC, проте основним недоліком таких циклів є високий тиск, що може викликати неприпустимі напруження і витіку.

2.2.3 Цикл з водним розчином аміаку.

Особливістю цього циклу є застосування неазеотропної робочої рідини. Це дозволяє зберігати хороший температурний напір в теплообмінниках і знизити рівень незворотних теплових втрат. Відсутність ізотермічного випаровування або конденсації обумовлена властивостями дінарних сумішей. Рідина складається з аміаку і води (на рис. 10, x буде молярна частка води в аміаку). При нагріванні від точки 1 до точки 3, рідина спочатку нагрівають в рідкій

фазі, а потім вона переходить в двофазне стан, в якому аміак випаровується при неперестійній температурі, змінюючи свою концентрацію в паровій і рідкій фазі (рис. 10).

Ще однією перевагою є гнучкість циклу: концентрація аміаку може бути підібрана таким чином, щоб отримати бажану температуру кипіння. Температура кипіння при атмосферному тиску чистого аміаку 33°C , а води – 100°C . Тому збільшення частки аміаку знизить температуру кипіння.

Найвідоміший цикл з використанням водного розчину аміаку – цикл Каліни. Цей цикл, в базовій конфігурації, складається з двох насосів і двох конденсаторів. Взаємне співвідношення води і аміаку змінюється протягом циклу. Для того щоб мати низький тиск випаровування, концентрація аміаку в випарнику повинна бути відносно висока. Суміш, що проходить через випарник при такій концентрації, називається робочою сумішшю. Робоча суміш розширюється і повинна бути стиснута. Завдяки своїй високій концентрації аміаку, конденсація неможлива в звичайних охолоджуючих середовищах з кімнатною температурою і при високому тиску. Отже, необхідно зменшити концентрацію аміаку. Це робиться шляхом змішування робочої суміші з сумішшю зі зниженим вмістом аміаку, щоб отримати так звану основну суміш, знижуючи при цьому тиск. Основну суміш конденсують, а тиск піднімають за допомогою насоса високого тиску.

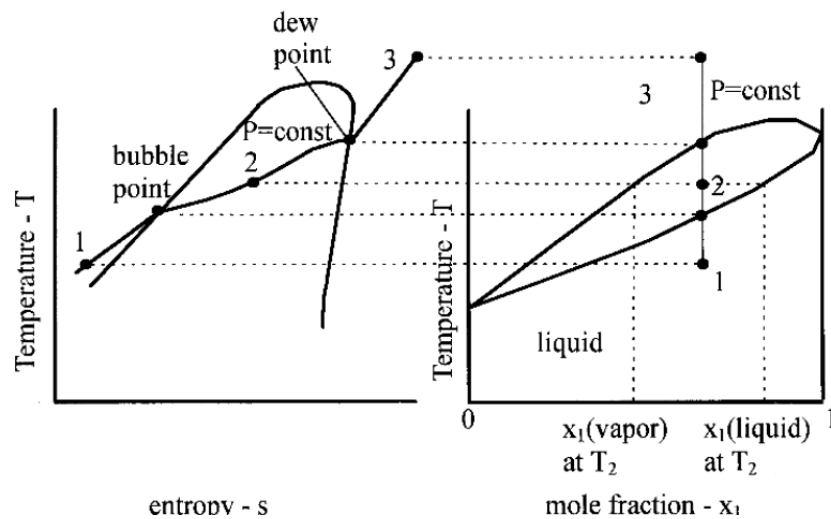


Рисунок 10 Випаровування суміші води і аміаку

Для відновлення робочої суміші з основної суміші, остання повинна повторно збагачуватися. Це робиться шляхом змішування її з аміачним паром. Нова робоча суміш конденсується відразу (при більш високому тиску), а потім під тиском прокачують, щоб повернутися до початку циклу. Для того, щоб отримати розчин збіднений аміаком і збагачений пар аміаку, частина основної суміші надходить після насоса низького тиску і проходить через підігрівач для досягнення двофазного стану (точка 2 на фігурі 63).

У сепараторі збіднений аміаком розчин і збагачений аміаком розчин розділяють і відправляють назад до відповідних контури.

Цикл був розроблений в 1980-их, перша електростанція, заснована на циклі Каліни, була побудована в Каноза –парк, Каліфорнія в 1991 для виробництва електроенергії від геотермальної енергії або відпрацьованого теплоти. Також відомо про застосування таких установок на

сталеплавильному заводі в Японії (1999), для рекуперації теплоти в муніципальній установці спалювання твердих відходів (1999), і для процесу вуглеводневої переробки (2003) ·

Цикл може генерувати дільше енергії, ніж цикл Ренкіна (рис. 11) для низькотемпературних джерел теплоти. [Фор примірника, Йонссон і Ян, 2000.] вивчав утилізаційний цикл аміак–вода, призначений для рекуперації теплоти вихлопних газів для різних типів двигунів, в цій роботі показано цикл Калини може збільшити вихідну потужність від 5 до 50% при температурі вихлопних газів близько 400 ° C.

Основним недоліком циклу Калини є необхідність наявності великої кількості компонентів: якнайменш, чотирьох теплообмінників, а також двох насосів і одного сепаратора. Це збільшує вагу і об'єм установки і, ускладнює можливість застосування в транспортних засобах. Ще одним істотним недоліком є висока токсичність аміаку, тому необхідно забезпечити герметичність.

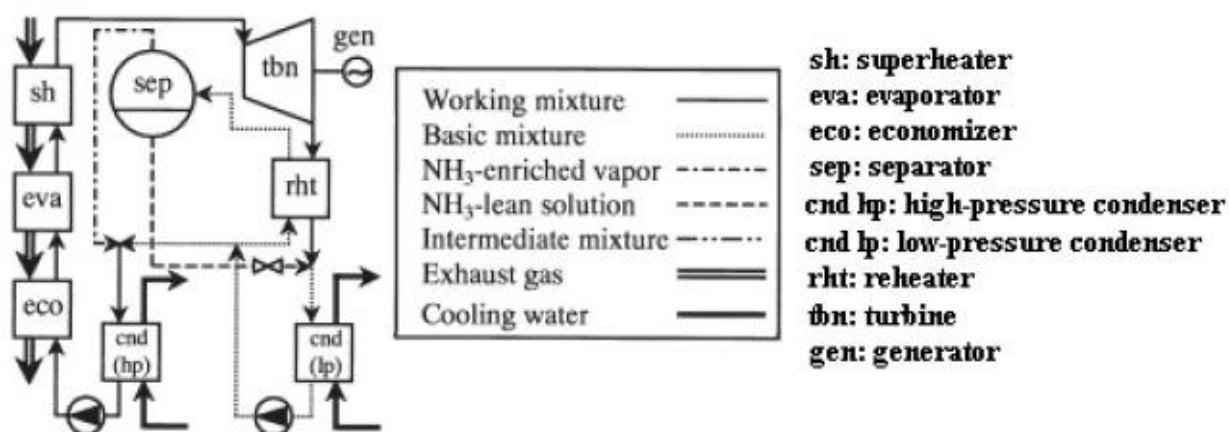


Рисунок 11 Принцип роботи циклу Калини

2.2.4 Термоелектричний ефект

Термоелектричний ефект, також званий ефект Зеєбека, дозволяє отримати пряме перетворення теплової енергії в електричну енергію. Ефект Зеєбека полягає в тому, що в електричному ланцюзі, складеної з різних провідників, виникає термо ЕРС, якщо місця контактів підтримуються при різних температурах. Якщо ланцюг замкнута, то в ній тече електричний струм (так званий термоток), причому зміна знака у різниці температур спайів супроводжується зміною напрямку струму (рис. 1). З'єднання ряду напівпровідників, як показано на малюнку 70 , еквівалентно підключенню ряду генераторів струму послідовно.

Термоелектричний ефект характеризується коефіцієнтом Зеєбека, який формулює електромагнітна сила між двома різними матеріалами, представленими в градієнті температури:

$$S_{ab} = \frac{dV}{dT} = S_a - S_b$$

Подання термоелектричного перетворення з теплоти в електрику виражаються безрозмірним коефіцієнтом ZT званий коефіцієнт якості. Перші термоелектричні матеріали мали ZT приблизно від 1 до 1,5. В даний час, звичайні значення лежать в діапазоні від 2 до 3 і прогнозується досягнення ZT = 4 в найближчому майбутньому [2].

Термоелектрична ефективність таких систем залишається надзвичайно низькою порівняно з ефективністю Карно. Значення ККД працюючих блоків лежить в діапазоні 0,06 .. 0,15 для матеріалів до звичайного значення ZT.

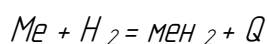
Термоелектричні модулі вже давно використовуються тільки для охолодження. Проте, дослідження показали, що при поліпшенні, вони також можуть бути використані для рекуперації теплоти з прийнятною ціною [3.]. Розглянуті варіанти утилізації теплоти ДВЗ.

Повний огляд декількох існуючих систем термоелектричних застосовуваних до транспортних засобів, запропонованих Васкес і ін [4].

Інші експериментальні дослідження описані в [4]. Ефективність модулів (електроенергія, видобута з вихлопних газів) змінюється від 1,2 до 1,5, від 2,1 до 2,2 і від 2,8 до 2,9% відповідно для швидкостей 30, 50 і 70 миль на годину і температура вихлопного газу на вході в межах від 350 до 600 ° С. Ці результати показують, що ефективність досягнуті термоелектричних модулів є досить низькими. Тим не менш, важливо потенціал поліпшення залишається, що може збільшити ці ефективності.

2.3 Металогібридні утилізаційні установки

Застосування особливого виду матеріалів – металогібридів – для зберігання водню в хімічно зв'язаному стані відомо і освоєно промисловістю [20] . Цей спосіб дозволяє досягти високої об'ємної щільності водню, також можливе використання металогібридного способу зберігання для очищення водню від різних домішок. Відомий ряд матеріалів, які використовуються для зберігання водню [23], також активно ведеться робота над отриманням нових видів матеріалів [23] . Схема взаємодії водню з гідродообразуючим матеріалом



де Me – гібридний матеріал,

H_2 – водень,

MeH_2 – металогібридне з'єднання,

Q – тепловий ефект реакції (теплота гідродообразування).

Особливістю даної реакції є її оборотність і значний парниковий ефект (5–50 Дж/(моль H_2)). Зазначені особливості дозволяють використовувати гідродообразуючий матеріал разом з воднем як робоче тіло різних теплових машин: водневих компресорів, теплових трансформаторів, холодильних машин.

Так використання двох МГ з різними властивостями дозволяє створити тепловий насос, що забезпечує перенесення теплоти від низькотемпературного джерела на більш високий рівень температур. На рис. 1.10 представлені схема і цикл найпростішого одноступінчастого теплового насоса, де використовуються два МГ з різними властивостями. Для організації безперервного процесу має бути не менше чотирьох реакторів, заповнених МГ і з'єднаних попарно трубопроводами. Реактори 1 і 2 заповнені металогібридом А, а реактори 3 і 4 – металогібридом В.

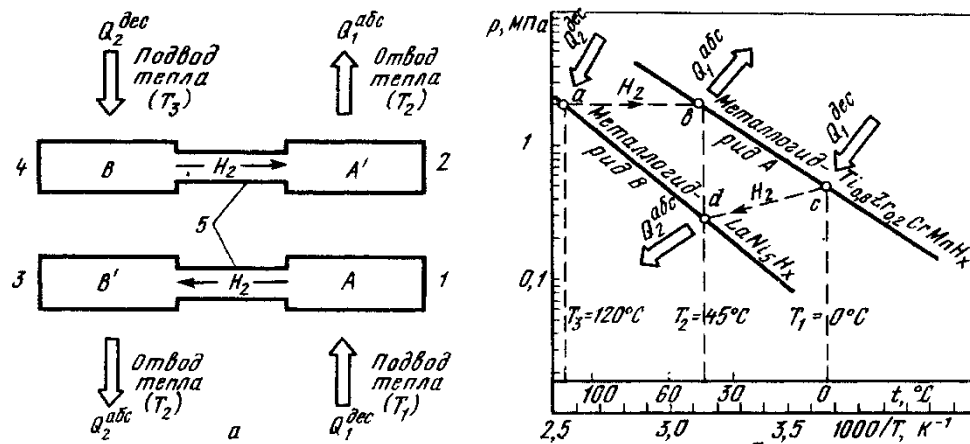


Рисунок 12 Схема і цикл металогідридного теплового насоса

Металогідрид в реакторі 4 нагрівається від високотемпературного джерела теплоти з температурою T_3 (точка а, рис. 1.10, б) і виділяє водень, який надходить по трубопроводу в реактор 2, де в результаті реакції виходить металогідриди А (А' – гідридообразуючий сплав). Теплота цієї реакції Q_1^{adc} при температурі T_2 (точка б) може бути корисно використана. У той же час металогідриди А в реакторі 1, поглинаючи теплоту Q_1^{dec} при низькій температурі T_1 (точка с), виділяє водень, який надходить в реактор 3. При з'єднанні водню з гідридообразуючим сплавом В' виходить металогідриди В з виділенням теплоти (точка d) при температурі T_2 [7].

Металогідридна охолоджувальна установка, що працює в складі ДВЗ описана в [8]. В установці для охолодження повітря джерелом енергії служить теплота згоряння дизельного палива. Основна відмінність цієї установки полягає в тому, що її гідридний систему становить одна пара металогідридів і вона працює в періодичному режимі. Повітря використовується як холодоносію, а вихлопні газу в суміші з повітрям – як теплоносію. Температура теплоносія може варіюватися в широких межах. В даній роботі вона прийнята рівною 180 .. 200 °С. Схема установки приведена на рис. 13.

Гідридний тепловий насос включає гідридні сорбери з високотемпературним металогідриду $\text{LaNi}_{4.6}\text{Al}_{0.4}\text{H}_x$ і з низькотемпературним металогідриду $\text{MmNi}_{4.15}\text{Fe}_{0.85}\text{H}_y$ (маса кожного гідриду по 11,5 кг). Підігрівач повітря, що забезпечує температуру суміші повітря і вихлопних газів на рівні 180 .. 200 °С. Середня теплова потужність підігрівача повітря становить 20 кВт.

Використання тільки однієї пари металогідридів визначає її роботу в періодичному режимі, що через значну теплової інерційності системи збільшує тривалість циклів.

Також можливе застосування подібних схем для створення холодильних машин біліше складних схем. В роботі [4] розглядається кілька схем, найбільш цікава з яких називається «зіркоподібною» схемою. У ній використовує три різних металевих гідриду (А, В, С). Конструкція складається з шести з'єднаних реакторів (А1, А2, В1, В2, С1, С2). Кожен гідрид з'єднаний з іншими двома гідридами по водневої стороні (рис. 14). Всі реактори працюють одночасно. Зоряна схема працює в двох напівперіодах і дозволяє здійснювати безперервне охолодження і вироблення високої температури.

Підвищення ефективності утилізації низькотемпературного теплоти малообертливих ДВЗ можливо шляхом застосування утилізаційних металогідридних установок безперервної дії. При використанні такого способу утилізації, передача теплоти ВЕР забезпечується циркуляцією

проміжного теплоносія. Його прокачують насосом 8, послідовно через десорбер 9, утилізаційні теплообмінники відхідних газів 4 після утилізаційного парогенератора 3, надувачного повітря 5 за турбокомпресором 2 і охолоджуючої рідини 6 ДВЗ 1.

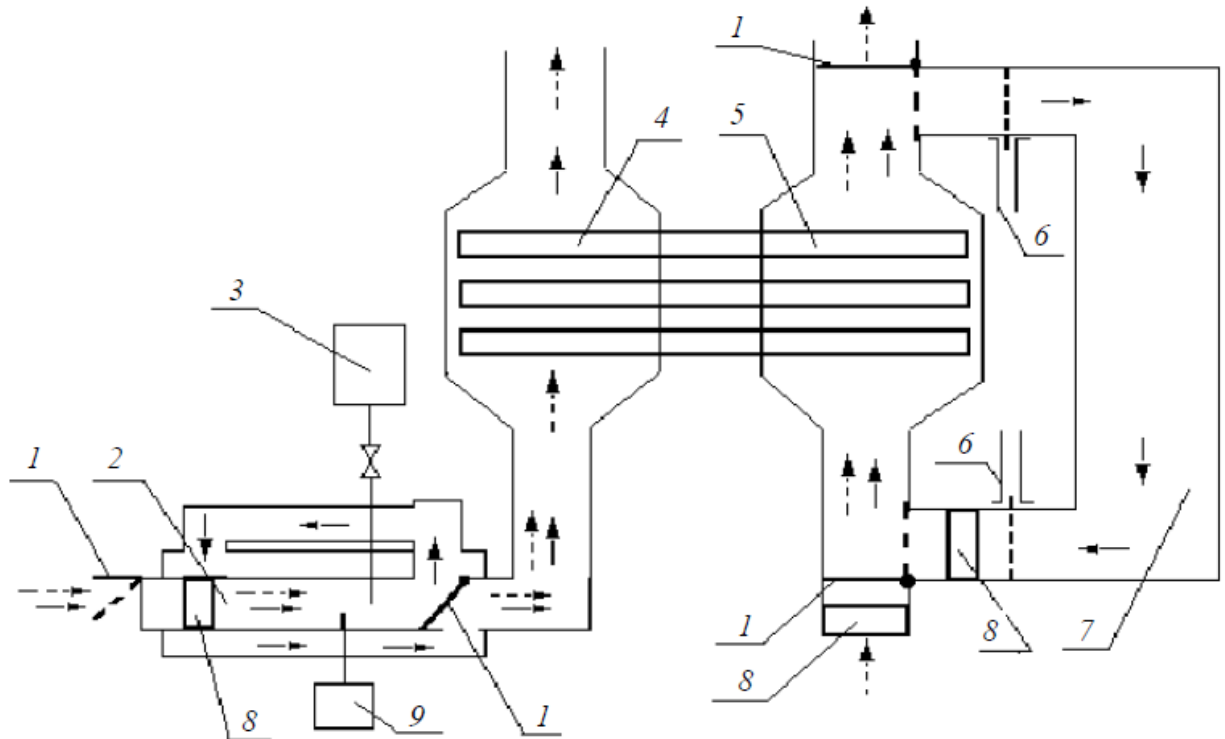


Рисунок 13 Схема установки для охолодження повітря з використанням в якості джерела енергії теплоти вихлопних газів:

1 – заслінки; 2 – підігрівач повітря ОВ-95; 3 – паливний бак; 4, 5 – високо-і низькотемпературні частини модуля; 6 – додаткові дерев'яні шибери; 7 – холодна камера; 8 – вентилятори; 9 – блок запалювання

Суцільними стрілками показано рух газоподібних продуктів згоряння; пунктирними стрілками – рух потоку повітря

У металогібридній установці виділяють контури циркуляції водню і суспензії металогібрида. Водень високого тиску, генерується в десорбері 9, нагрівається в перегрівачі водню 7, і надходить в турбогенератор 16, де відбувається перетворення його потенційної енергії в механічну енергію. Це супроводжується зниженням тиску і температури потоку водню. Потік водню низького тиску послідовно підігрівається (в даному варіанті схеми) в охолоджувачі надувачного повітря – 15, кінцевому охолоджувачі 12 і надходить в сорбер 11. Тут відбувається поглинання водню суспензією металогібрида з низькою водородоємністю, супроводжуване підвищенням вмісту водню у суспензії і виділенням теплоти сорбції.

Суспензія металогібриду, насичена воднем в сорбері 11, прокачується насосної секцією турбонасосного агрегату 10, через холодну сторону регенеративного теплообмінника 13 і поживним насосом 14 подається в десорбер 9. Тут, за рахунок підведення теплоти десорбції, відбувається виділення водню з металогібриду і зниження вмісту водню у суспензії, яка потім прямує через гарячу сторону регенеративного теплообмінника 13 і турбінну частина турбонасосного агрегату 10 в сорбер 11.

Досягнення необхідної температури охолоджуючої рідини ДВЗ здійснюється (при необхідності) в кінцевому охолоджувачі рідини 19 (рис. 15).

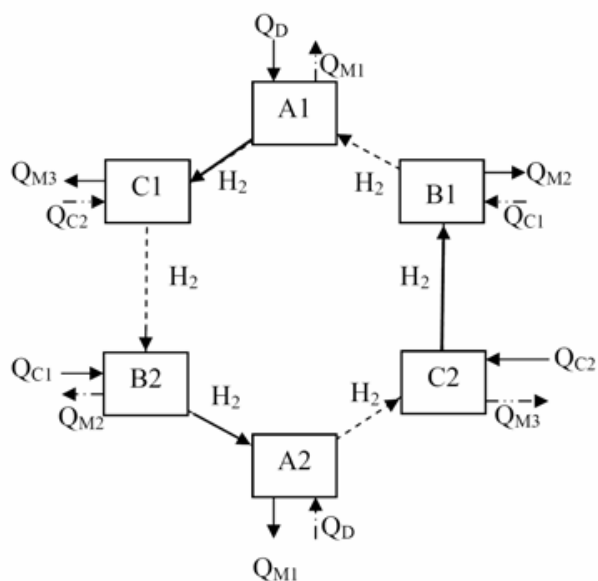


Рисунок 14 Зіркоподібна схема

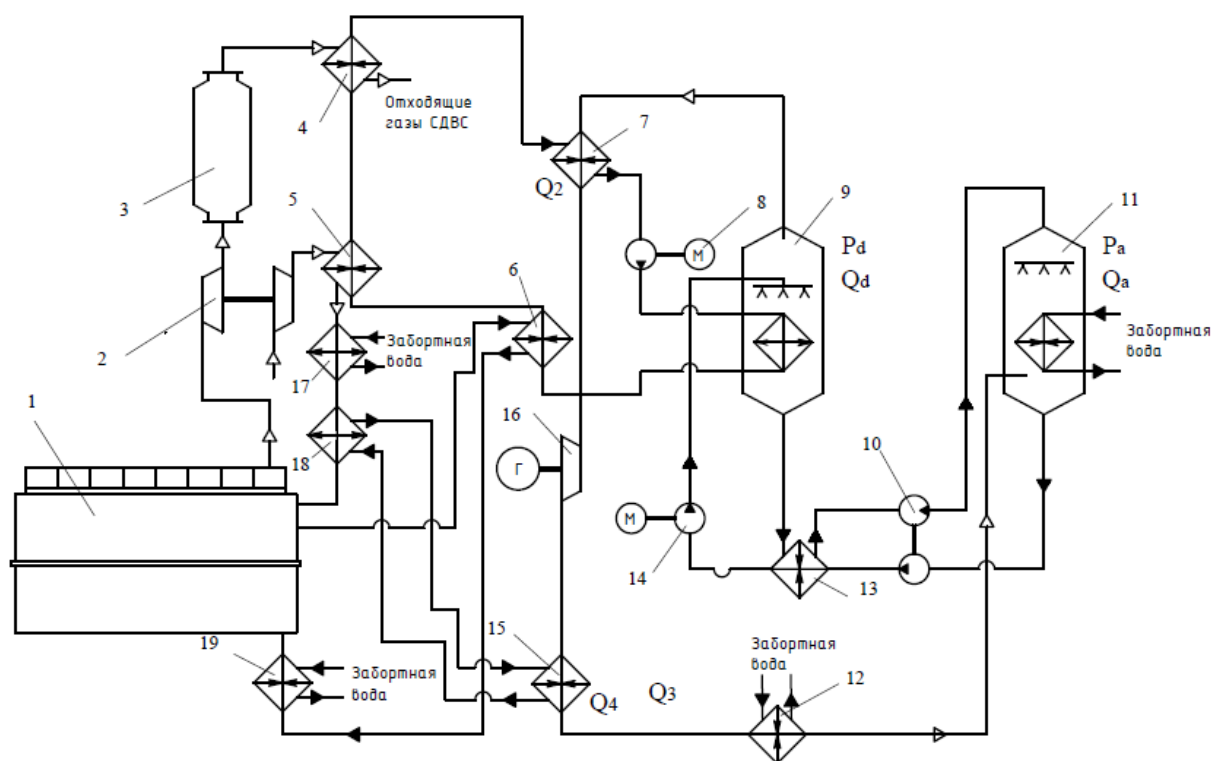


Рисунок 15 Технологічна схема утилізації теплоти ДВЗ:

1 – ДВЗ, 2 – турбокомпресор, 3 – утилізаційний парогенератор, 4, 5, 6 – утилізаційні теплообмінники відхідних газів, надувачного повітря і охолоджуючої рідини, 7 – перегрівач водню, 8 – циркуляційний насос проміжного контуру, 9 – десорбер, 10 – турбонасосний агрегат, 11 – сорбер, 12 – кінцевий охолоджувач, 13 – регенеративний теплообмінник, 14 – живильний насос, 15 – охолоджувач, 16 – воднева розширювальна машина, 17 – охолоджувач надувачного повітря 2-го ступеня, 18 – охолоджувач надувачного повітря 3-ї ступеня, 19 – кінцевий охолоджувач рідини

2.4 Дослідження ефективності утилізації теплоти двигуна MAN 6G60ME-C9

Як приклад, розглянуто роботу утилізаційної металогібридної установки безперервної дії, що утилізує тепло сучасного малообертового двигуна 6G60ME-C9 (16 МВт, 97 хв⁻¹). Це сучасний судновий двигун, основні характеристики якого наведені в табл. 4. Двигуни G-типу фірми MAN Diesel & Turbo вийшли на ринок в жовтні 2010 року. Приставка "G", означає, конструкцію зі зниженою частотою обертання. Такий підхід дозволяє використовувати звинт більшого діаметру і, в підсумку, значно підвищити ефективність суднових рушійних установок. Разом з тим, конструкція двигуна оптимізована для зменшення витрати палива і зменшує викидів CO₂.

У утилізаційній установці використаний гідридообразуючий матеріал $MnNi_{4.5}Al_{0.5}$, щільність становить $\rho_{MG} = 8000 \text{ кг/м}^3$, теплоємність – $C_{p^{MG}} = 480 \text{ Дж/кгK}$ [13]. Величина гистерезису для цього матеріалу $P_a/P_d = 1,05$ [4]. Значення теплоти процесів сорбції/десорбції отримано обробкою експериментальних даних і становить 27 кДж/(mol H₂), (13,95 МДж/кг H₂). Як варіант інертною рідини розглядався газ КО 25 ГОСТ 11128-65 ($\rho_H = 800 \text{ кг/м}^3$, $C_{p^H} = 2100 \text{ Дж/кгK}$).

У розробленої математичної моделі явище гистерезису враховувалося шляхом введення відповідного коефіцієнта $K_{ГИС}$:

$$K_{ГИС} = \frac{P_a}{(P_d - P_a)}$$

Температура адсорбції визначається температурою холодного теплоносія збільшеною на величину необхідного температурного напорі ΔT_2 .

У загальному випадку потужність, що витрачається на перекачування суспензії з адсорбера в десорбер

$$Nn = Q_C (P_d - P_a)$$

де Q_C – об'ємний витрата перекачується суспензії, м³ / с, який складається з обсягу носія і обсягу гідридообразующего матеріалу

$$Q_C = Q_{HC} + Q_{MG} = \frac{Q_{MG}}{c_{HC}} + Q_{MG} = \left(\frac{1}{c_{HC}} + 1\right) Q_{MG}$$

$$Q_{MG} = G_{MG} / \rho_{MG}$$

Об'ємний витрата гідридообразующего матеріалу, Q_{MG} залежить від оборотної сорбційної ємності гідридообразующего матеріалу c_H і масової витрати водню G_H

$$G_{MG} = \frac{G_H}{c_H}$$

В даний час немає чітко встановленого поняття сорбційної ємності металогібридних з'єднань. Найбільш часто вказують максимальну кількість водню, яке може поглинути металогібридної з'єднання при даних умовах гідрування (кол). У даній роботі оборотна сорбційна ємність розглядається як різниця концентрацій відповідних кінця і початку плато тисків водню. Для більшості сплавів це значення не перевищує 1 ... 1,5% по масі, проте в даний час ведеться активна робота зі створення матеріалів, здатних зупинити зберігати 4 ... 6%.

Потенційну енергію суспензії, що знаходиться в десорбдері, раціонально використовувати на часткову компенсацію витрат механічної потужності, пов'язаних з перекачуванням суспензії. Це реалізується в турбінній частини 8 турбонасосного агрегату. Потужність насосної частини турбонасосного агрегату 7 визначається з балансу енергії, з урахуванням ККД його елементів

$$N_p = Q_C (P_d - P_a) \eta_{PT} \eta_{PH}$$

Тоді потужність, що витрачається на перекачування суспензії, зменшиться на відповідну величину N_p

$$N_n = Q_C (P_d - P_a) - N_p$$

ККД металлогидридної утилізаційної установкою безперервної дії, визначається відношенням отриманої ефективно потужності N_{te} до витрат утилізованого тепла Q_y

$$\eta_e = \frac{N_{te}}{Q_y} = \frac{N_t - N_n}{Q_d + Q_n}$$

Кількість теплоти, що підводиться в десорбдері, представимо у вигляді двох складових: теплота реакції десорбції і тепло підігріву суспензії від температури адсорбції до температури десорбції.

$$Q_d = \Delta H G_H + G_C C_p^C (T_d - T_a)$$

Теплоємність суспензії визначена як сума добутків теплоємності компонентів суспензії на масові частки компонентів [тер]

$$C_p^C = C_p^{HC} \frac{G^{HC}}{G^{HC} + G^{MG}} + C_p^{MG} \frac{G^{MG}}{G^{HC} + G^{MG}}$$

Кількість тепла, необхідне для перегріву водню від температури десорбції до максимальної температури T_2 визначається балансовими співвідношенням

$$Q_H = G_H C_p^H (T_2 - T_d)$$

У складі установки використовується ряд теплообмінних апаратів для передачі теплової енергії. Температури теплоносіїв і робочого тіла на кожній ділянці схеми отримані в результаті моделювання. Тоді, в першому наближенні, площа кожного теплообмінника може бути знайдена за відомою залежністю

$$Q = k F \Delta T_{ln}$$

Спосовно до схеми, наведеної на рис. 3.4.3, середньологарифмічна температура десорбера

$$\Delta T_{d \ln} = \frac{(T_{4het} - T_a) - (T_{3het} - T_{het})}{\ln \frac{(T_{4het} - T_a)}{(T_{3het} - T_d)}}$$

Для коефіцієнта теплопередачі в десорбдері $k_d = 5000 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \text{ К})$, площа теплопередаючої поверхні в десорбдері F_d

$$F_d = \frac{Q_d}{k_d \Delta T_{d \ln}}$$

Спосовно до перегрівачів водню 2

$$\Delta T_{\ln}^{T2} = \frac{(T_{2col} - T_d) - (T_{1col} - T_2)}{\ln \frac{(T_{2col} - T_d)}{(T_{1col} - T_2)}}$$

$$F_{T2} = \frac{Q_2}{k_2 \Delta T_{\ln}^{T2}}$$

Среднелогарифмическая температура і площа теплопередающей поверхні адсорбера

$$\Delta T_{a \ln} = \frac{(T_d - T_{1col}) - (T_{2col} - T_a)}{\ln \frac{(T_d - T_{1col})}{(T_{2col} - T_a)}}$$

$$F_a = \frac{Q_a}{k_a \Delta T_{a \ln}}$$

Стосовно до регенераціїні теплообміннику

$$\Delta T_{reg \ln} = \frac{(T_d - T_{1reg}) - (T_{2reg} - T_a)}{\ln \frac{(T_d - T_{1reg})}{(T_{2reg} - T_a)}}$$

$$F_a = \frac{Q_{reg}}{k_a \Delta T_{d \ln}}$$

Кількість тепла, передане в регенераційному теплообміннику отримано з

$$Q_{reg} = G_{cyc} C_p^{cyc} (T_d - T_{1reg})$$

Необхідно відзначити, що при відсутності втрат тепла в навколишнє середовище в регенераційному теплообміннику, температура суспензії гарячої частини контуру T_{1reg} буде дорівнює температурі суспензії холодної частини контуру T_{1reg} .

Описана математична модель металлогібридної утилізаційної установки безперервної дії реалізована у вигляді програми, написаної на мові Mathcad 14.

Облік властивостей водню, як реального газу, при розрахунку водневої розширювальної машини

Невід'ємною складовою металогібридних утилізаційних установок безперервної дії є воднева расширительная машина (РМ). Очевидно, що використання РМ потребують вирішення проблем пов'язаних з герметичністю установки і водневої корозією, тим не менш, в світовій практиці водневі РМ машини використовуються для зрідження водню, очищення водородсодержащего газу і в складі спеціалізованих енергетичних установок [1].

Робочим тілом утилізаційної металлогібридної установки безперервної дії є гібридна суспензія, що складається з металогібридного матеріалу, зануреного в інертну до реакції поглинання виділення рідини. Саме застосування гібридних суспензій дозволяє відмовитися від циклічних схем і забезпечити безперервний робочий цикл [2].

Для створення гібридних суспензій, можна використовувати різні гібридообразующіє матеріали. Основними термодинамічними параметрами таких матеріалів є питома ентальпія гібридообразования ΔH і питома ентропія гібридообразования ΔS . Замість питомої ентропії гібридообразования ΔS в гібридній технології часто використовують еквівалентний параметр –

температура при тиску 1 атмосфера (0,1 МПа) – T^* . Зазначені термодинамічні параметри пов'язані між собою рівнянням Вант-Гоффа:

$$\ln P = \frac{\Delta H}{RT} + \frac{\Delta S}{R}$$

В рамках даного дослідження, розглядався ряд металогідридних матеріалів з питомою ентальпією гідридоутворення $\Delta H = 0.40$ МДж / (моль H_2) і $T^* = 270..320$ К [3, 4].

При максимальній температурі десорбції $T_d = 500$ К, і температурі охолоджуючого теплоносія $T_{охл} = 300$ К, в залежності від виду використовуваного металогідридного матеріалу, тиск десорбції P_d може досягати 150 МПа, а адсорбцію водню можна виробляти при тиску 0,1 МПа.

При визначенні наявного теплоперепада в розширювальних машинах, робоче тіло, як правило, розглядається як ідеальний газ. При цьому теплоперепад (водень розглядається як ідеальний газ), визначений за такими залежностями:

$$\Delta H_{IG} = C_p T_2 (1 - (p_2/p_3)^{-m})$$

$$m = (k - 1)/k$$

$$C_p = 14300 \text{ Дж/(кг К)}, k = 1,667 [5]$$

У вітчизняній і зарубіжній літературі не вдалося виявити кількісний вплив реальних властивостей водню на ефективність ВРМ. Однак такий підхід для водневих РМ може містити в собі істотну неточність через істотну різницю властивостей водню від властивостей ідеального газу даній області параметрів, рис. 3.4.3 [9].

Для врахування реальних властивостей водню, використовується коефіцієнт неідеальності K_{neid} , який являє собою відношення Теплоперепад при розширенні водню розглядається як реальний газ і як ідеальний.

$$K_{neid} = \Delta H_{H_2} / \Delta H_{IG}$$

Тоді реальний теплоперепад визначається по залежності

$$\Delta H_{IG} = (C_p T_2 (1 - (p_2/p_3)^{-m})) K_{neid}$$

Для визначення теплоперепада (водень розглядається як реальний газ), визначалися тиск P_2 і температура T_2 водню на вході в розширювальну машину, питома ентальпія і ентропія водню при тиску P_2 і температурі T_2 , рис 40. При цьому властивості водню визначені по залежностям, пропонованим [6, 7].

Таблиця 4 Основні характеристики двигуна 6G60ME-C9

Характеристика, одиниці вимірювання	Величина
Потужність двигуна, кВт	16080
Кількість циліндрів	6
Циліндрова потужність, кВт	2680
Частота обертання колінчастого вала, хв. ⁻¹	97
Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт·годину)	167
Питома витрата масла, г/(кВт·годину)	0,5
Діаметр циліндра, м	0,6
Хід поршня, м	2,79

Внутрішній ККД розширювальної машини прийнятий $\eta_0 = 0,92$. З метою виявлення впливу ККД турбонасосного агрегату, потужність установки визначалася для різних значень ККД, що знаходяться в діапазоні, що забезпечує загальний ККД регенераційної турбонасосного агрегату 0,5–0,9.

Величину коефіцієнтів повного відновлення тиску $\nu_2 = 0,96$, $\nu_5 = 0,97$ [14]. Концентрація гідридообразуючого матеріалу в носії $z_{\text{МГ}}$ підбирається так, щоб відношення об'ємної витрати гідридообразуючого матеріалу $Q_{\text{МГ}}$ до об'ємної витрати носія $Q_{\text{Н}}$ не перевищував 0,15 для забезпечення седиментаційною стійкості суспензії [15] (рис. 16).

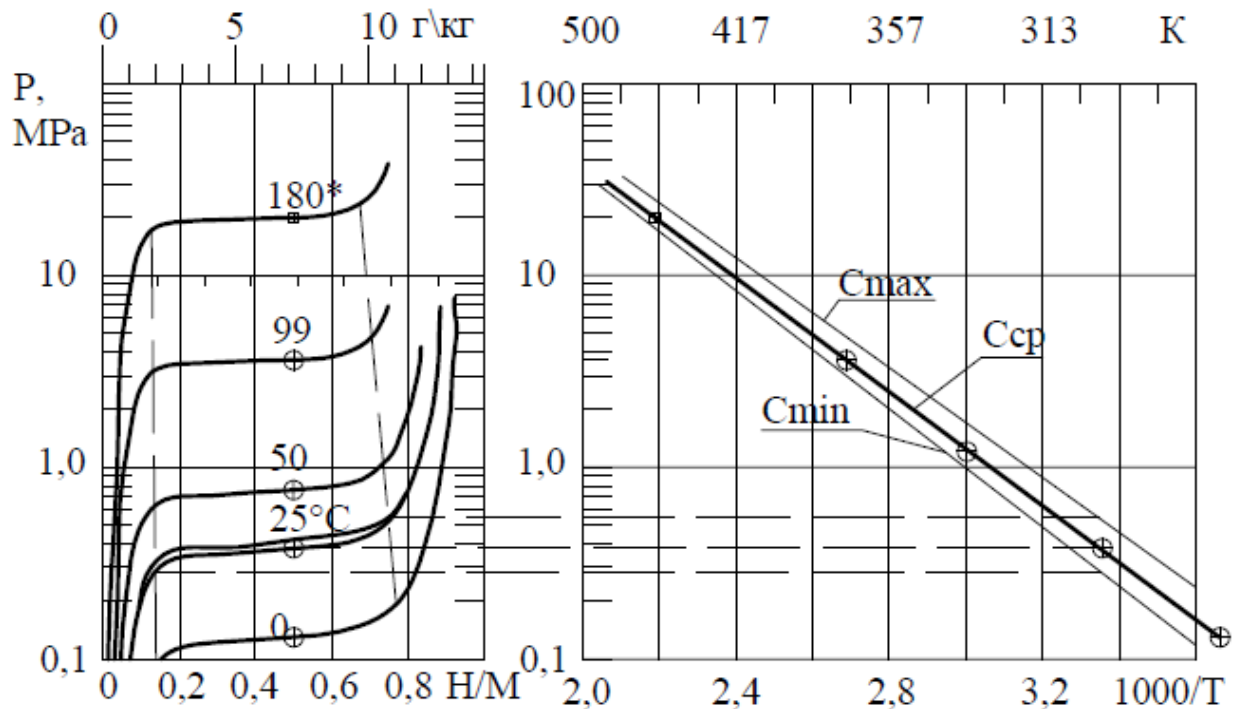


Рисунок 16 Властивості гідридообразуючого матеріалу $\text{MnNi}_{4.5}\text{Al}_{0.5}$ [4]

* – отримано шляхом екстраполяції

Кількість наявної теплоти ВЕР двигуна визначено з теплового балансу і представлено у вигляді $T-Q$ діаграми [2]. Температурні напори по гарячого і холодного теплоносія приймаються рівними $T = 20 \text{ K}$. Максимальна температура вихлопних газів становить 504 K, тоді максимальна температура перегріву водню $T_2 = 484 \text{ K}$.

Температура десорбції T_d може змінюватися в діапазоні від температури адсорбції T_a до максимальної температури вихлопних газів T_{max} . При цьому спостерігаються дві протилежні тенденції: зі збільшенням температури десорбції T_d , зменшується кількість утилізованого теплоти ВЕР (див. рис. 17) і, як наслідок, – витрата водню G_{H} в утилізаційній системі, що веде до зменшення потужності водневої розширювальної машини N_f .

При підвищенні температури десорбції, збільшується тиск десорбції P_d , і, відповідно, перепад тиску в РМ, що призводить до збільшення потужності РМ.

У розглянутому діапазоні параметрів зміна температури десорбції з 350 K до 420 K призводить до зменшення витрати водню з 1,35 кг/с до 0,65 кг/с, а перепад тисків в РМ зростає з 0,25 до 13.

Як випливає з отриманих результатів, потужність утилізаційної установки становить 1,0–1,3 МВт (рис. 18). Дослідження впливу параметрів на потужності утилізаційної установки безперервної дії виконано в діапазонах $T_d = 325 \dots 430$ К, $\eta_{ТНА} = 0,5 \dots 0,95$, для $T = 20$ К, $\eta_o = 0,92$.

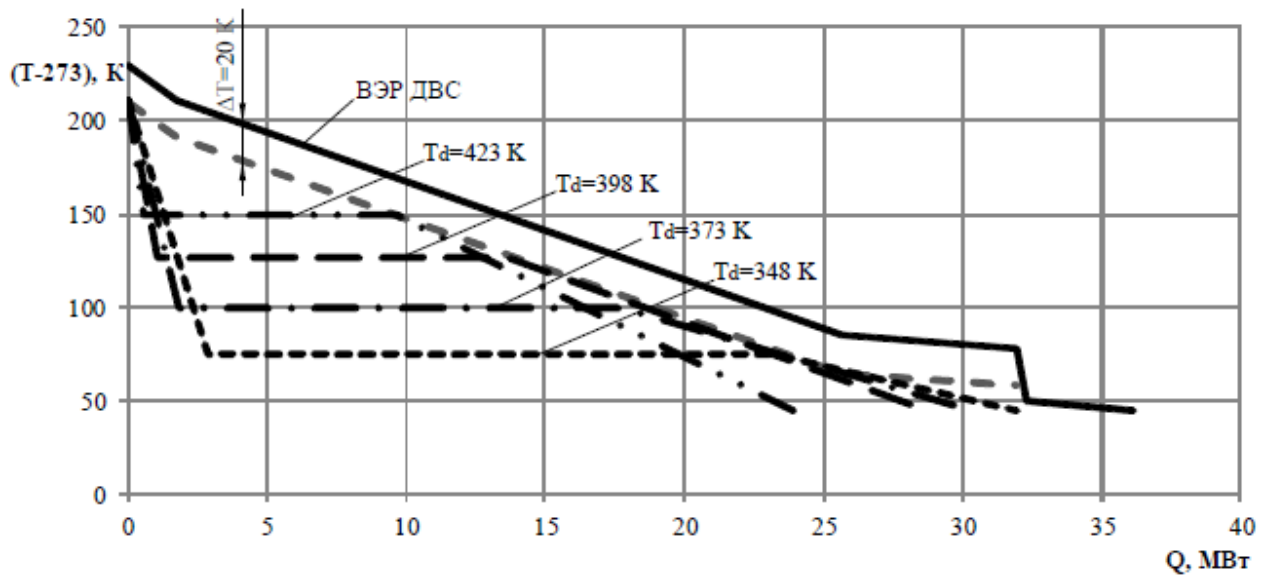


Рисунок 17 TQ діаграма ДВЗ і металогідридної утилізаційної установки безперервної дії

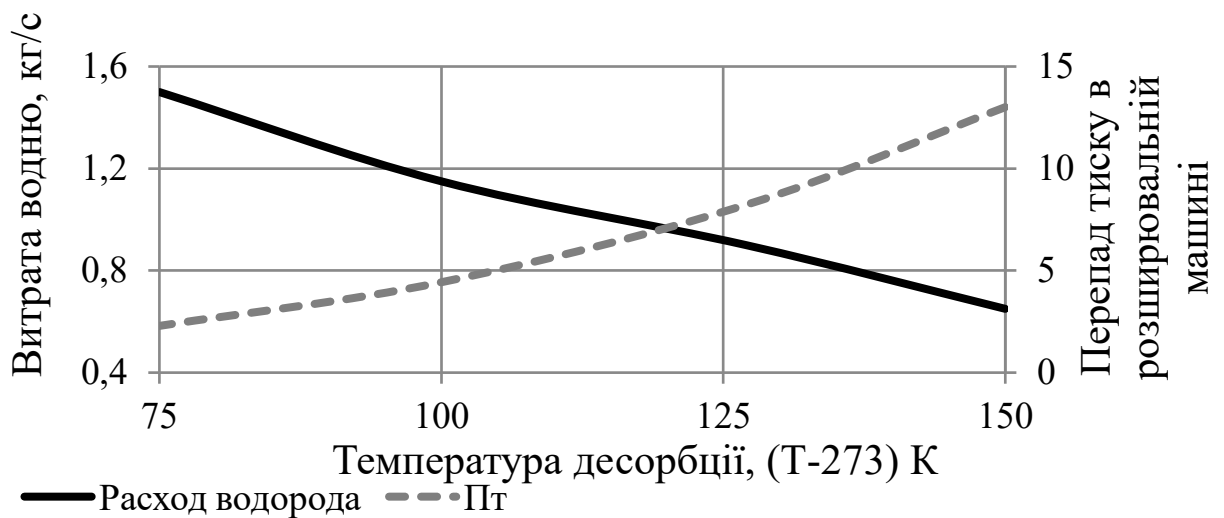


Рисунок 18 Вплив температури десорбції на витрату водню і перепад тисків в РМ

Значення максимальної потужності 1,2–1,3 МВт досягнуто при температурі десорбції $T_d = 360 \dots 395$ К, і великим значенням відповідають більший ККД ТНА.

Зниження ККД елементів ТНА веде до збільшення потужності живильного насоса, що знижує ефективну потужність утилізаційної установки. Діапазон раціональних температур десорбції, відповідно до потужностей установки 1,2–1,3 МВт звужується з 360–395 К при $\eta_{PT} = 0,94$ до 365 ... 390 К при $\eta_{PT} = 0,80$. При значенні $\eta_{PT} = 0,7$ вказаний діапазон потужностей не досягається в усьому розглянутому діапазоні температури десорбції (2.17).

Рідина-носію для гідридів може бути створена на основі органічних або синтетичних теплоносіїв. Як синтетичного можуть бути використані рідини сімейства термінологію, наприклад Термінол 66. Така рідина є високо стабільним синтетичним теплоносієм, що забезпечує тривалий термін служби з низьким рівнем щорічної підживлення, що значно знижує експлуатаційні витрати, мінімізує простой і збільшує ефективність системи при робочих температурах до 620 К.

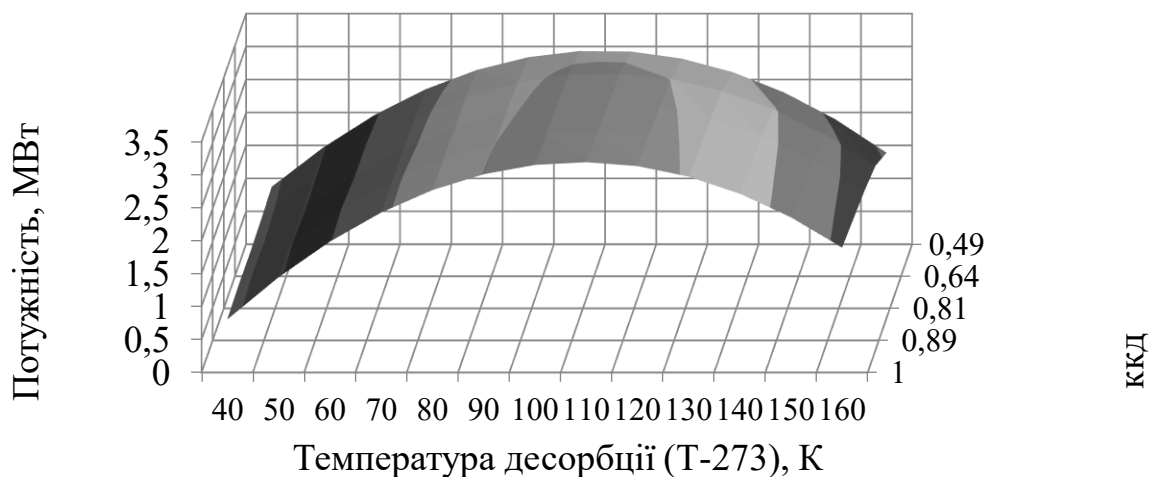


Рисунок 19 Ефективна потужність металогідридної утилізаційної установки безперервної дії

Термінол 66 застосовується в усьому світі в різних процесах, що вимагають нагрівання, а також для рекуперації теплоти, зокрема, у виробництві смол, дистиляції фталевого ангідриду, виробництві хімволокна і плівок, дезодорування жирних кислот, виробництві фенолу, в процесах полімеризації та екструзії поліаміду, в підігріві топкового повітря в металургійних і нафтохімічних печах. Основні властивості приведені в табл. 5

Таблиця 5 Основні фізичні, хімічні та термічні характеристики термінологію 66

Параметр	Стандарт	Значення
склад		гідрогенізовані терфініли
Зовнішній вигляд		Прозора світло-жовта рідина
Максимальна об'ємна температура		345 ° C
Максимальна температура на плівці		375 ° C
Кінематична в'язкість при 40 ° C	DIN 51562 – 1	29.64 мм ² / с (cSt)
щільність при	15 ° C DIN 51757	1011 кг / м ³
Температура спалаху	DIN EN 22719	170 ° C
Температура застигання	ISO 3016	-32 ° C
Температура кипіння при	1013 мбар	359 ° C
Коефіцієнт теплового розширення		0.0009 / ° C
Параметр	Стандарт	Значення

зміст вологи	DIN 51777 – 1	<150 ppm
Загальна кислотність	DIN 51558 – 1	<0.02 мг КОН / г
вміст хлору	DIN 51577 – 3	<10 ppm
корозія міді	EN ISO 2160	<< 1 а
Середній молекулярна вага		252

В якості рідини-носія також може бути використані кремній-органічні рідини типу поліметилсілоксан (ПМС).

Кількість металогідридного матеріалу знаходиться в гідридній суспензії, може змінюватися в широких межах. Збільшення концентрації металогідридного матеріалу веде до зростання ККД, так як зменшується кількість енергії, яку необхідно затратити на нагрів і перекачування суспензії, рис. 27.1. Так при витраті водню 1 кг/с, ступеня теплової регенерації 0,44, КПТ турбонасосного агрегату 0,6, для температури десорбції $T_d = 450$ К збільшення концентрації з 5% до 50% веде до збільшення ККД установки з 2% до 15,5 %. У реальних установках фірма Тіах не рекомендує використання гідридних суспензій з концентрацією металогідридних матеріалів більше 15%, з за погіршення седиментаційною стійкості.

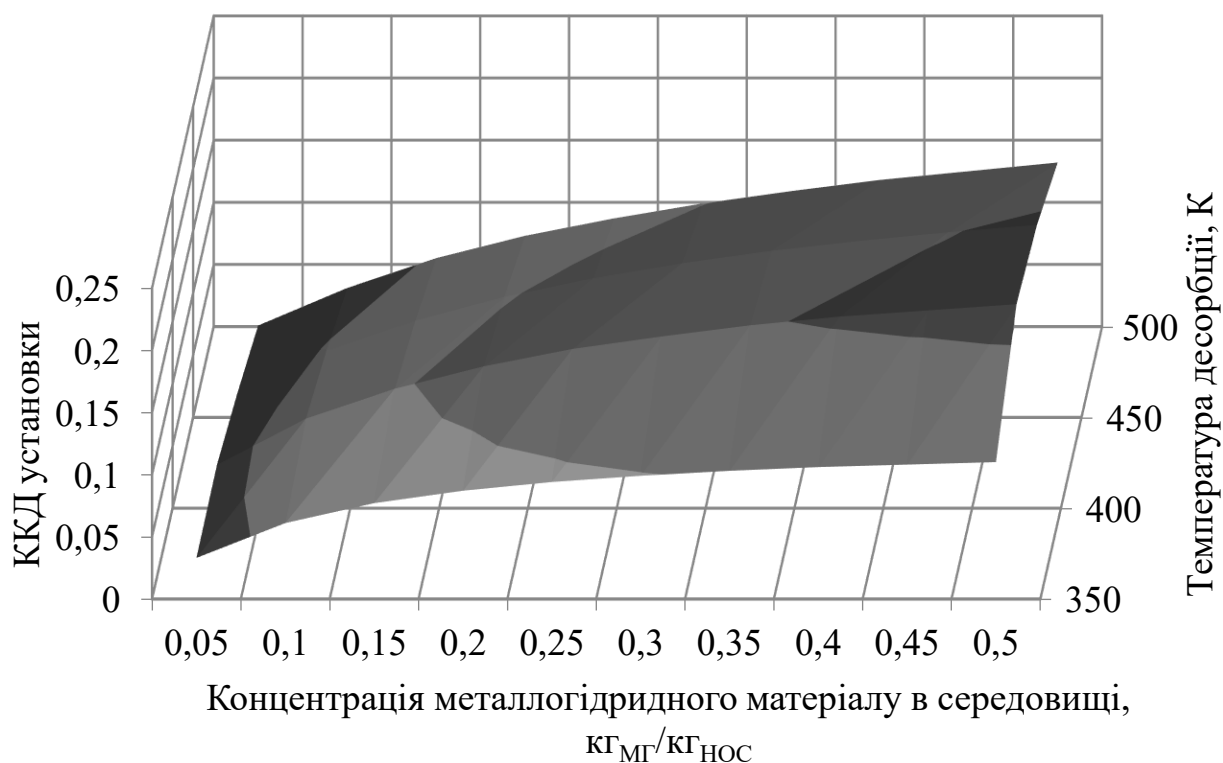


Рисунок 20 Вплив вмісту металогідридного матеріалу в гідридній суспензії на ККД утилізаційної металогідридної установки

* – витрата водню 1 кг / с, ККД ТНА 0,6, ступінь теплової регенерації 0,43

Для концентраціях металогідридного матеріалу $c_{мг} = 15\%$ раціональне значення температури десорбції становить 400 ... 450 К, при цьому ККД установки складає 9,6 ... 7,8%.

Вплив оборотної сорбційної ємності на ККД установки показаний на рис. 27.3. Очевидно, що збільшення сорбційної ємності призведе до збільшення ККД установки, так як зменшиться маса металогідридного матеріалу, яку необхідно використовувати і маса рідини-носія (при фіксованій фіксації концентрації металогідридного матеріалу в носії).

Так для оборотної сорбційної ємності 1% раціональне значення температури десорбції становить 400 ... 450 К, при цьому ККД установки становить 14 ... 12,6%. Оборотна сорбційна ємність металогібридного матеріалу $MmNi_{4,5}Al_{0,5}$ становить 8%, при температурі десорбції $T_d = 400$ К — ККД установки становить 12,1%.

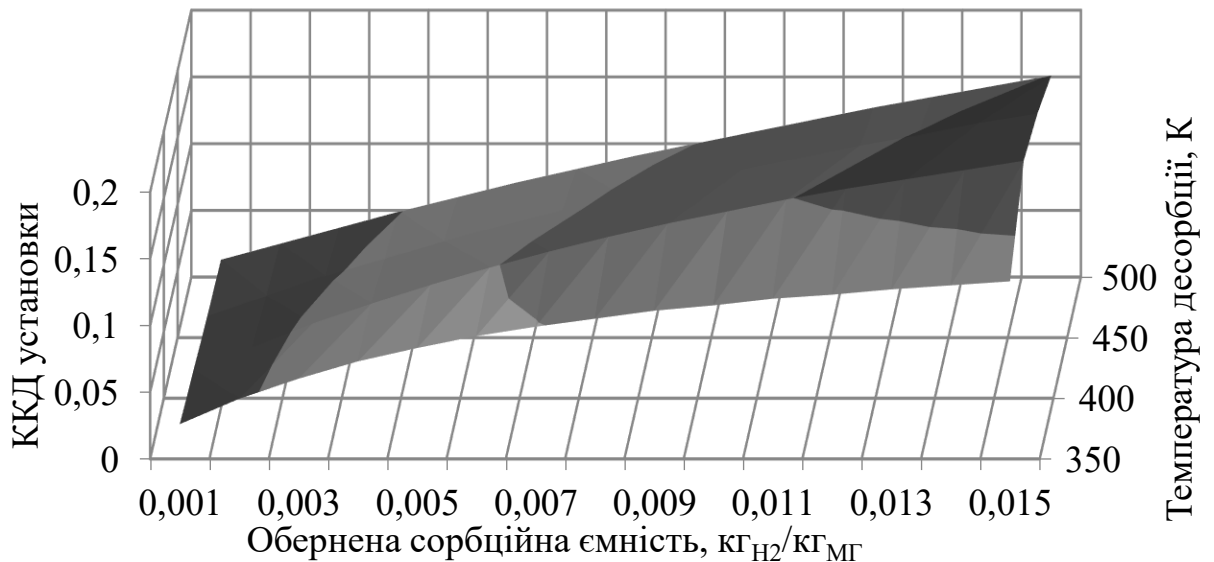


Рисунок 21 Вплив оборотної сорбційної ємності на ККД утилізаційної металогібридної установки

2.5 Розробка рекомендації щодо застосування металогібридних матеріалів в металогібридних утилізаційних установках безперервної дії

Розглянуто ряд металогібридних матеріалів з питомою ентальпією гідродутворення $H = 10 \dots 60$ МДж/(моль H₂) і температурою при тиску одна атмосфера $T^* = 270 \dots 320$ К. Встановлено, що для отримання максимального ККД необхідно використовувати металогібридні матеріали з робочим температурним діапазоном відповідним температурному діапазону ВЕР малооборотних ДВСЗ (300 ... 500 К), максимально можливої сорбційної ємності, мінімальним значенням коефіцієнта гістерезиса, питомої $H = 20 \dots 25$ МДж / (мольна ₂) і температурою при тиску одна атмосфера $T^* = 260 \dots 280$ К.

З існуючих матеріалів, до зазначених вимог наближаються $V_{0,83}Ti_{0,1}Fe_{0,07}$, $ZrMn_{1,11}Fe_{1,22}$, $ZrCrFe_{1,6}$, $LaNi_5$, $LaNi_{4,5}Al_{0,5}$, $MmNi_{4,5}Al_{0,5}$ найближче. ККД металогібридної утилізаційної установки, що працює без регенерації теплової енергії представлений на рис. 2.20. З рисунка видно, що для кожного металогібридного матеріалу, температура десорбції, що відповідає максимальному значенню ККД установки, підбирається індивідуально. При цьому максимальне значення ККД, для зазначених матеріалів, не перевищує 8,5%.

Максимальне значення питомої потужності для матеріалу $ZrCrFe_{1,6}$ становить 3,9 МВт/(кг/с), при цьому температура десорбції становить 450 К. Для матеріалу $V_{0,83}Ti_{0,1}Fe_{0,07}$ питома потужність установки становить 3,6 МВт/(кг/с) при температурі десорбції 400 К.

Подальше збільшення температури десорбції для матеріалу $V_{0,83}Ti_{0,1}Fe_{0,07}$ призведе до виходу обмежуючих параметрів за встановлені межі.

Також можливе застосування інших металогібридних матеріалів, з близьким значенням термодинамічних параметрів, однак тиск водню при цьому може виходити за вказані значення.

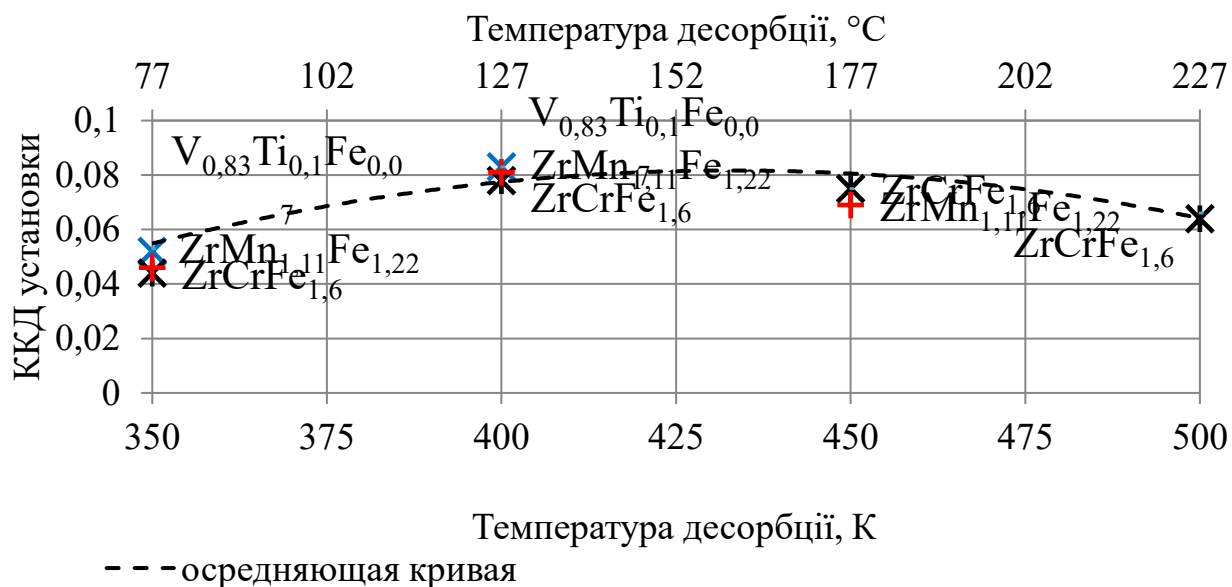


Рисунок 2.20 Вплив температури десорбції на ККД утилізаційної металогібридної установки безперервної дії для конкретних металогібридних матеріалів

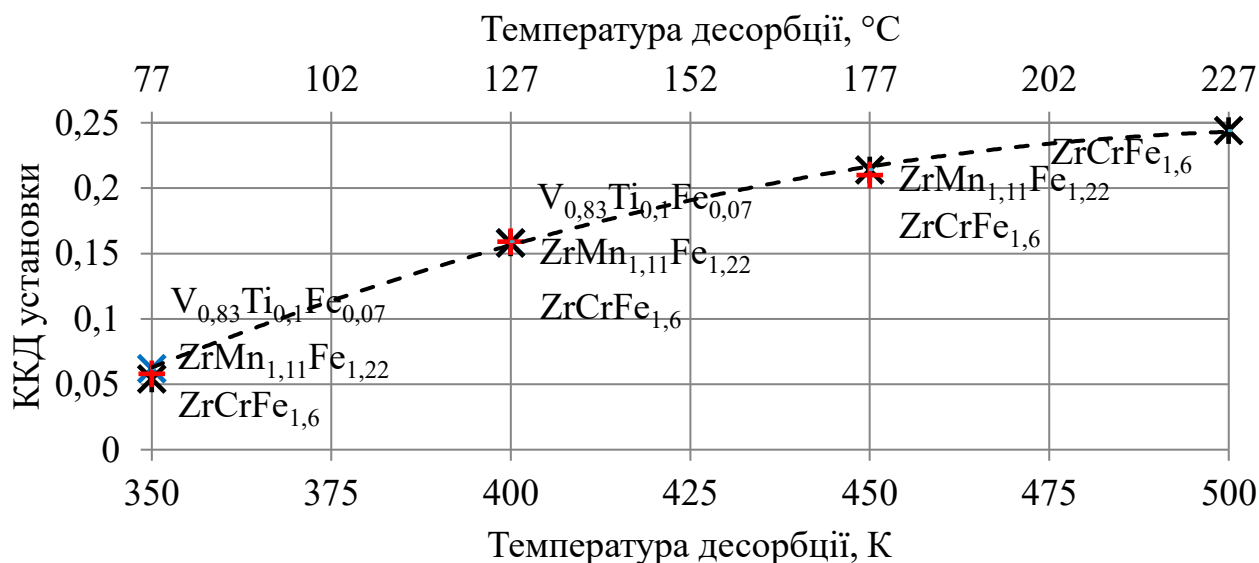


Рисунок 22 ККД утилізаційної установки при використанні конкретних металогібридних матеріалів при температурі десорбції $T_d = 350 \dots 500$ К

При використанні регенерації теплової енергії системи, використання матеріалу $V_{0,83}Ti_{0,1}Fe_{0,07}$ дозволяє отримати ККД більше 23%.

Значення питомих потужностей для зазначених матеріалів приведено на рис. 23,

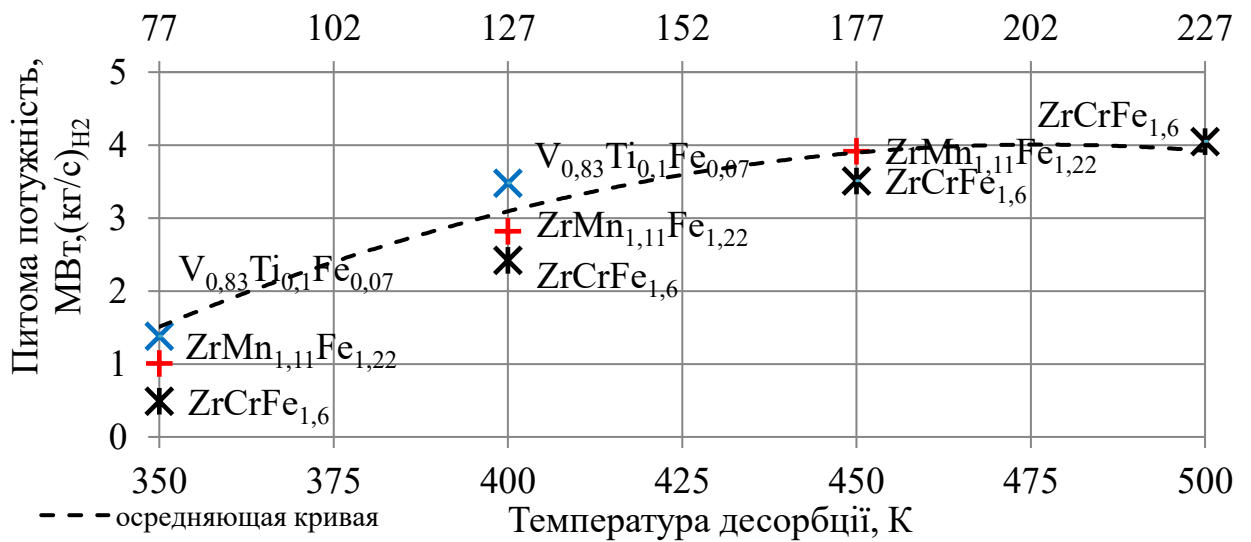


Рисунок 23 Питома потужність утилізаційної установки для конкретних металогідридних матеріалів при температурі десорбції $T_d = 350 \dots 500$ K

Висновок

Виконаний аналіз показав значний енергетичний ресурс низько потенційного теплоти малооборотних двигунів. Існуючі способи утилізації такого теплоти, спрямовані на вироблення електричної або механічної потужності, дозволяють генерувати не більше 5% енергії ВЕР. Перспективні способи утилізації дозволяють підвищити ефективність використання такої енергії до 10 ... 12%, проте мають певні недоліки, що ускладнює їх застосування спільно з двигунами. Більшість з перспективних способів знаходиться на стадії розробки, і практичний досвід застосування для утилізації теплоти двигунів відсутня. Металогідридні утилізаційні установки безперервної дії відносяться до перспективних способів утилізації низькопотенційного і можуть бути використані з МОД.

Таким чином модернізацію силової установки судна шляхом енергетичної утилізації тепла вторинних енергоресурсів головного двигуна можна вважати доцільною.

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

3.1 Вимоги, що висуваються до енергетичної установки судна

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

До основних вимог, що висуваються 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 споруджуваних 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 проектного 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 середньообертливими двигунами (СОД);
- установка ДРА з одним або декількома високообертливими двигунами (ВОД).

Варіант встановлення ДРА з ВОД є недоцільним, оскільки діапазон потужностей ВОД, пропонованих 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 масозабаритні характеристики: велика маса (питома маса складає 80 – 110 (кг/кВт) і забарити по висоті;
- більша вартість;
- складність установки допоміжного приводу енергії та підтримання постійності частоти обертання його вала;
- 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, масозабаритними, економічними і виробничими вимогами, економічними показниками судна.

Основні вимоги до передач: висока надійність; високий коефіцієнт корисної дії (ККД); мінімальна маса і забарити; 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_B ; захист двигуна від динамічних навантажень; локалізація коливань, що крутять; добір потужності.

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

3.3 Вибір числа зредних звинтів, числа зредних валів і способу реверсування

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

На контейнеровозах, супербалкерах зі збільшеною потужністю і неможливістю розміщення звинта необхідна багатовальна установка.

Для суден з високою маневреністю необхідна багатовальна 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 гвинтам регульованого кроку (ГРК).

При визначенні максимального припустимого діаметра гвинта $D_{\text{вmax}}$ 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.

3.3.1 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.

3.3.2 Вибір головного двигуна

3.3.2.1 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 модернізується, значення водотоннажності та адміралтейського коефіцієнту в першому наближенні можна прийняти такими ж як і для судна-прототипу, то необхідне значення експлуатаційної потужності буде дорівнювати

$$N_e = (N_e)_{\text{пр}} \cdot \left[\frac{v_s}{(v_s)_{\text{пр}}} \right]^3 = 7700 \cdot \left[\frac{14,5}{14,4} \right]^3 = 7861 \text{ кВт},$$

де $(N_e)_{\text{пр}}$ – експлуатаційна потужність судна-прототипу, кВт; $(N_e)_{\text{пр}} = 7861 \text{ кВт}$

v_s – експлуатаційна швидкість судна згідно завдання на проектування, вуз; $v_s = 14,5 \text{ вуз}$;

$(v_s)_{\text{пр}}$ – експлуатаційна швидкість судна-прототипу, вуз; $(v_s)_{\text{пр}} = 14,4 \text{ вуз}$.

Таблиця 6 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 , г/кВт год	P_e , МПа	C_m , м/с
MAN	5S50ME-C9	8900	1780	117	500	2214	4,15	169	2,1	8,5
	6G45ME-C9	8340	1390	111	450	2250	5,0	170	2,1	8,35
Mitsubishi	6UEC45 LSE-Eco-C1	8640	1440	128	450	1930	4,29	171	2,2	8,2
Wartsila	7X40-B	7945	1135	146	400	1770	4,43	174	2,1	8,6

Таблиця 7 Основні масо-габаритні характеристики

Фірма	Двигун	Вага G	Довжина L	Ширина B	Висота H	Відношення L/N_e	Відношення G/N_e	Відстань до кака кранбалки
		т	м	м	м	м/кВт	кг/кВт	м
MAN	5S50ME-C9	190	6,073	3,35	8,50	0,73	20,6	9,05
	6G45ME-C9	183	6,464	3,35	9,25	0,77	21,9	9,75
Mitsubishi	6UEC45 LSE-Eco-C1	187	5,894	3,00	8,74	0,68	21,6	10,40
Wartsila	7X40-B	140	6,507	2,61	7,75	0,73	22,3	8,90

3.3.2.2 Порівняльний аналіз та вибір головного двигуна

Вибір типу ГД здійснюється з урахуванням призначення судна та умов розміщення ГД у МКВ. Для вибору ГД були розглянуті основні характеристики сучасних МОД (табл. 6, 3.2) провідних фірм-виробників: "MAN B&W"; "Wartsila"; "Mitsubishi Heavy Industries", у яких потужність 8367 кВт входить у поле робочих параметрів та не перевищує номінальної 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 6G45ME-C9.5 фірми "MAN B&W", ефективною потужністю в точці $L_1 = 9050$ кВт при частоті обертання колінчастого валу 111 хв^{-1} .

3.3.2.3 Основні технічні дані

Технічні дані двигуна 6G45ME-C9.5 подано у табл. 8 та рис. 24.

Таблиця 8 Технічні характеристики двигуна 6G45ME-C9.5

Характеристика, одиниці вимірювання	Величина
Потужність двигуна, кВт	8340
Кількість циліндрів	6
Циліндрова потужність, кВт	1390
Частота обертання колінчастого вала, хв^{-1}	111
Питома ефективна витрата палива, $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{годину})$	170
Питома витрата масла, $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{годину})$	0,6
Діаметр циліндра, мм	450
Хід поршня, мм	2250

3.3.2.4 Опис конструкції двигуна

Фундаментна рама двигуна виконана з упорним підшипником у кормовій частині. Вона являє собою сталю зварну конструкцію з повздовжньою балкою з литими сталевими постілями для рамових підшипників. Рамові підшипники, тонкостінної конструкції, залиті ділим металом. Для кріплення двигуна до фундаменту передбачаються довгі еластичні високоміцні болти з гідравлічною затяжкою. Рама виконується без ухилу при кріпленні на епоксидних клинах. Масляний піддон двигуна виконано зі сталюї основи та приварюється до фундаментної рами.

Станину двигуна виконано за типом зварної конструкції. На стороні вихлопу розміщені запобіжні клапани на кожному циліндрі, на стороні розподілу – оглядові лючки. Направляючі повзуну крейцкопфа приварені. Станина з'єднана з фундаментною рамою болтами. Станина, фундаментна рама та блоки циліндрів з'єднанні анкерними зв'язками.

Блок циліндрів виконаний з чавуну. Зі сторони розподільного валу блок циліндрів має кришку, для нагляду за поршневи кільцями, яка має отвори для входу продувочного повітря з боку продувочного колектору. Блок циліндрів має трубки для підводу масла на охолодження поршня.

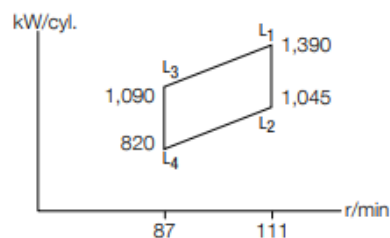
На блоці кріпляться: повітряний ресивер, турбонагнітач, охолоджувач повітря і кронштейни для площадок. У нижній частині блока розміщений сальник штока поршня, який призначений для ущільнення: зі сторони картера запобігає потрапляння масла у підпоршневу порожнину; зі сторони підпоршневої порожнини запобігає потраплянню повітря, газів, відпрацьованого циліндрового масла у картер.

Tier III

MAN B&W G45ME-C9.5

Cyl.	L ₁ kW
5	6,950
6	8,340
7	9,730
8	11,120

Stroke: 2,250 mm/L₁ MEP: 21.0 bar



Fuel Oil

MAN B&W G45ME-C9.5-EcoEGR

L₁ SFOC [g/kWh]

	50%	75%	100%
Tier II mode	161.5	161.0	168.0
Tier III mode	170.5	168.0	172.0

MAN B&W G45ME-C9.5-EGRBP

L₁ SFOC [g/kWh]

	50%	75%	100%
Tier II mode	163.5	165.5	172.0
Tier III mode	171.5	170.0	175.0

MAN B&W G45ME-C9.5-HPSCR

L₁ SFOC [g/kWh]

	50%	75%	100%
Tier II mode	163.5	165.5	171.5
Tier III mode	165.0	166.5	172.0

MAN B&W G45ME-C9.5-LPSCR

L₁ SFOC [g/kWh]

	50%	75%	100%
Tier II mode	163.5	165.5	171.5
Tier III mode	164.5	166.5	172.5

Рисунок 24 Характеристики двигуна, згідно даних заводу-виробника

Циліндрова втулка двигуна виконана з чавунної відливки і встановлюється на блоці за допомогою фланця. У верхній частині маютьс я свердлення в які встановлюються трубки з ізоляцією або без. Розміщення охолоджувальних каналів, найменування або відсутність ізоляції трубок призначені для підтримання температури втулки за якої відсутня сірчиста корозія та одночасно не вище температури при якій порушується режим змащування робочої поверхні.

Циліндрова кришка двигуна – масивна сталева єдина конструкція з просвердленими охолоджувальними каналами. У кришці встановлено вихлопний клапан, запобіжний та індикаторний кран. Кришка кріпиться до станини шпильками, гайки кріплення затягуються гідравлічно.

Шатун двигуна виконується кованим або литим із сталі і з'єднує крейцкопф та колінчастий вал за допомогою підшипників. Підшипники з'єднуються болтами, гайки яких затягуються згідно з вимогами.

Крейцкопфний підшипник – тонкостінчастий, вкладиші вкриті білим металом. Основне навантаження бере на себе нижній вкладиш. Мотилевий підшипник – тонкостінчастий, вкладиші вкриті білим металом.

Змащення підшипників здійснюється через отвори у крейцкопфі і у шатуні. У цілях економії висоти шатун виконують відносно коротким.

Поршень складається з головки та тронка. Тронк поршня – чавунне лиття з бронзовим бандажем. Головка поршня виконана з високоякісної сталі та має чотири кільцеві канавки, що вкриті хромовим покриттям з двох сторін канавки. Верхнє поршневе кільце типу CPR (компресійне), три інші кільця мають косі замки. Верхнє поршневе кільце ширше за інші.

Шток поршня – кований сталевий з обшліфованою та термічно обробленою поверхнею для надання йому твердості і зносостійкості, що дозволяє збільшити питомий тиск ущільнюючих кілець сальника і довговічності при стиранні. Шток з'єднаний з крейцкопфом чотирма шпильками. Шток має центральний отвір в якому знаходиться трубка для підводу масла для охолодження поршня.

Крейцкопф забезпечує передачу потужності від штоку поршня до шатуна і навпаки, він виготовляється кованим сталевим і з'єднується зі сталевими литими башмаками вкритими білим металом. Поперечина крейцкопфа має телескопічну трубку для входу і виходу масла.

Колінчастий вал напівскладеного типу, складається з кованих або литих сталевих колін. На задньому кінці колінчастого валу є упорний згребінь для упорного підшипника. Кормовий фланець з'єднується з маховиком та проміжним валом за допомогою призонних болтів. У носовій частині двигуна під'єднується демпфер подовжніх коливань та фланець для відбору потужності на допоміжні механізми та на можливий валогенератор.

Розподільний вал призначений для розподілу подачі палива за циліндрами, відкриття вихлопних клапанів та є приводом для лубрикаторів. Розподільний вал збірний з напресованими кулачками. Розподільний вал має цепний привод від колінчастого валу.

Упорний підшипник знаходиться у задній частині двигуна і складається з упорного вінця, основи підшипника та упорних подушок з білого металу.

Упорний вал складає частину колінчастого валу і змащується від системи циркуляційного змащення.

Реверсування двигуна здійснюється електронікою, зміною часу впорскування палива, активацією вихлопного клапану і пускових клапанів.

Передача обертання (валоповоротний пристрій). Обертове колесо пов'язане з упорним валом і обертає шестерню кінцевого вала передачі, який встановлений на фундаментній рамі. Передача обертається електричним двигуном в якому присутній гальмівний пристрій. Блокування головного двигуна при пуску здійснюється, коли передача знаходиться у зачепленні. Введення та виведення з зачеплення здійснюється в ручному режимі при аксіальному русі шестерні.

Демпфер подовжніх коливань складається з поршня і збірного корпусу, розташованого спереду рамового підшипника. Поршень демпфера виконано у вигляді інтегрального згребення на рамовій шийці, а корпус розташовано на основі підшипника.

Система наддувочного повітря. Повітря входить у турбонагнітач з машинного відділення через фільтр-глушник. Потім через наддувочну труду, охолоджувач, ресивер та крізь отвори у втулці циліндрів надходить до них під час фази газообміну.

Охолоджувачі наддувочного повітря масло-дільного типу окремі для кожного турбонагнітача. У ньому повітря охолоджується заборотною водою тиском 0,2...0,25 МПа або прісною водою тиском 0,45 МПа. Конструкція повітроохолоджувача виконана таким чином, що різниця між температурами наддувочного повітря і вхідної заборотної води може досягати 12 °С.

Двигун має **допоміжні повітрядувки** повітря від яких входить у двигун, не проходячи охолоджувач наддувочного повітря. Між охолоджувачем і ресивером встановлюються незворотні клапани, які автоматично закриваються при непрацюючій повітрядувці. Повітрядувки починають працювати перед пуском двигуна для досягнення ефективного тиску необхідного для нормального початку роботи машини.

Паливні і пускові клапани

Циліндрова кришка має три форсунки, пусковий клапан і індикаторний кран. Відкриття клапанів здійснюється за рахунок дустера високого тиску, а закриття пружиною. При зупинці двигуна паливо автоматично циркулює через клапан, золотник автоматично скидає паливо при несправностях клапанів.

Труди високого тиску мають спеціальні з'єднання і рукава для витримання високого тиску.

Пусковий клапан відкривається повітрям і закривається пружиною. Інтегральна контролююча система дизеля контролює роботу пускового клапана у часі.

Двигун обладнаний **індикаторним краном** на який може встановлюватися датчики системи діагностування.

Випускний клапан складається з корпусу і штока клапана. Корпус клапана – чавуна відливка з каналами для охолодження. Корпус має у нижній частині охолоджувальне стальне днище замість встановлення сідла. Шток випускного клапана виконаний з жароміцного нікелевого сплаву (німоніку). Вихлопний клапан відкривається електронною гідравлічною системою, а закривається тиском повітря.

Робота вихлопного клапана контролюється розподільчим валом. Обертання клапана для його надійного та щільного прилягання у сідлі забезпечується, встановленим на штоку імпером.

У верхній і нижній частині клапана, для забезпечення його м'якої роботи встановлені демпфери. Порожнини охолодження ущільнюються силіконовими кільцями, які змінюють через 1,5...–2 тис. годин. Нижнє кільце змінене на розрізне, підпружинене, фторопластове для збільшення ресурсу до 3 тис. годин.

Робоча поверхня сідла має жароміцний нікелевий наплав, для ефективної протидії високотемпературній корозії.

Появи на сідлі плям прогару не рекомендується видаляти до тих пір, поки не з'являться наскрізні канавки. В останніх моделях фірма почала виробництво клапанів Duracel з наплавленням на посадочну поверхню жароміцного та жаростійкого хромонікелевого сплаву (інконель), який витримує високу температуру. Одночасно фірма перейшла на конструкцію сідел з двома камерами (W – подібна посадкова поверхня сідла).

Двигун обладнаний кронштейнами, площадками, леєрами. Площадки встановлені таким чином, щоб легко виконувати перевірки і спостереження. У районі кронштейнів проходять труби різних систем, що забезпечують роботу двигуна. Зі сторони випуску до кронштейнів кріпляться балки штормового кріплення двигуна.

3.3.3 Рейсова лінія та гістограми гідрометеорологічних параметрів

Балкер "NORD TOKYO" має необмежений район плавання (див. п. 1.1.2). Для нового судна у цій серії з обраним головним двигуном 6G45ME-C9.5 приймаємо, що його основним транспортним перевезенням будуть продовольчі вантажі (зерно, цукор-сирець тощо), метал, промислове обладнання, контейнерні вантажі з порту Южне (Україна) до порту Порт-Саїд (Єгипет), а у зворотному напрямку – бавовна і рис. Обрана рейсова лінія "Южне — Порт-Саїд" (рис. 25), довжина якої складає орієнтовно $l = 1200$ миль, проходить через 3-ій район Середземного моря [6].

На підставі узагальнених відомостей, поданих у вигляді частотних таблиць [6], будемо для цього району гістограми річного розподілу швидкості вітру та висоти хвиль (рис. 26).

Розраховуємо математичні сподівання гідрометеорологічних параметрів: для швидкості вітру (табл. 9) – $M(V) = 9,725$ м/с, для висоти хвиль (табл. 10) – $M(h\%) = 16,44$ м. Саме на ці значення й буде налаштовано головний двигун 6G45ME-C9.5.

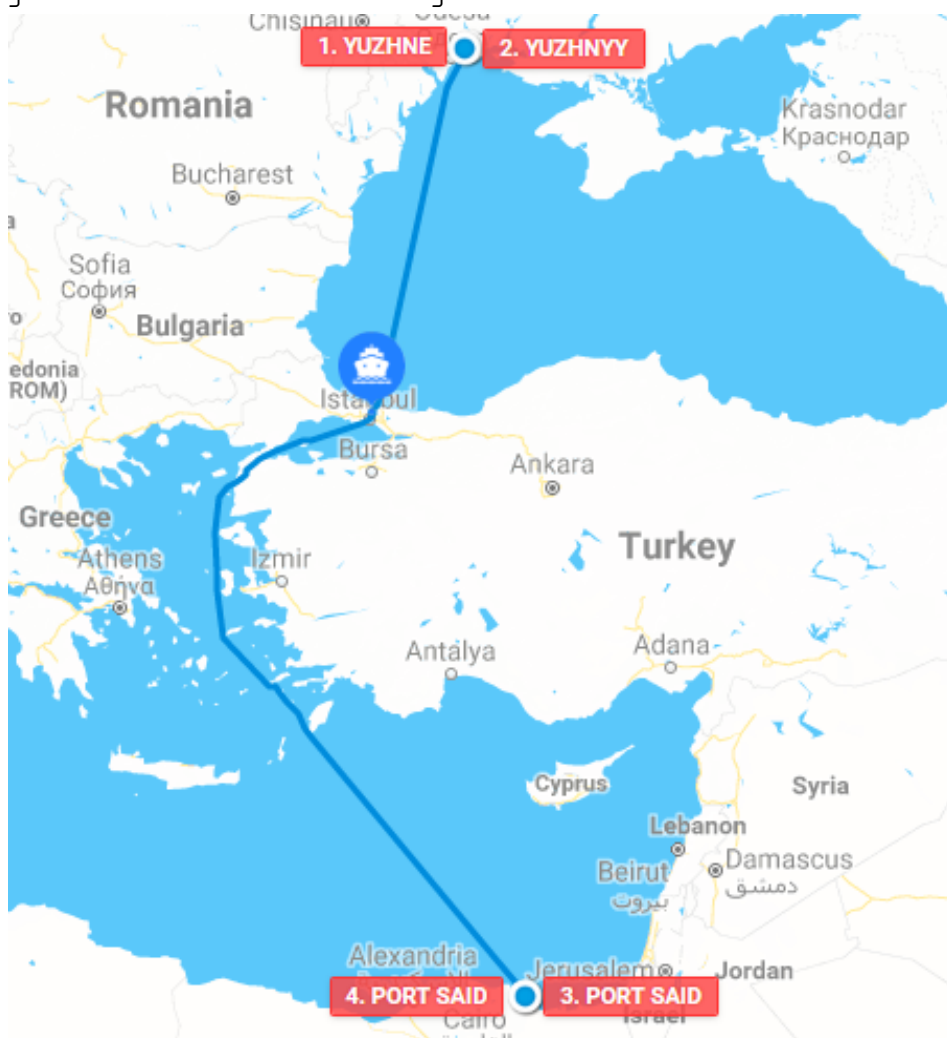


Рисунок 25 Рейсова лінія "Южне — Порт-Саїд"

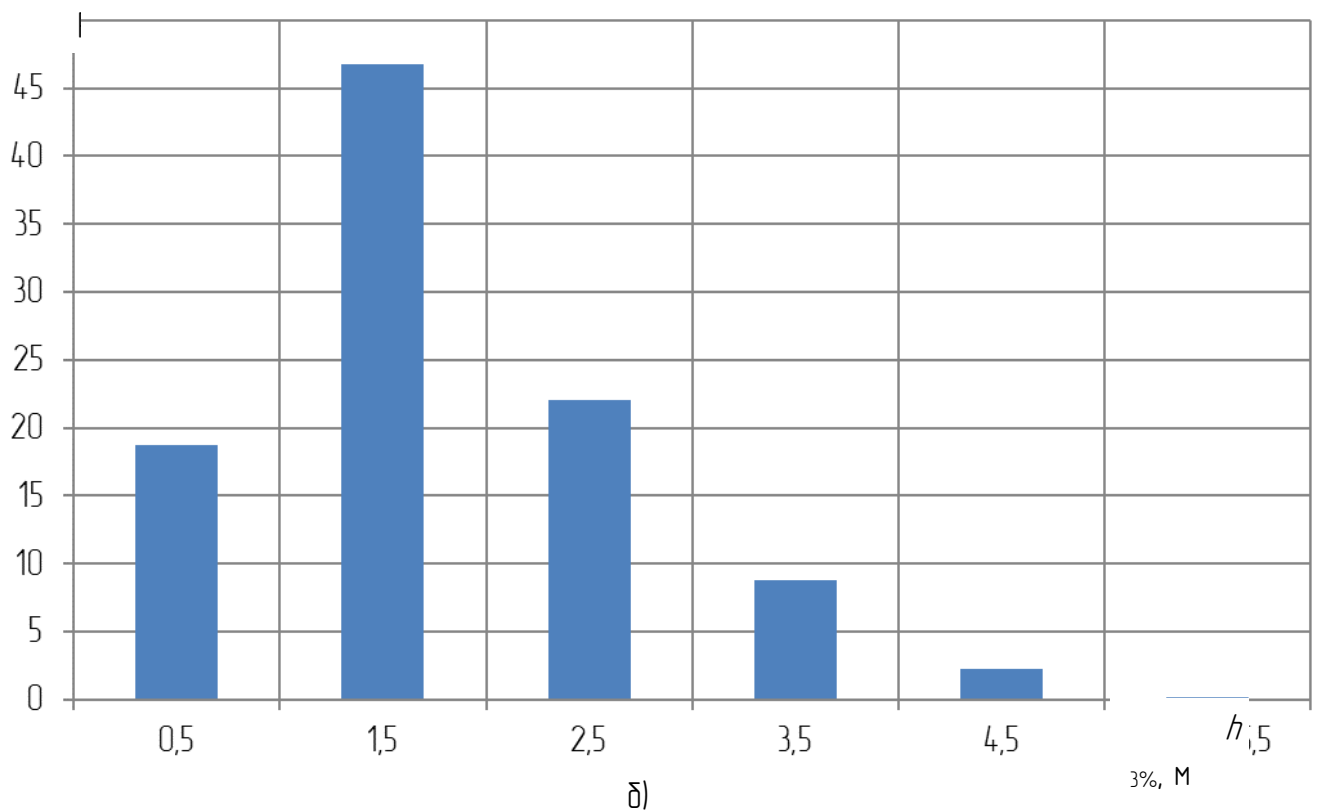
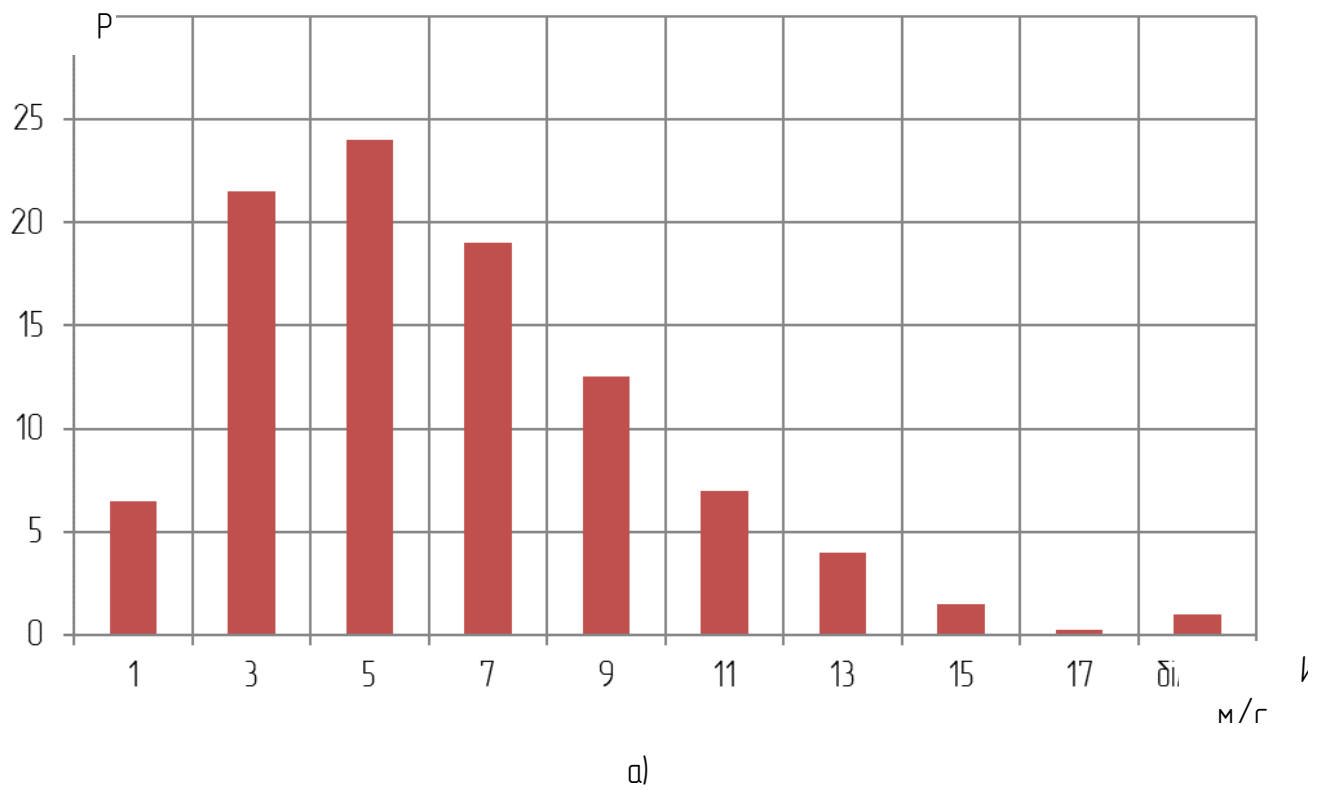


Рисунок 26 Гістограми річного розподілу висоти хвиль ($h_{3\%}$) і швидкості вітру (V) на рейсовій лінії "Южне — Порт-Саїд" та їх математичне сподівання:
 а) гістограма швидкості вітру; б) гістограма висоти хвиль

Таблиця 9 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^3	P_i^6	P_i^9	P_i^{12}	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 10 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^3	P_i^6	P_i^9	P_i^{12}	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

3.3.4 Проектування головної пропульсивної установки

Розміщення головного двигуна на судні

Для попередньої проектної розробки СЕУ передбачається застосування двигуна 6G45ME-C9.5, номінальна потужність якого (у точці L_1), становить 8340 кВт, що на 60 кВт більше за аналогічну потужність двигуна, який був встановлений на серійне судно. Габаритні розміри двигуна 6G45ME-C9.5 показано на рис. 3.4

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.

Виконані попередні проектні розробки щодо розміщення двигуна 6G45ME-C9.5 у машинному відділенні балкера (рис. 27) показали, що при установці цього двигуна можна дотриматися перелічених вище вимог до розташування головного двигуна у машинному відділенні.

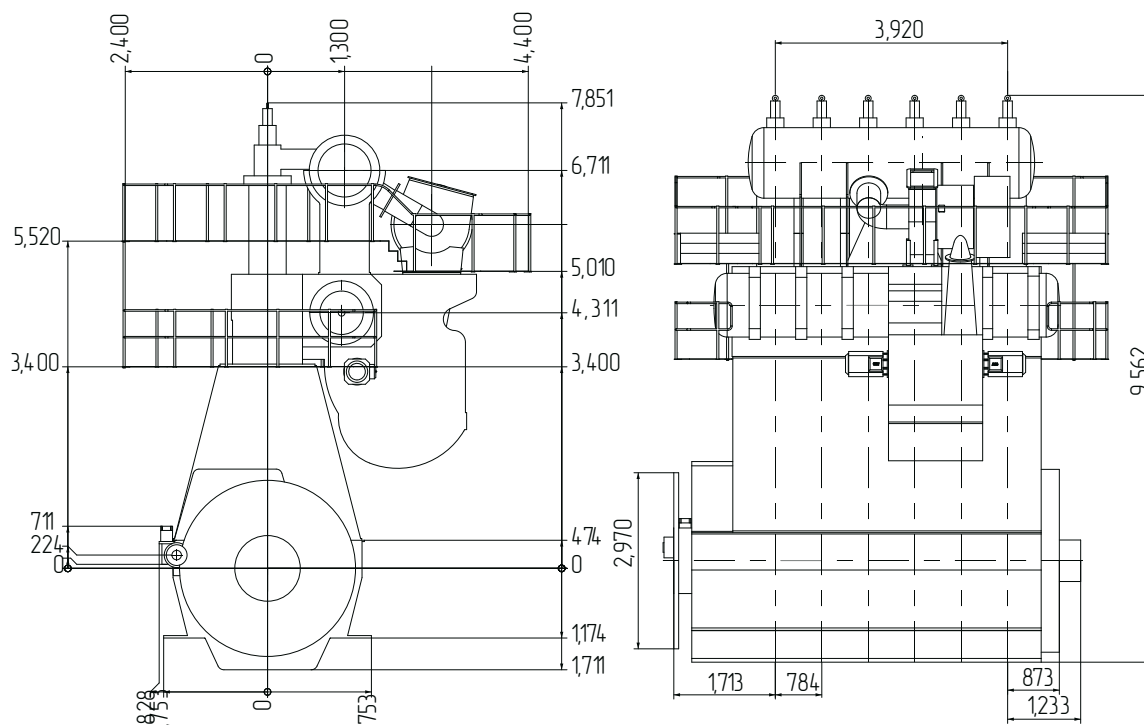


Рисунок. 3.4 Габаритні розміри двигуна

3.3.5 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 буксирувального опору $R = f(V_s)$, значення коефіцієнту розрахункового попутного потоку W_T .

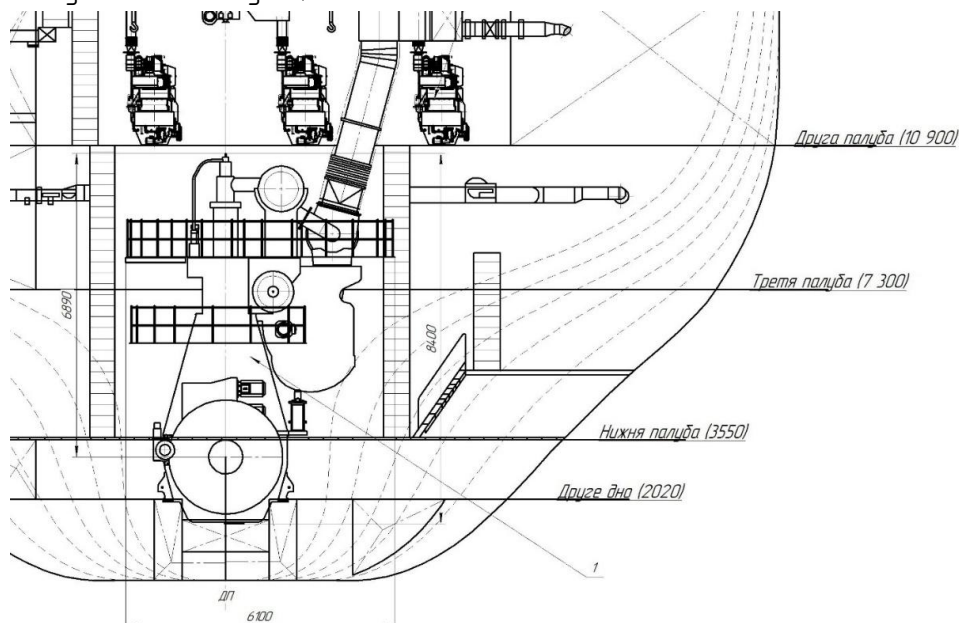


Рисунок 27 Розташування дизеля 6G45ME-C9.5 на судні (поперечний розріз, розміри в мм)

Залежність від $R = f(v_s)$, яка подана на рис 28, отримана за даними проектної організації.

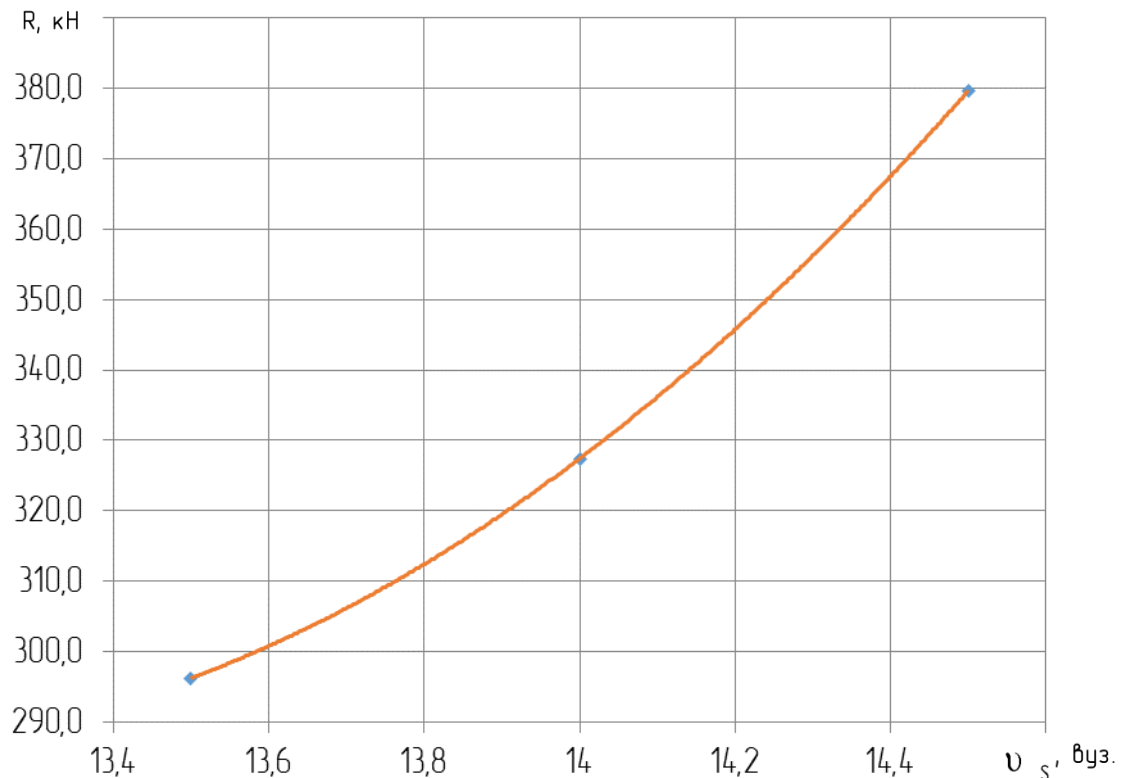


Рисунок 28 Залежність буксирного опору від швидкості ходу вала за умови „здавально — приймальних випробувань”.

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:

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 відрацію 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

звинта 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.

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

3.3.6 Розрахунок гвинтової характеристики

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

Умови „здавально — приймальних випробувань” — чистий свіжопофарбований 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 $T = 10,4$ м.

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

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

Початкова інформація для виконання розрахунку:

тип судна —	балкер
дедвейт —	32 500 т;
гвинт марки —	B4—55 :
розрахунковий діаметр гвинта —	4,9 та 5,0 м;
головний двигун —	6G45ME—C9.5 ;
довжина судна між перпендикулярами —	$L_{PP} = 180$ м;
ширина судна —	$B = 30$ м;
— осадка —	$T = 10,4$ м;
заглиблення осі гребного гвинта —	$h_0 = 4,6$ м.

Графічна інтерпретація розрахунку поданому у табл. 3.6 представлена на рис. 29.

Беручи до уваги рис. 29, та аналізуючи розрахунок гвинтових характеристик за розрахункових умов експлуатації, приходимо до висновку, що гвинт діаметром $D = 4,9$ м — гідродинамічно важкий, це не дає можливість більшої варіації необхідних значень потужності і частоти обертання

Приймаємо для встановлення на судно 4-х лопатевий гребний гвинт діаметром $D = 5,0$ м марки B4 з дисковим відношенням $A_E/A_0 = 0,7$ і оптимальним кроковим відношенням $P/D = 1,0$.

3.3.7 Побудова суміщених характеристик двигуна та рушія

На рис. 30 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. 3.7, для прийнятого гребного гвинта $D = 5,0$ м.

Під час експлуатації корпус судна та гребний гвинт обростають 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 оброслому корпусу і штормовим умовам. Вона зміщена вліво приблизно на 2% по частоті обертання від гвинтової характеристики, що розраховується за умов здавально-приймальних випробувань.

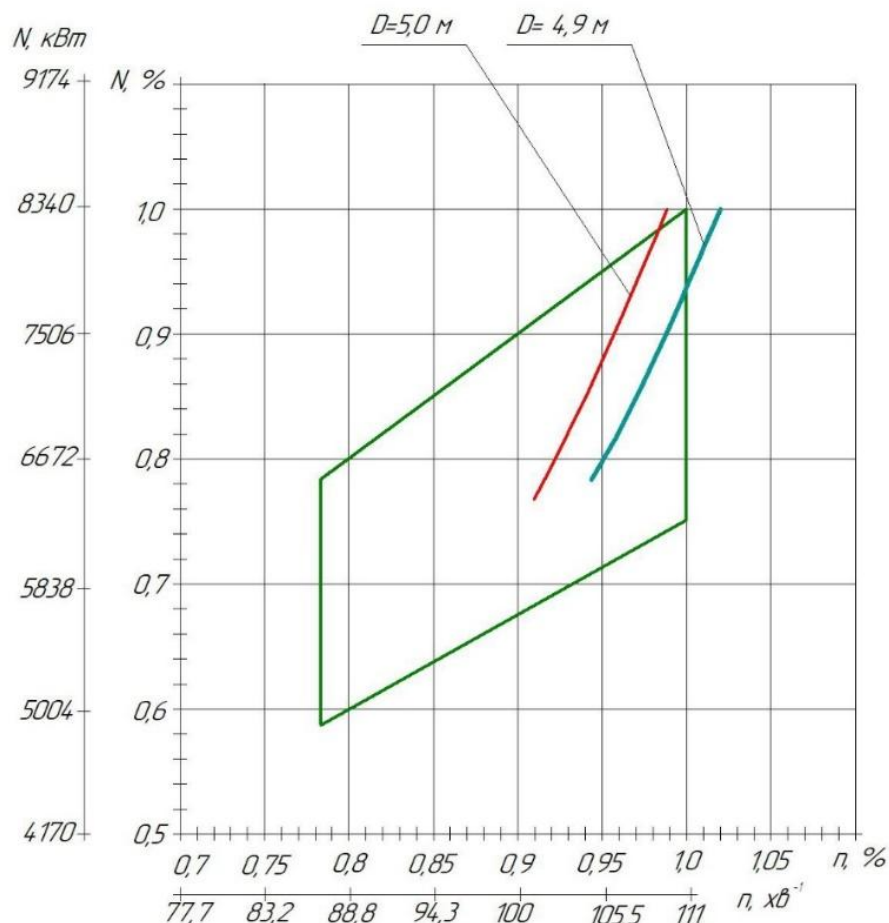


Рисунок 29 Поле робочих параметрів двигуна 6G45ME-C9.5, та гвинтові характеристики для різних діаметрів рушія.

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 $N_e^c = 0,9$ $N_e^H = 7861 \text{ кВт}$

тривала експлуатаційна потужність N_e^e — це потужність, при якій передбачається нормальне використання двигуна, згідно $N_e^e = 0,9$ N_e^c ($N_e^e = 7075 \text{ кВт}$);

потужність у точці оптимізації N_e^o — це потужність, при якій визначаються тип і відповідні параметри турбокомпресора, регулюються газорозподіл і ступінь тиску двигуна. У даному проекті прийнято $N_e^o = 0,87$ $N_e^H = 6870 \text{ кВт}$.

У табл. 3.7 подано значення потужності і частоти обертання для встановленого на судні двигуна, що відповідають рис. 30, а також максимальна перевантажувальна потужність, яка, згідно з визначенням на 10% більша за N_e^c .

Таблиця 3.6 Розрахунок гвинтових характеристик

№	Величина	Формула, джерело	Позначення	Значення
1	Максимальна-тривала потужність двигуна судна-прототипу, кВт	Конструкторська документація	N_e	7700
2	90% МДМ судна-прототипу, кВт		$0,9 N_e$	6930
3	Розрахункова швидкість судна-прототипу при 90% МДМ, уз.	Конструкторська документація	V_s	14,3
4	Об'ємна водотоннажність судна-прототипу, м ³		V	36097,6
5	Масова водотоннажність судна-прототипу, т		D	37000
6	Довжина судна, м	Конструкторська документація	L	187
7	Ширина судна, м	Конструкторська документація	B	28,6
8	Осадка судна, м	Конструкторська документація	T	10,4
9	Діаметр гребного гвинта судна-прототипу, м	Конструкторська документація	$D_{z\delta}$	4,9
10	Коефіцієнт повноти водотоннажності розрахунковий		δ	0,6490
11	Прийнятий для розрахунків коефіцієнт повноти водотоннажності		δ	
12	Розташування гребного гвинта (в ДП або на борту)			0,6490
13	Кількість гвинтів			ДП
14	Число Фруда для судна-прототипу		Fr	1
15	Коефіцієнт попутного потоку розрахунковий	$W_T = W_T^0 - \Delta W_{T\delta L} + \Delta W_T$	W_t	0,1717

Таблиця 3.6 Розрахунок гвинтових характеристик

№	Величина	Формула, джерело	Позначення	Значення					
16	Прийнятий для розрахунків коефіцієнт попутного потоку		Wt	0,2796					
17	Коефіцієнт засмоктування розрахунковий	$V_0 D \sqrt{\frac{\rho}{Ri}}$	t						
18	Прийнятий для розрахунку коефіцієнт засмоктування		t	0,2796					
19	Розрахункові швидкості руху судна, уз.		V_s	13,5	14	14,5	13,5	14	14,5
20	ККД валопроводу		$\eta_{\text{вал}}$	0,98					
21				296,2	327,4	379,7	296,2	327,4	379,7
22	Опір руху судна розрахунковий (1,15), кН		R				0	0	0
23	Опір руху судна за проектом судна-прототипу (за наявності), кН		R	296,2	327,4	379,7	296,2	327,4	379,7
24	прийняті для розрахунку значення опору		R	6,944	7,202	7,459	6,944	7,202	7,459
25	Швидкості руху судна, м / с		V_s	0,1621	0,1681	0,1741	0,1621	0,1681	0,1741
26	Число Фруда	$V_s / \sqrt{9.81 L}$	F_r	5,585	5,792	5,999	5,585	5,792	5,999
27	Поступальна швидкість гвинта, м/с		V_A	296,2	327,4	379,7	296,2	327,4	379,7
28	Щільність води, т / м ³		ρ_0	1,025					
29	Розрахункові діаметри гвинта, м		$Dz\delta$	5			4,9		
30	Упор гвинта, кН	$R/(1-t)$	T	411,2	454,5	527,0	411,2	454,5	527,0

Таблиця 3.6 Розрахунок гвинтових характеристик

№	Величина	Формула, джерело	Позначення	Значення					
31	Коефіцієнт навантаження гвинта по тязі	$V_0 D \sqrt{\frac{\rho}{Ri}}$	K_{DE}	1,6428	1,6204	1,5585	1,6099	1,5880	1,5273
32	Коефіцієнт навантаження гвинта по упору	$D_v V_A \sqrt{\rho/Ti}$	K_{DT}	1,3944	1,3754	1,3228	1,3665	1,3479	1,2964
33	Діаграма для розрахунку гвинта (вводити латинськими символами)	Конструкторська документація		B-4-70			B-4-70		
34	Заглиблення осі зредного гвинта, м	Конструкторська документація		4,6	4,6	4,6	4,6	4,6	4,6
35	Мінімально допустимий дискове відношення за умовами кавітації	$((1.5+0.35Z)T_1)/((99+10h_0)D^2)+0.2$	$(A_e/A_0)^{K_{min}}$	0,5289	0,5636	0,6216	0,5425	0,5786	0,6390
		$0.000756 \left(\frac{z}{0.08D}\right)^{2/3} \sqrt{Ti}$		0,0712	0,0748	0,0806	0,0721	0,0758	0,0817
36	Відносна поступ гвинта	Знімається діаграми ³	j	0,6378	0,6302	0,6087	0,6265	0,6190	0,5978
37	Номінальна потужність ГД проектного судна, кВт	Конструкторська документація	N_e	8340					
38	Номінальна частота обертання ГД проектного судна, хв ⁻¹	Конструкторська документація	n_H	111					
39	Частота обертання гвинта абсолютна, с ⁻¹	$V_A/(DJ)$	n	1,684	1,767	1,891	1,748	1,834	1,964
40	Частота обертання гвинта абсолютна, хв ⁻¹	$60V_A/(DJ)$	n	101,0	106,0	113,5	104,9	110,0	117,8
41	Частота обертання гвинта відносна	n/n_H	n/n_H	0,910	0,955	1,022	0,945	0,991	1,061

Таблиця 3.6 Розрахунок гвинтових характеристик

№	Величина	Формула, джерело	Позначення	Значення					
4 2	Коефіцієнт упору серійного гвинта	Знімається діаграми ³	k_t	0,2264	0,2273	0,2300	0,2278	0,2287	0,2313
43	ККД гвинта (без урахування впливу умов експлуатації)	Знімається діаграми ³	η_0	0,6077	0,6042	0,5941	0,6025	0,5990	0,5887
4 4	Шагове відношення гвинта	Знімається діаграми ³	P/D	1,0199	1,0145	0,9991	1,0119	1,0065	0,9912
45	Коефіцієнт моменту зредного гвинта	Знімається діаграми ³	K_2	0,03855	0,03852	0,03839	0,03850	0,03845	0,03832
4 6	ККД спільної роботи гвинта і корпусу			0,7					
4 7	Ефективна потужність двигуна абсолютна, кВт	$\rho K_T n^2 D^4 V_A / \eta_0 \eta_{\text{вал}}$ де n в с^{-1}	N_e	6418,8	7451,6	9283,9	6540,3	7593,7	9464,1
4 8	Ефективна потужність двигуна відносна	N_e / N_e^{L1}	N_e	0,770	0,893	1,113	0,784	0,911	1,135

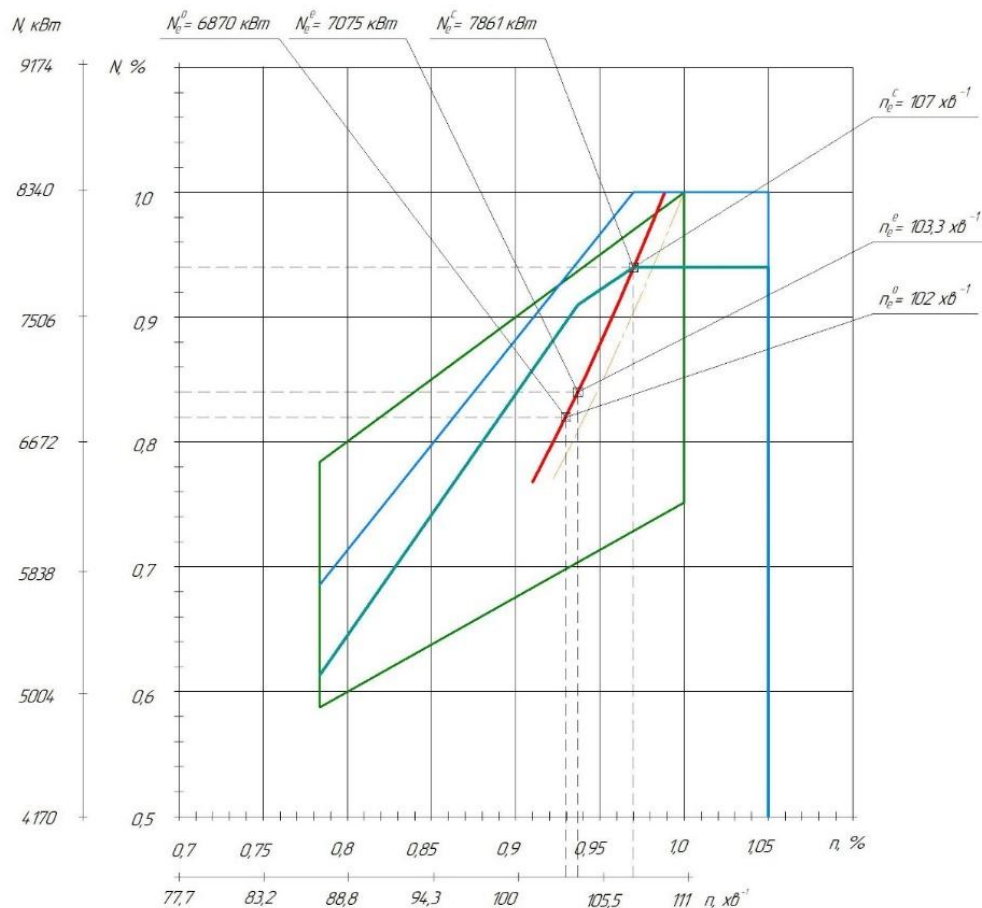


Рисунок 30 Діаграма робочих параметрів двигуна 6G45ME-C9.5 з $N_{se} = 7861$ кВт, значення потужності і числа обертання в характерних робочих точках.

Таблиця 11 Номінальні та робочі параметри встановленого на судні двигуна

Найменування величини	Експлуатаційні умови					
	Штормові з одрослим корпусом				Розрахункові	
	Потужність		Частота обертання колінчастого валу			
	кВт	%	хв. ⁻¹	%	хв. ⁻¹	%
Номінальна	8340	100,0	111,0	100,0	113,2	102
Специфікаційна	7861	94,2	107,0	97,0	109,9	99,00
Тривала експлуатаційна	7074	84,8	103,3	93,8	106,3	95,80
В точці оптимізації	6870	82,3	102,0	93,0	105,5	95,00
Перевантажувальна	8647	103,7	–	–	–	–

Згідно рекомендація побудовано обмежувальні характеристики двигуна. Суцільні лінії на рис. 30, з кутовими коефіцієнтами 2,1,0 і лінія $n = \text{const}$, що проходять через точку з координатами N_e^1 і n_e , є обмежувальним, і відповідно за крутільним моментом, тиском, потужністю і частотою обертання.

Область, охоплена цими лініями, визначає співвідношення „потужність–частота” для тривалої роботи двигуна.

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

За даними табл. 3.6 побудована залежність $v_s = f(n)$, що показана на рис. 31. 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.

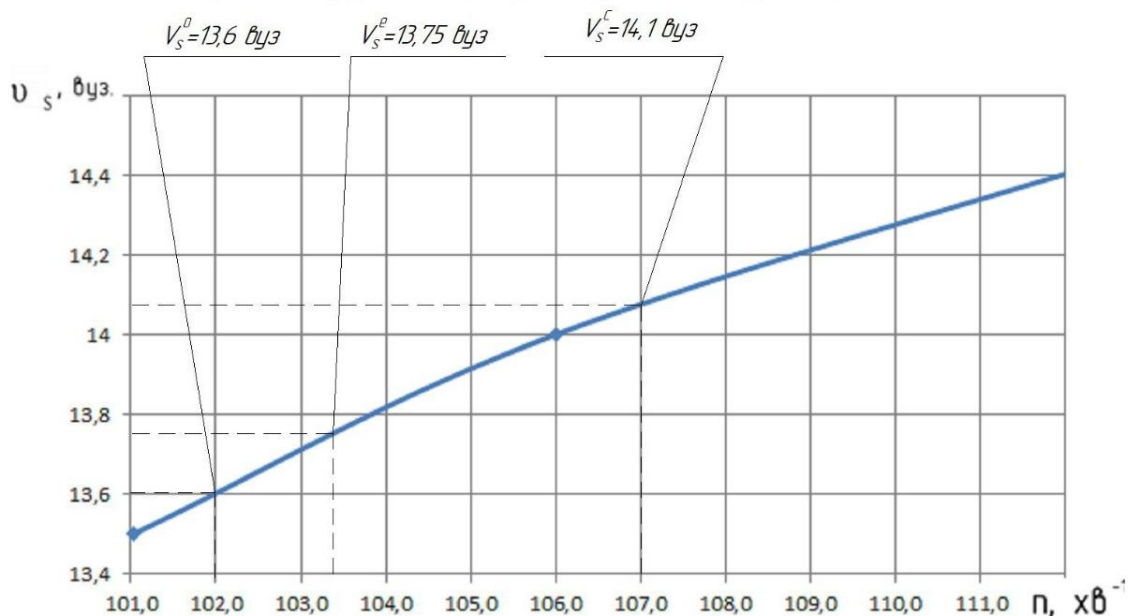


Рисунок 31 Залежність швидкості ходу судна від частоти обертання рушія за умов експлуатації

3.3.8 Характеристики гребного гвинта

Взаємне розташування гвинтової характеристики і поля робочих параметрів двигуна 6G45ME–C9.5 (див. рис. 30) вказує на можливість установки на судні гвинта з $D = 5,0$ м; $A_E/A_0 = 0,7$; $Z = 4$. Гвинт пройшов перевірку на кавітацію в табл. 3.6.

Таким чином, на судні з двигуном 6G45ME–C9.5 встановлюється гребний гвинт фіксованого кроку, виготовлений із латуні, з такими характеристиками:

діаметр..... $D = 5,0$ м;
 крок..... $P = 5,0$ м;
 крокове відношення..... $P/D = 1,0$;
 дискове відношення..... $A_E/A_0 = 0,7$;
 ККД..... $\eta_o = 0,6$;
 кількість лопатей..... $Z = 4$,

який забезпечує розрахункову швидкість руху судна (див. рис. 32) при осадці $T_{cp} = 10,4$ м і за умов, що відповідають здавально – приймальному випробуванню. Показана робоча точка гвинта, яка відповідає оптимальному значенню $P/D = 1,0$ експлуатаційна потужність 7075 кВт.

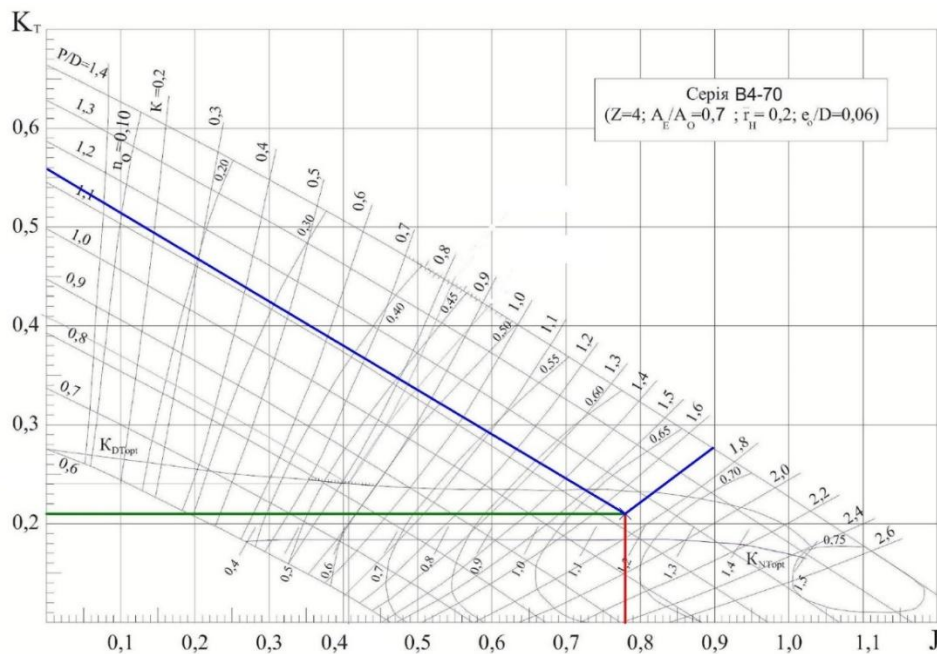


Рисунок 32 Діаграма для розрахунку гвинтів та характеристики прийнятого гвинта.

3.3.9 Визначення основних експлуатаційних характеристик двигуна 6G45ME-С95

Витрата палива

Розрахунок витрати палива проведено за даними заводу виробника на сайті фірми «MAN». При вводі даних в програму було обрано специфікаційну потужність двигуна $N_e = 7861$ кВт.

Дана програма призначена для розрахунку основних параметрів двигунів фірми «MAN», та дає можливість виконувати розрахунки поля робочих параметрів двигуна (рис. 33) та основних параметрів двигуна на даному режимі (рис. 34), в тому числі витрати палива головним двигуном.

Обрано паливо RMG-380, визначено температуру палива згідно рис. 3.16, $T_p = 135$ °C.

При цьому температура зріючого середовища:

$$T_s = T_p + 25 = 160$$
 °C

Звідси тиск пари $P_s = 0,9$ Мпа.

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

$$b_{ef}^H = b_e^H \quad (Q_i / Q_{ik} = 169,3 \quad (42700 / 39000) = 183 \text{ г/(кВт год)})$$

Отже витрата палива RMG-380 головним двигуном становитиме $b_{ef}^H = 183$ г/(кВт год)

Проте при режимі роботи на показники TIER-3, двигун працюватиме на паливі DMA, при температурі підігріву палива $T_p = 35$ °C.

Нижче приведено розрахункові значення фірми «MAN» при роботі двигуна на паливі RMG-380 та DMA, TIER-2 (рис. 34).

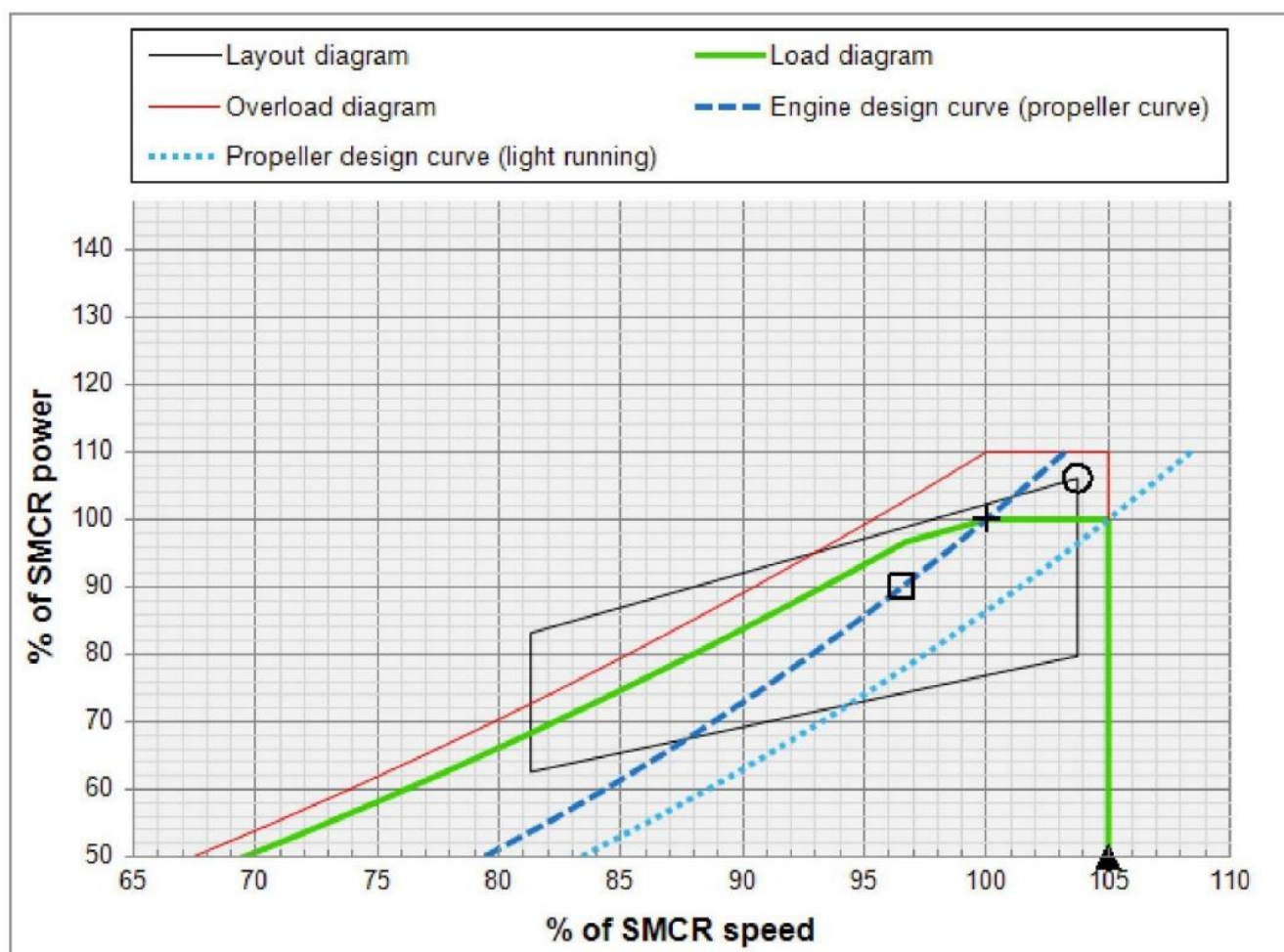
Подане значення витрати палива (з нижчою теплотою згорання $Q_i = 42700$ кДж/кг) відповідає еталонам зовнішнім умовам за ISO 3046/1-1986:

тиску навколишнього повітря 1000 м бар;

температурі навколишнього повітря 25°C.

Для даного двигуна обирається паливо за діаграмою рис. 33

CEAS Engine Data report
6G45ME-C9.5 with high load tuning
Project name: WESTERN LUCREZIA
Report made by: student



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 (94.3% of NMCR)	7,861	107.0	20.5
□	NCR: Normal Continuous Rating (90.0% of SMCR)	7,075	103.3	19.1
	Maximum over load (110% of SMCR)	8,647	-	-
▲	Maximum speed limit (105% of SMCR)	-	112.4	-
○	L1, NMCR: Nominal Maximum Continuous Rating	8,340	111.0	21.0

Рисунок 33 Поле робочих параметрів при виконанні розрахунків в програмі фірми "MAN"

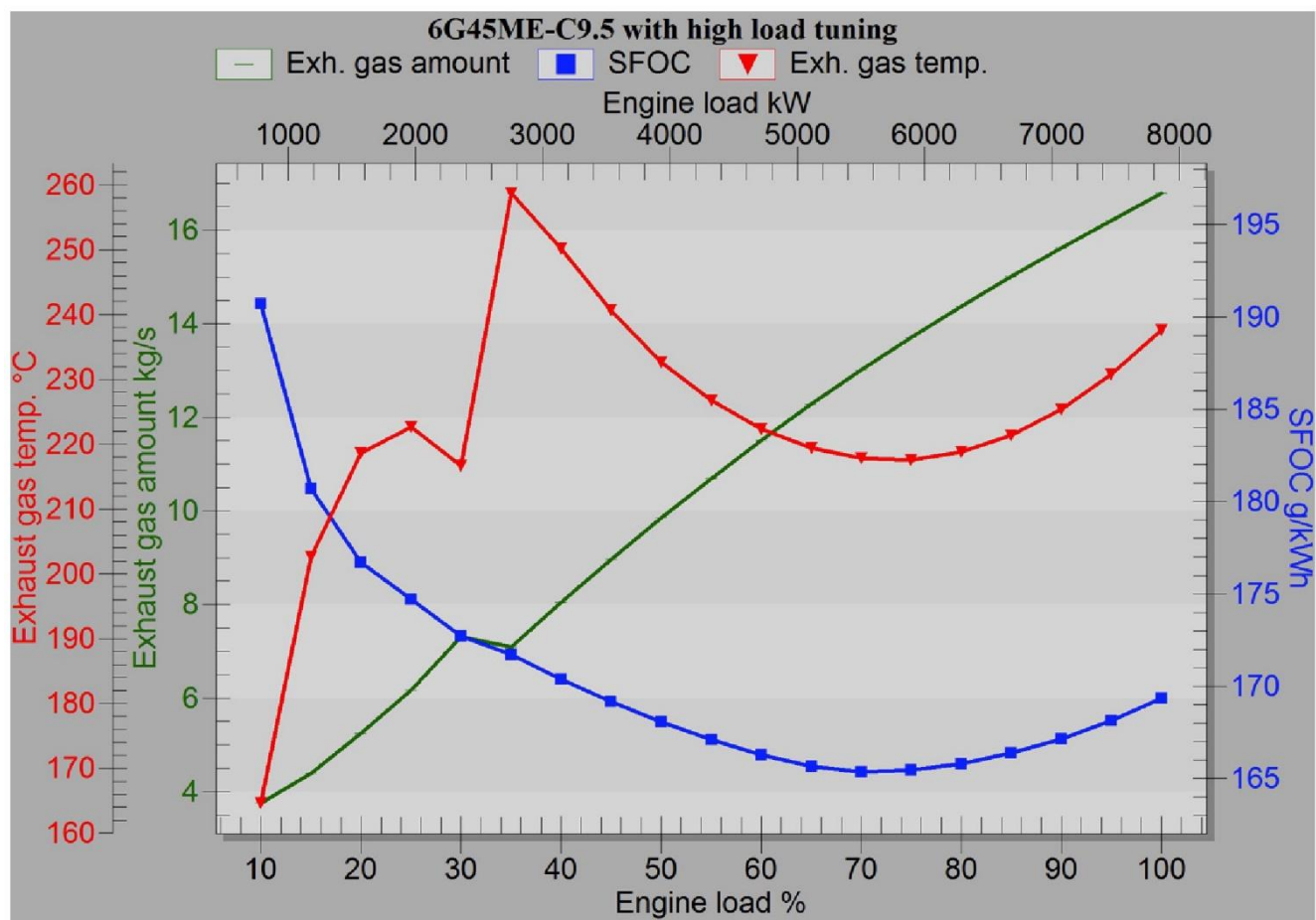


Рисунок 34 Значення основних параметрів двигуна з розрахунку на специфікаційну потужність

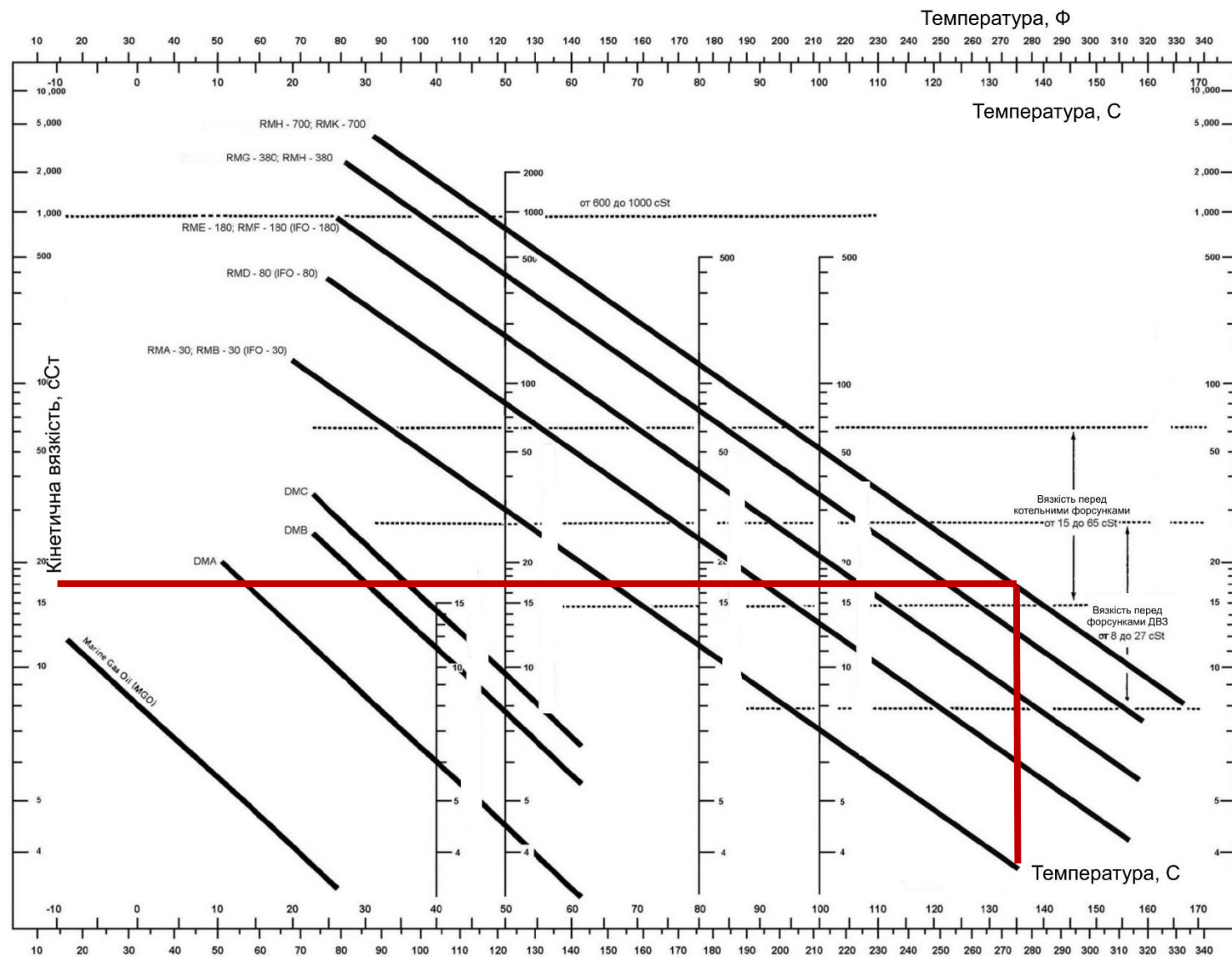


Рисунок 35 Номограма визначення в'язкості палива

3.3.10 Визначення основних елементів валопроводу

На судні змонтований валопровід у складі гребного, проміжного і упорного валів, 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, гребний вал — зі сталі категорії міцності КМ-25 ($R_{mB} = 480$ МПа), проміжний вал — КМ-23 ($R_{mB} = 440$ 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 [1]

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, (гребний, вал — простапка, проміжні, упорний) і їх же з'єднання, опорні і упорні підшипники, дейдвудні пристрої і передірни уцільнення, устрої, (валоповоротне, гальмове).

Розрахунок валопроводу проводиться у відповідності з 1 і передбачає перевірку розмірів найбільш важливих елементів валопроводу.

Діаметр проміжного валу визначається по формулі:

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

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

Специфікаційна потужність $P = N_e = 7861$ кВт.

Розрахункова частота обертання валів, що відповідає N_e ,

$$n = n_e = 107 \text{ хв}^{-1}$$

Тоді, підставивши значення, одержимо:

$$d_{np} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{7861}{107}} = 433,5 \text{ мм}.$$

Приймаємо діаметр проміжного валу $d'_{np} = 450$ мм.

Мінімальний розрахунковий діаметр гребного валу :

$$d_{zp} = 100 \cdot 1,22 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 100 \cdot 1,22 \cdot \sqrt[3]{\frac{7861}{107}} = 528,8 \text{ мм}$$

де K — коефіцієнт, який залежить від конструкції валу.

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

$$d_{zp}^{25} = d_{zp}^* \sqrt[3]{\frac{560}{R_{mB} + 160}} = 528,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{480 + 160}} = 505 \text{ мм}$$

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

$$d_{np_M} = d_{np}^* \sqrt[3]{\frac{560}{R_{mB} + 160}} = 433,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{440 + 160}} = 414,6 \text{ мм}$$

Діаметр болтів з'єднувальних фланців повинен бути не менш визначеного по формулі:

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

де $d_{zp} = 530$ мм — діаметр зредного валу;

$R_{mb} = 520$ МПа — тимчасовий опір матеріалу валу;

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

$i = 12$ мм — число болтів у з'єднанні;

$D = 1000$ мм — діаметр центральної окружності з'єднувальних болтів

Підставивши значення отримаємо:

$$d_b = 0,65 \sqrt[3]{530^3 (520 + 160) / (12 \cdot 1000 \cdot 660)} = 63,5 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр з'єднувальних болтів 65 мм.

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

$$\delta_{\phi} > 0,2 d_{zp} = 0,2 \cdot 530 = 108 \text{ мм},$$

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 валу 90 мм.

Довжина кормового підшипника дейдвудної труди:

$$l_1 = 2 d_{zp} = 2 \cdot 530 = 1060 \text{ мм},$$

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

$$l_2 = 0,8 d_{zp} = 0,8 \cdot 530 = 424 \text{ мм}$$

Висновок

У результаті виконаних розрахунків були побудовані звинтові характеристики роботи двигуна у пропульсивному комплексі. Визначена експлуатаційна довгострокова потужність і відповідна їй кількість обертів (табл. 3.9).

Визначені основні характеристики валопроводу розраховані розміри основних його елементів у відповідності з вимогами реєстру "Lloyds Register" судноплавства для забезпечення надійної роботи.

Таблиця 12 Таблиця порівняння СЕУ

Найменування величин	Позначення	Одиниці виміру	Порівнювальні варіанти	
			СЕУ-д	СЕУ-п
Головний двигун			6S46MC-C	6G45ME-C9.5
Потужність ГД				
номінальна	Ne ^н	кВт	8280	8340
специфікаційна	Ne ^с	кВт	7700	7861
експлуатаційна	Ne ^е	кВт	6930	7075
Питома витрата палива Q _н =42700 кВт/кг				
при Ne ^с	be ^с	г/(кВт год)	170	169,3
при Ne ^е	be ^е	г/(кВт год)	–	167,2
Серія гребного гвинта			B4-70	B4-70
Характеристики гребного гвинта				
діаметр	d _z	м	4,9	5,0
дискове відношення	A _e /A ₀		55	70
крок	P	м	5,0	5,0
Швидкість ходу судна				
специфікаційна	V _s ^с	вуз	14,0	14,1
експлуатаційна	V _s ^е	вуз	–	13,75

3.4 Розробка теплової схеми установки. Проектування допоміжних комплексів.

3.4.1 Розробка теплової схеми суднової установки

Теплова схема суднової установки подана на креслені *ВМР. 135 6221зм 42 11 05*

Випускні газы після розширення в турбіні надходять в утилізаційний котел. В ньому випускні газы підігрівають живильну воду і, відпрацювавши, направляються в атмосферу. Пароводяна суміш з випарної частини утилізаційного котла надходить у сепаратор пари, де здійснюється його 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 заборотною 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 впускних газів здійснюється в утилізаційному котлі, а тепло прісної води – у водоопріснювальній установці.

Наддувочне 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 дистилату у опріснювальній установці

при відборі теплоти від наддувочного 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 судовими 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 Гц. Застосування перемінного струму у якості основного, визібно 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 50 Гц і напругою 400 В.

3.4.2.2 Вибір основних джерел енергій

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, електродвигуну 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 по формулі:

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

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:

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

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. Два для роботи на ходовому режимі 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;
- менша кількість ЗІПу

Недоліки:

- висока вартість комплексу;
- довгостроковий час не експлуатаційного періоду великих потужностей джерел енергії у ходовому режимі і в режимі стоянки без вантажних операцій;
- не економічна і не бажана робота під навантаженням на стояночному 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;
- більш високі первинні витрати на увесь комплекс експлуатації.

Варіант 4

Два дизель — генератора однієї потужності і одним дизель-генератор меншої потужності для забезпечення режиму стоянки без вантажних операцій і режиму 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 рівної потужності.

3.4.2.3 Вибір типу дизель — генераторів

Для вибору ДДГ було проведено порівняння (табл. 13) основних параметрів дизель-генераторів виробництва провідних світових фірм.

Як ДДГ обираємо три автоматизовані дизель-генератори 5Н17/28 (5ЧН17/28) фірми "Himssen" електричною потужністю $N_{el} = 575$ кВт. Такий вибір полегшує обслуговування усієї СЕУ в цілому, оскільки ГД був також обраний цієї фірми.

Основні технічні характеристики дизель-генератора 5Н17/28 наведено на рис. 36, а його поперечний переріз представлено на рис. 37.

3.4.3 Вибір елементів допоміжної котельної установки

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

Допоміжна котельна установка

ДКУ призначена для забезпечення паром наступних споживачів:

- системи парового опалення;
- 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 баластних відсіках;
- на систему кондиціювання повітря;
- на систему вентиляції;
- на підігрівачі машинного відділення;
- на систему парових грілок.

Таблиця 13 Характеристики сучасних суднових дизель-генераторів

Найменування параметра, одиниці вимірювання	Фірма-виробник					
	MAN B&W	Wartsila	Mitsubishi Heavy Industries, Ltd	Daihatsu	Himssen	Caterpillar
	Марка двигуна					
	6L16/24	4L20	M.A.S. 580 S6R-MPTA ~	6DC-17A	5H17/28	3508B
1. Число циліндрів i	6	4	6	6	6	8
2. Частота обертання n , хв. ⁻¹	1200	1200	1500	900	900	1200
4. Потужність первинного двигуна N_e , кВт	570	800	560	610	575	640
4. Потужність електрогенератора $N_{ел}$, кВт	542	760	512	560	538	590
5. Питома ефективна витрата умовного палива g_e , г/(кВт·годину)	189	194	немає даних	немає даних	0,188	немає даних
6. Діаметр циліндра D_c , мм	160	200	170	170	170	170
7. Хід поршня S , мм	240	280	180	270	280	190
8. Середній ефективний тиск p_e , МПа	2,24	–	–	2,21	–	–
9. Середня швидкість поршня v_n , мм	8,0	7,0	9,0	9,0	8,4	6,3
10. Габарити ДДГ $L \times B \times H$, мм	4572×1000 × ×2457	4800×1950× ×2327	3900×1600× ×2000	4510×1350× ×2250	5271×1495 ×2314	4256×1703× ×1826
11. Маса ДДГ G , т	10,5	14,5	6,0	11,0	14,5	8,909

Для визначення продуктивності ДКУ на різних режимах роботи, підсумовуються витрати пари по всім споживачам зі складанням таблиці навантаження (табл. 14), з урахуванням ступіні завантаження і коефіцієнта одночасної праці.

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:

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

Б – працюючі періодично: підігрівачі сепараторів палива і масла, підігрівачі питної води і води, якою мийуться і подають воду на камбуз, та пральню.

В – які працюють епізодично: система парогасіння, сепаратор лляльних вод, на підігрів в цистернах лляльних вод.

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

Найбільш точне представлення дає представлена нижче таблиця парового навантаження

Таблиця 14 Споживачі машинного відділення

СПОЖИВАЧІ ПАРИ	ХОЛОДНА ЗОНА					
	ХОДОВИЙ РЕЖИМ			СТОЯНКОВИЙ РЕЖИМ		
	Кіль- сть	%наван- таження	Витрата пари, кг/год	Кіль- кість	%наван- таження	Витрати пари, кг/год
Грілки парового опалення			300			300
Система кондиціювання	3	0,7	220	3	0,7	220
Підігрівачі МВ	2	0,9	40	2	0,9	40
Загально-суднова вентиляція	2	0,8	50	2	0,8	50
Продувка кінгстонів	2	0,5	70	2	0,5	70
Підігрівач мийної води	1	0,4	180	1	0,4	180
Підігрівач питної води	1	0,5	60	1	0,5	60
Підігрівач системи вентиляції МВ	1	0,5	60	1	0,5	60
Підігрівач спец. комірчини	3	0,5	50	3	0,5	50
Цистерна запасу моторного палива	4	1,0	400	3	0,5	200
Відстійна цистерна	2	1,0	50	2	0,5	50
Витратна цистерна	2	1,0	70	2	0,5	35
Підігрівач палива ГД	1	1,0	60	1	–	–
Підігрівач палива ДГ	2	0,5	30	2	0,5	30
Підігрівачі сепаратора палива	2	0,7	80	2	–	–
Підігрівачі сепаратора масла	2	0,5	60	2	–	–
Витратна цистерна котельного палива	1	1,0	40	1	0,5	20

Цистерна стічно-циркуляційна	1	1,0	40	1	0,3	20
Сепаратор нафтових вод	1	0,4	100	1	0,4	–
Цистерна льяльних вод	3	0,5	80	3	0,5	60
Цистерна мийної води	2	0,8	50	2	0,8	50
Цистерна живильної води	1	0,8	40	1	0,8	40
ПО СУДНУ			1380			1250

Виходячи з вище представленої таблиці парового навантаження у відповідності з вимогами Регістру Lloyds Register, у якості допоміжної установки на судні встановлюються один комбінований котел типу Aalborg OC 1,2/1,0 з характеристиками зазначеними у табл. 4.4.

Розрахунок можливої паропродуктивності утилізаційного котла в режимі роботи від ГД
Можливу паропродуктивність утилізаційного котла визначимо з вираження [12]:

$$D_{\text{УК}} = \frac{g_e^{\text{ГД}} \cdot N_e^{\text{ГД}} \cdot \varphi \cdot (\alpha_{\Sigma} \cdot L'_0 + 1) \cdot (c_{\text{рг}} \cdot T_{\text{Г}} - c_{\text{рг-ух}} \cdot T_{\text{ух}})}{i_n \cdot i_{\text{ЖВ}}}, \text{ кг/год}$$

де: $L_0 = 13,8$ 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);

$N_e^{\text{ГД}} = 7861$ кВт – специфікаційна потужність двигуна;

$g_e^{\text{ГД}} = 183$ г/(кВт год) – питома витрата палива;

$\varphi_a = 1,25$ – 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;

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

$T_{\text{Г}} = 511$ К – температура відпрацьованих в ГД газів на вході в УК;

$T_{\text{ух}} = 454$ К – температура газів на виході з УК;

$i_{\text{п}} = 2768$ кДж/кг – ентальпія насиченої пари при $P = 0,7$ МПа ($t_s = 160^\circ\text{C}$);

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

$$D_{\text{УК}} = \frac{0,183 \cdot 7861 \cdot 0,95 \cdot (13,8 \cdot 1,25 \cdot 2,5 + 1) \cdot (1,03 \cdot 511 - 1,03 \cdot 454)}{2768 - 310} = 1440 \text{ кг/год}$$

На основі розрахунку, паропродуктивність у котла Kangrim PC (табл 4.3). На ходових режимах це враховується при одночасній роботі котлів для забезпечення всіх споживачів пари.

Значення $D^{\text{УК}} = 1440$ кг/год відповідає значенню отриманому у розрахунку п. 2.12. (див. додаток 1).

Таблиця 15 Основні характеристики котлоагрегату Kangrim PC 1,2/1,0

Параметр	Значення
Тип секції	Вогнева /утилізаційна
Паропроодуктивність, кг/годину	1200/1000
Температура живильної води, °C	60
Тиск пари, МПа	0,7
Температура газів на виході з ГД при 85% навантаженню	250



Рисунок 38 Зовнішній вигляд котлоагрегату Kangrim PC 1,2/1,0

3.4.4 Вибір аварійного дизель-генератора

Аварійна електростанція передбачається вимогами Регістру Lloyds Register. 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 току 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 призначено для довготривалої роботи, для них основними параметрами є гарні пускові якості та надійність роботи, а не економічність двигуна. За вимогами Регістру Lloyds Register, робота АДГ повинна забезпечувати нижче вказані елементи, які мають представлену потужність табл. 16.

Таблиця 16 Навантаження суднової електростанції в аварійному режимі

Найменування	Потужність, кВт
Аварійне освітлення	17
Навігаційне устаткування	12
Аварійний пожежний насос	48,2
Аварійний агрегат кермової машини	37
Осциляторний насос	18
Насос охолодження компресора пускового повітря	5,2
Компресор пускового повітря	48
Насос масло підкачки ДДГ	16
Усього:	201,4

Висновок: виходячи з необхідності вище представленого навантаження, встановлюється аварійний дизель-генератор Scania D109 074M. 217, з наступними характеристиками (табл. 4.5):

Таблиця 17 Основні характеристики аварійного дизель-генератора Scania D109 074M. 217

Параметри	Одиниці вимірювання	Величина
Потужність двигуна	кВт	217
Потужність генератора	кВт	206
Частота обертання	хв ⁻¹	1500

3.4.5 Вибір опріснювальної установки

Водоопріснювальна установка повинна забезпечувати дистиллятом допоміжні котли, поповнення цистерни водою, якою миються, та поповнення контуру прісної води ГД і ДДГ. На модернізованому судні, витрата прісної води повинна бути не менше 200 л/з.

Максимально можлива продуктивність опріснювальної установки визначається:

$$C_{\max} = (24q_{\text{нб}} \cdot q_{\text{езд}} \cdot N_{\text{езд}} \cdot Q_{\text{нр}}) / (1000 \cdot q_{\text{су}}),$$

де $q_{\text{нб}} = 0,06$ кДж/кг–відносна кількість теплоти, яке відводиться з прісною водою від двигуна;

$q_{\text{су}} = 3000$ кДж/кг–кількість теплоти, яка необхідна для отримання 1 кг дистилляту у одноступінчастій установці з випарювачем киплячого типу.

$K = 0,8$ — коефіцієнт, який враховує подачу води на опріснювальну установку

$$C_{\max} = (24 \cdot 0,06 \cdot 0,185 \cdot 39000 \cdot 8800) / (1000 \cdot 3000 \cdot 0,8) = 38 \text{ т/доб.}$$

Висновок: Для установки на судно пропонується водоопріснювальна установка DPU36–C100 (рис. 4.7, 4.8), яка може працювати на стоянці від охолоджуючої води ДДГ і пари допоміжного котла, а в ходовому режимі від охолоджуючої прісної води ГД (табл. 18).

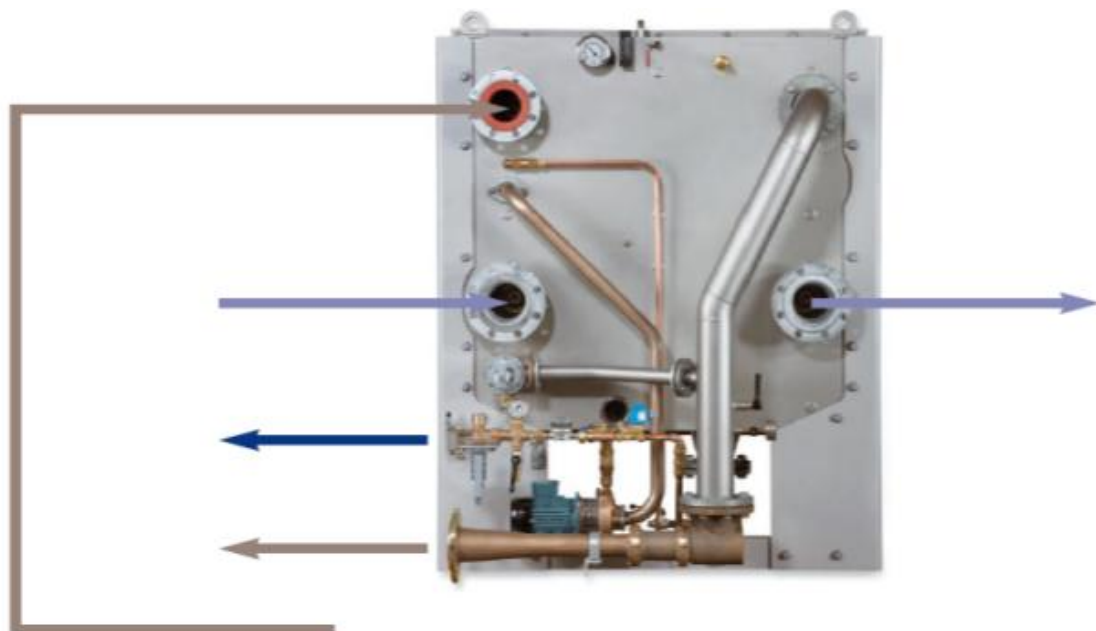


Рисунок 39 Схема підключення патрубків до водопріснювальної установки



Size	L		D		H		SD		LD		Weight*		Pump	
	mm	inches	mm	inches	mm	inches	mm	inches	mm	inches	kg	lbs	mm	inches
DPU-36-C100	1420	55.9	1510	59.4	1840	72.4	2220	87.4	2050	80.7	1580	3490	450	17.7
DPU-36-CAS100	1470	57.9	1810	71.3	1840	72.4	2520	99.2	2050	80.7	1660	3670		
DPU-36-CS100	1470	57.9	1810	71.3	1840	72.4	2520	99.2	2050	80.7	1690	3730		
DPU-36-C125	1420	55.9	1830	72.0	1840	72.4	2280	89.8	2370	93.3	1780	3930		
DPU-36-CAS125	1470	57.9	2130	83.9	1840	72.4	2580	101.6	2370	93.3	1910	4220		
DPU-36-CS125	1470	57.9	2130	83.9	1840	72.4	2580	101.6	2370	93.3	2080	4590		

Рисунок 40 Зовнішній вигляд та параметри водоопріснювальної установки

Таблиця 18 Основні характеристики опріснювальної установки

Найменування	Тип	Продуктивність	Подача води до конденсатора	Подача живильної води	Витрата електроенергії	Маса
Розмірність		м³/год	м³ / год	кг/год	кВт	Кг
Величина	ОРУ36-С100	35	200	9230	4.2	1780

3.4.6 Енерговикористання в режимі повного ходу

Основні вихідні дані для розрахунку потоків енергії в СЕУ наведені у табл. 19.

Таблиця 19 Основні вихідні дані для розрахунку потоків енергії в СЕУ

№ з/п	Найменування характеристики	Одиниця вимірювань	Позначення	Джерело	Числове значення
1	2	3	4	5	6
1	Головний двигун 6G45ME-C9.5				
1.1	Діаметр циліндра	м	D_c	табл. 4	0,45
1.2	Хід поршня	м	S	табл. 4	2,25
1.3	Кількість циліндрів	шт.	i	табл. 4	6
1.4	Тактність	–	z	[17; 18]	1
1.5	Специфікаційна потужність	кВт	$N_e^{гд}$	табл. 2.7	7861
1.6	Частота обертання колінчастого валу	хв. ⁻¹	n_d	табл. 2.7	107
1.7	Питома витрата умовного палива	кг/(кВт·годину)	$g_e^{гд}$	табл. 2.8	0,1693
1.8	Нижча теплота згоряння умовного палива	кДж/кг	Q_H^p	[12]	42700
1.9	Температура ВГ за ГД	К	T_z	п. 4.2	511
1.10	Середня ізодарна теплоємність умовного палива	кДж/(кг·К)	$\overline{C_{p_{пал}}}$	[12]	2
1.11	Температура підігріву палива	К	$T_{пал}$	[17; 18]	433
1.12	Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг умовного палива	кг/кг	L'_0	[12]	14,1
1.13	Коефіцієнт продування двигуна	–	φ_a	[17; 18]	1,25
1.14	Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні палива	–	α	[17; 18]	2,5
1.15	Середня ізодарна теплоємність повітря	кДж/(кг·К)	$\overline{C_{p_{над}}}$	[17; 18]	1
1.16	Середня ізодарна теплоємність ВГ	кДж/(кг·К)	$\overline{C_{pz}}$	[17; 18]	1,03
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]	298
1.20	Адiabатний ККД наддувочного компресора	–	η_k	[17; 18]	0,85
1.21	Частка теплової потужності, що відводиться з циркуляційною прісною водою	–	$\alpha_{\text{пв}}^{\text{гд}}$	[17; 18]	0,06
1.22	Частка теплової потужності, що відводиться з циркуляційним маслом	–	$\alpha_{\text{м}}^{\text{гд}}$	[17; 18]	0,04
1.23	Коефіцієнт наповнення циліндра	–	$\eta_{\text{н}}$	[17; 18]	0,85
2	Допоміжний дизель-генератор 5Н17/28				
2.1	Діаметр циліндра	м	$D_{\text{ц}}$	табл. 15	0,17
2.2	Хід поршня	м	S	табл. 15	0,28
2.3	Кількість циліндрів	шт.	i	табл. 15	5
1	2	3	4	5	6
2.4	Тактність	–	z	[17; 18]	0,5
2.5	Електрична потужність дизель-генератора	кВт	$N_{\text{ел}}$	табл. 15	538
2.6	Частота обертання колінчастого вала	хв. ⁻¹	$n_{\text{ддг}}$	табл. 15	900
2.7	Потужність приводного двигуна	кВт	$N_{\text{д}}^{\text{ддг}}$	табл. 15	575
2.8	Питома витрата умовного палива	кг/(кВт·годину)	$g_{\text{д}}^{\text{ддг}}$	табл. 15	0,188
2.9	Температура ВГ за ДДГ	К	T_2	[13; 14]	598
2.10	Коефіцієнт продування допоміжного двигуна	–	$\varphi_{\text{д}}$	[17; 18]	1,1
2.11	Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні палива в допоміжному двигуні	–	α	[17; 18]	2,3
2.12	Середня ізобарна теплоємність ВГ	кДж/(кг·К)	$\overline{C_{p2}}$	[17; 18]	1,03
2.13	Частка теплової потужності, що відводиться з циркуляційною прісною водою	–	$\alpha_{\text{пв}}^{\text{ддг}}$	[13; 14]	0,065
2.14	Частка теплової потужності, що відводиться з циркуляційним маслом	–	$\alpha_{\text{м}}^{\text{ддг}}$	[13; 14]	0,05
2.15	Коефіцієнт наповнення циліндра	–	$\eta_{\text{н}}$	[17; 18]	0,95
3	Комбінований котел Kangrim PC 1,2/1,0				
4.1	Тиск пари	МПа	p_s	п. 4.2	0,7
4.2	Температура живильної води	°С	$t_{\text{жв}}$	п. 4.2	50
4.3	Температура ВГ на вході в УК	К	T_2	п. 4.2	517
4.4	Температура ВГ на виході з УК	К	$T_{\text{ух}}$	п. 4.2	472
4.5	Продуктивність УСКК по насиченій парі	кг/годину	$D_{\text{упг}}$	п. 4.2	1000
4.6	Максимальна продуктивність ТСКК по насиченій парі	кг/годину	$D_s^{\text{дк}}$	п. 4.2	1200

4.7	Нижча теплота згоряння ВВП	кДж/кг	Q_H^b	[12]	39000
4.8	Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг ВВП	кг/кг	L_0'	[12]	13,5
4.9	Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні палива в ДК	–	α	[16]	1,1
4.10	Температура ВГ після ТСКК	К	T_{yx}^{DK}	[16]	453
4	Водоохиснювальна установка ДРУ36–С100				
4.1	Продуктивність	м/добу	$D_{вот}$	табл. 19	35
4.2	Температура живильної заборотної води	°С	$t_{жв}$	прийнято	85

3.4.7 Розрахунок енергетичного балансу

3.4.7.1 Розрахунок головного двигуна 6G45ME–С9.5

Витрата палива ГД при специфікаційній потужності

$$G_{\text{пал}}^{\Gamma\Delta} = \frac{g_e^{\Gamma\Delta} \cdot N_e^{\Gamma\Delta}}{3600} = \frac{0,1693 \cdot 7861}{3600} = 0,37 \text{ кг/с.}$$

Витрата повітря, яке потрапляє до ГД,

$$G_{\text{поб}}^{\Gamma\Delta} = G_{\text{пал}}^{\Gamma\Delta} \cdot L_0' \cdot \varphi_a \cdot \alpha = 0,37 \cdot 14,1 \cdot 1,25 \cdot 2,5 = 16,3 \text{ кг/с.}$$

Витрата відхідних газів ГД

$$G_2^{\Gamma\Delta} = G_{\text{пал}}^{\Gamma\Delta} + G_{\text{поб}}^{\Gamma\Delta} = 0,37 + 16,3 = 16,67 \text{ кг/с.}$$

Тиск наддувочного повітря

$$p_k = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{g_e^{\Gamma\Delta} \cdot N_e^{\Gamma\Delta} \cdot \alpha \cdot T_k}{D_u^2 \cdot S \cdot i \cdot z \cdot n_{\Gamma\Delta} \cdot \eta_H} = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0,1693 \cdot 7861 \cdot 2,5 \cdot 320}{0,45^2 \cdot 2,25 \cdot 6 \cdot 1 \cdot 107 \cdot 0,85} = 0,373 \text{ МПа.}$$

Температура наддувочного повітря після компресора

$$T_k' = T_{\text{поб}} \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_k} \right] = 300 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{0,373}{0,101} \right)^{0,286} - 1}{0,85} \right] = 457 \text{ К.}$$

Енергетичний баланс головного двигуна

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

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

$Q_{\text{підпал}}^{\Gamma\Delta}$ – теплова потужність, з якою потрапляє паливо в ГД після підігріву, кВт;

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

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

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

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

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

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

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

Теплова потужність умовного палива при згорянні в ГД

$$Q_{\text{пол}}^{\Gamma\Delta} = G_{\text{пол}}^{\Gamma\Delta} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 0,37 \cdot 42700 = 15786 \text{ кВт.}$$

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

$$Q_{\text{під.пол}}^{\Gamma\Delta} = G_{\text{пол}}^{\Gamma\Delta} \cdot \overline{C_{\text{р пол}}} \cdot T_{\text{пол}} = 0,37 \cdot 2,0 \cdot 433 = 320 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність повітря, яке потрапляє до наддувочного компресора ГД

$$Q_{\text{под}}^{\Gamma\Delta} = G_{\text{под}}^{\Gamma\Delta} \cdot \overline{C_{\text{р под}}} \cdot T_{\text{под}} = 16,3 \cdot 1,0 \cdot 298 = 4854 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, яку мають відхідні гази ГД

$$Q_2^{\Gamma\Delta} = G_2^{\Gamma\Delta} \cdot \overline{C_{\text{р 2}}} \cdot T_2 = 16,67 \cdot 1,03 \cdot 511 = 8768 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що втрачається з циркуляційною прісною водою

$$\Delta Q_{\text{пв}}^{\Gamma\Delta} = a_{\text{пв}}^{\Gamma\Delta} \cdot Q_{\text{пол}}^{\Gamma\Delta} = 0,06 \cdot 15786 = 947 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що втрачається з циркуляційним маслом

$$\Delta Q_{\text{м}}^{\Gamma\Delta} = a_{\text{м}}^{\Gamma\Delta} \cdot Q_{\text{пол}}^{\Gamma\Delta} = 0,04 \cdot 15786 = 631 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що втрачається при охолодженні наддувочного повітря ГД

$$\Delta Q_{\text{нп}}^{\Gamma\Delta} = G_{\text{под}}^{\Gamma\Delta} \cdot \overline{C_{\text{р под}}} \cdot (T_{\text{к}}' - T_{\text{к}}) = 16,3 \cdot 1,0 \cdot (457 - 320) = 2231 \text{ кВт.}$$

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

$$\Delta N_{\text{мех}}^{\Gamma\Delta} = a_{\text{ост}}^* \cdot \left(\frac{1 - \eta_{\text{мех}}}{\eta_{\text{мех}}} \right) \cdot N_e^{\Gamma\Delta} = 0,5 \cdot \left(\frac{1 - 0,95}{0,95} \right) \cdot 7861 = 207 \text{ кВт.}$$

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

$$\Delta Q_2^{\Gamma\Delta} = 8768 - 320 - 4854 = 3594 \text{ кВт.}$$

$$15786 \text{ кВт} = 7861 + 947 + 631 + 2231 + 207 + 3594 = 15472 \text{ кВт.}$$

$$15786 \text{ кВт} \neq 15472 \text{ кВт.}$$

Абсолютна похибка при визначенні складових балансу

$$\Delta = 15786 - 15472 = 314 \text{ кВт.}$$

Відносна похибка розрахунку

$$\overline{\Delta} = \frac{\Delta}{Q_{\text{пол}}^{\Gamma\Delta}} = \frac{314}{15786} = 0,02.$$

Таблиця 20 Відносні складові балансу ГД

$\overline{N_e^{\Gamma\Delta}}$	$\overline{\Delta Q_{\text{пв}}^{\Gamma\Delta}}$	$\overline{\Delta Q_{\text{м}}^{\Gamma\Delta}}$	$\overline{\Delta Q_{\text{нп}}^{\Gamma\Delta}}$	$\overline{\Delta N_{\text{мех}}^{\Gamma\Delta}}$	$\overline{\Delta Q_2^{\Gamma\Delta}}$
0,498	0,06	0,04	0,141	0,013	0,228

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

3.4.7.2 Розрахунок енергетичного балансу допоміжного двигуна 5Н17/28

Розрахунок енергетичного балансу для допоміжного двигуна проведемо аналогічно розрахунку виконаного для ГД. Необхідні дані для розрахунку наведені в табл. 18.

Витрата палива ДДГ при номінальній потужності

$$G_{\text{пал}}^{\text{ДДГ}} = \frac{g_e^{\text{ДДГ}} \cdot N_e^{\text{ДДГ}}}{3600} = \frac{0,188 \cdot 575}{3600} = 0,03 \text{ кг/с.}$$

Витрата повітря, яке потрапляє до ДДГ

$$G_{\text{пов}}^{\text{ДДГ}} = G_{\text{пал}}^{\text{ДДГ}} \cdot \zeta'_0 \cdot \varphi_a \cdot \alpha = 0,03 \cdot 14,1 \cdot 1,1 \cdot 2,3 = 1,12 \text{ кг/с.}$$

Витрата відхідних газів ДДГ

$$G_2^{\text{ДДГ}} = G_{\text{пал}}^{\text{ДДГ}} + G_{\text{пов}}^{\text{ДДГ}} = 0,03 + 1,12 = 1,15 \text{ кг/с.}$$

Тиск наддувочного повітря

$$p_k = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{g_e^{\text{ДДГ}} \cdot N_e^{\text{ДДГ}} \cdot \alpha \cdot T_k}{D_u^2 \cdot S \cdot i \cdot z \cdot n_{\text{ДДГ}} \cdot \eta_n} = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0,188 \cdot 575 \cdot 2,3 \cdot 320}{0,17^2 \cdot 0,28 \cdot 5 \cdot 0,5 \cdot 900 \cdot 0,95} = 0,4 \text{ МПа.}$$

Температура наддувочного повітря після компресора

$$T_k' = T_{\text{пов}} \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_k} \right] = 300 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{0,4}{0,101} \right)^{0,286} - 1}{0,85} \right] = 471 \text{ К.}$$

Енергетичний баланс допоміжного двигуна

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

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;

$Q_{\text{пов}}^{\text{ДДГ}}$ – 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 газы 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

$$Q_{\text{пал}}^{\text{ДДГ}} = G_{\text{пал}}^{\text{ДДГ}} \cdot Q_{\text{н}}^p = 0,03 \cdot 42700 = 1282 \text{ кВт.}$$

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

$$Q_{\text{під.пал}}^{\text{ДДГ}} = G_{\text{пал}}^{\text{ДДГ}} \cdot \overline{c_{p \text{ пал}}} \cdot T_{\text{пал}} = 0,03 \cdot 2,0 \cdot 423 = 25 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність повітря, яке потрапляє до наддувочного компресора допоміжного двигуна

$$Q_{\text{пов}}^{\text{ДДГ}} = G_{\text{пов}}^{\text{ДДГ}} \cdot \overline{c_{p \text{ пов}}} \cdot T_{\text{пов}} = 1,1 \cdot 1,0 \cdot 300 = 336 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, яку мають ВГ допоміжного двигуна

$$Q_2^{\text{ДДГ}} = G_2^{\text{ДДГ}} \cdot \overline{C_{p2}} \cdot T_2 = 1,15 \cdot 1,03 \cdot 598 = 708 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що витрачається з циркуляційною прісною водою

$$\Delta Q_{\text{пв}}^{\text{ДДГ}} = a_{\text{пв}}^{\text{ДДГ}} \cdot Q_{\text{пол}}^{\text{ДДГ}} = 0,065 \cdot 1282 = 103 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що витрачається з циркуляційним маслом

$$\Delta Q_{\text{м}}^{\text{ДДГ}} = a_{\text{м}}^{\text{ДДГ}} \cdot Q_{\text{пол}}^{\text{ДДГ}} = 0,05 \cdot 1282 = 90 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що витрачається при охолодженні наддувочного повітря допоміжного двигуна

$$\Delta Q_{\text{нп}}^{\text{ДДГ}} = G_{\text{ноб}}^{\text{ДДГ}} \cdot \overline{C_{p \text{ноб}}} \cdot (T'_k - T_k) = 1,1 \cdot 1,0 \cdot (441 - 320) = 169 \text{ кВт.}$$

Механічні втрати потужності в допоміжному двигуні

$$\Delta N_{\text{мех}}^{\text{ДДГ}} = a_{\text{осм}}^* \cdot \left(\frac{1 - \eta_{\text{мех}}}{\eta_{\text{мех}}} \right) \cdot N_e^{\text{ДДГ}} = 0,5 \cdot \left(\frac{1 - 0,95}{0,95} \right) \cdot 575 = 15 \text{ кВт.}$$

Перевірка рівняння енергетичного балансу допоміжного двигуна

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

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

$$\Delta Q_2^{\text{ДДГ}} = 708 - 25 - 336 = 347 \text{ кВт.}$$

$$1282 \text{ кВт} = 575 + 103 + 90 + 169 + 15 + 347 = 1298 \text{ кВт.}$$

$$1282 \text{ кВт} \neq 1298 \text{ кВт.}$$

Абсолютна похибка при визначенні складових балансу

$$\Delta = 1282 - 1298 = -16 \text{ кВт.}$$

Відносна похибка розрахунку

$$\overline{\Delta} = \frac{\Delta}{Q_{\text{пол}}^{\text{ДДГ}}} = \frac{16}{1282} = 0,012.$$

Таблиця 21 Відносні складові балансу ДДГ

$\overline{N_e^{\text{ДДГ}}}$	$\overline{\Delta Q_{\text{пв}}^{\text{ДДГ}}}$	$\overline{\Delta Q_{\text{м}}^{\text{ДДГ}}}$	$\overline{\Delta Q_{\text{нп}}^{\text{ДДГ}}}$	$\overline{\Delta N_{\text{мех}}^{\text{ДДГ}}}$	$\overline{\Delta Q_2^{\text{ДДГ}}}$
0,448	0,08	0,07	0,132	0,012	0,271

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

3.4.7.3 Розрахунок енергетичного балансу комбінованого котла Kangrim PC 1,2/1,0

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

$$Q_5^{\text{УПГ}} = D_{\text{УПГ}} \cdot (h'' - h_{\text{жв}}) / 3600 = 1000 \cdot (2768,4 - 209,26) / 3600 = 711 \text{ кВт.}$$

Ентальпію сухої насиченої пари h'' та живильної води $h_{\text{жв}}$ знаходимо за таблицями для водяної пари при тиску $p_s = 0,7 \text{ МПа}$ та $t_{\text{жв}} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ (див. п. 4.2).

Теплова потужність, яку мають ВГ після УК,

$$Q_2^{\text{УПГ}} = G_2^{\text{ГД}} \cdot \overline{C_{p2}} \cdot T_{\text{ух}} = 16,67 \cdot 1,03 \cdot 454 = 7795 \text{ кВт,}$$

де $T_{\text{ух}} = 454 \text{ К}$ ($181 \text{ }^\circ\text{C}$) – температура ВГ після УК (див. п. 4.2).

Енергетичний баланс УСКК

$$Q_{\text{втр}}^{\text{УПГ}} = Q_2^{\text{ГД}} - Q_5^{\text{УПГ}} - Q_2^{\text{УПГ}} = 8768 - 7795 - 711 = 262 \text{ кВт,}$$

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. 4.4.2).

Коефіцієнт використання теплоти в УК

$$\eta_{\text{упг}} = \frac{Q_s^{\text{упг}}}{Q_2^{\text{гд}}} = \frac{262}{8768} = 0,13.$$

Теплова потужність, що виділилась при спалюванні палива в ДК,

$$Q_{\text{пал}}^{\text{дк}} = \frac{0,08 \cdot D_s^{\text{дк}} \cdot Q_H^{\text{б}}}{3600} = \frac{0,08 \cdot 1200 \cdot 39000}{3600} = 1040 \text{ кВт}.$$

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

$D_s^{\text{дк}} = 2000$ кг/годину – продуктивність по насиченій парі (див. п. 4.2);

$Q_H^{\text{б}} = 39000$ кДж/кг – нижча теплота згоряння ВВП.

Теплова потужність пари, яка виробляється в ДК,

$$\Delta Q_{\text{пар}}^{\text{дк}} = \frac{D_s^{\text{дк}} \cdot (h'' - h_{\text{жв}})}{3600} = \frac{1200 \cdot (2768,4 - 209,26)}{3600} = 782 \text{ кВт},$$

де $h'' = 2768,4$ кДж/кг – ентальпія насиченої пари ($p_s = 0,9$ МПа, $t_s = 160$ °C), що генерується в котлі [19, табл. II];

$h_{\text{жв}} = 209,26$ кДж/кг [19, табл. I] – ентальпія живильної води ($t_{\text{жв}} = 50$ °C).

Витрата палива ДК для вироблення пари

$$G_{\text{пал}}^{\text{дк}} = \frac{0,08 \cdot D_s^{\text{дк}}}{3600} = \frac{0,08 \cdot 1200}{3600} = 0,027 \text{ кг/с}.$$

Кількість повітря для згоряння палива в ДК

$$G_{\text{поб}}^{\text{дк}} = G_{\text{пал}}^{\text{дк}} \cdot L' \cdot \alpha = 0,027 \cdot 12,6 \cdot 1,1 = 0,37 \text{ кг/с}.$$

Кількість відхідних газів ДК

$$G_2^{\text{дк}} = G_{\text{пал}}^{\text{дк}} + G_{\text{поб}}^{\text{дк}} = 0,027 + 0,37 = 0,4 \text{ кг/с}.$$

Теплова потужність відхідних газів ДК

$$Q_2^{\text{дк}} = G_2^{\text{дк}} \cdot \overline{C_{p2}} \cdot T_{\text{yx}}^{\text{дк}} = 0,4 \cdot 1,03 \cdot 453 = 186 \text{ кВт},$$

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

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

$$Q_{\text{під пал}}^{\text{дк}} = G_{\text{пал}}^{\text{дк}} \cdot \overline{C_{p \text{ пал}}} \cdot T_{\text{пал}} = 0,027 \cdot 2,0 \cdot 423 = 22,8 \text{ кВт},$$

Теплова потужність повітря, яке подається до форсунки,

$$Q_{\text{поб}}^{\text{дк}} = G_{\text{поб}}^{\text{дк}} \cdot \overline{C_{p \text{ поб}}} \cdot T_{\text{поб}} = 0,4 \cdot 1,0 \cdot 300 = 120 \text{ кВт}.$$

Енергетичний баланс ДК

$$Q_{\text{пал}}^{\text{дк}} + Q_{\text{під пал}}^{\text{дк}} + Q_{\text{поб}}^{\text{дк}} = \Delta Q_{\text{пар}}^{\text{дк}} + Q_2^{\text{дк}} + Q_{\text{втр}}^{\text{дк}},$$

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

$$Q_{\text{втр}}^{\text{дк}} = Q_{\text{пал}}^{\text{дк}} + Q_{\text{під пал}}^{\text{дк}} + Q_{\text{поб}}^{\text{дк}} - \Delta Q_{\text{пар}}^{\text{дк}} - Q_2^{\text{дк}} = 1040 + 22,8 + 120 - 782 - 186 = 214,8 \text{ кВт}.$$

Коефіцієнт використання теплоти в ДК

$$\eta_{\text{дк}} = \frac{\Delta Q_{\text{пар}}^{\text{дк}}}{Q_{\text{пол}}^{\text{дк}}} = \frac{782}{1040} = 0,82.$$

3.4.7.4 Розрахунок енергетичного балансу водопріснювальної установки

Із попередніх розрахунків (див. п. 4.4.2) відомо, що від прісної води системи охолодження ГД для отримання дистилляту в ВОУ надходить $\Delta Q_{\text{пв}}^{\text{гд}} = 947$ кВт. Перепад температур гарячої прісної води та заборотної води у випарнику прийнятий 20 К, забортна вода кипітиме при 50 °С. За таблицями водяної пари [19] визначаємо ентальпії сухої насиченої пари та морської води, з якої утворюється дистиллят:

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

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

$$Q_{\text{воу}} = \frac{D_{\text{воу}} \cdot 10^3}{24 \cdot 3600} \cdot (h'' - h'_{\text{зв}}) = \frac{35 \cdot 10^3}{24 \cdot 3600} \cdot (2591,8 - 209,26) = 823 \text{ кВт}.$$

Отже, коефіцієнт використання теплоти в ВОУ

$$\Delta_{\text{воу}} = \frac{Q_{\text{воу}}}{\Delta Q_{\text{пв}}^{\text{гд}}} = \frac{823}{947} = 0,87$$

3.4.7.5 Розрахунок перетворення механічної потужності головного двигуна в механічну потужність упору 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,

$$Q_{\text{пв}} = N_e^{\text{гд}} \cdot (1 - \eta_{\text{вп}}) = 7861 \cdot (1 - 0,98) = 157 \text{ кВт},$$

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

До рушія підводиться потужність

$$N_{\text{вп}} = N_e - Q_{\text{пв}} = 7861 - 157 = 7704 \text{ кВт}.$$

Втрати енергії на рушії Q_D визначаються величиною пропульсивного коефіцієнта η_D . При $\eta_D = 0,7$ (див. табл. 2.6) вони становлять

$$Q_D = (1 - \eta_D) \cdot N_{\text{вп}} = (1 - 0,7) \cdot 7704 = 2311 \text{ кВт}.$$

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

$$N_R = N_{\text{вп}} - Q_D = 7704 - 2311 = 5393 \text{ кВт}.$$

Інакше можна записати

$$N_R = N_e^{\text{гд}} \cdot \eta_{\text{вп}} \cdot \eta_D = 7861 \cdot 0,98 \cdot 0,7 = 5393 \text{ кВт}.$$

3.4.7.6 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, УСКК, ВОУ та один ДДГ.

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

ККД пропульсивного комплексу визначимо за виразом

$$\eta_e^{\text{ПК}} = \frac{N_R}{Q_{\text{ГД}}^{\text{пол}}} = \frac{5393}{15786} = 0,342.$$

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

$$(\eta_{\text{ВТ}}^{\text{СЕУ}})_{\text{хр}} = \frac{N_R + N_{\text{ел}} + Q_S^{\text{УПГ}} + Q_{\text{ВОУ}}}{Q_{\text{ГД}}^{\text{пол}} + Q_{\text{ДДГ}}^{\text{пол}}} = \frac{5393 + 575 + 711 + 823}{15786 + 1282} = 0,322.$$

ККД СЕУ на ходовому режимі

$$(\eta_e^{\text{СЕУ}})_{\text{хр}} = \frac{N_R + N_{\text{ел}}}{Q_{\text{ГД}}^{\text{пол}} + Q_{\text{ДДГ}}^{\text{пол}}} = \frac{5393 + 575}{15786 + 1282} = 0,349.$$

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

$$(\eta_{\text{ВТ}}^{\text{СЕУ}})_{\text{ст.з.ВО}} = \frac{2 \times N_{\text{ел}} + \Delta Q_{\text{пар}}^{\text{ДК}}}{2 \times Q_{\text{ДДГ}}^{\text{пол}} + Q_{\text{ТСКК}}^{\text{ДК}}} = \frac{2 \times 575 + 782}{2 \times 1282 + 1040} = 0,583.$$

Висновок: В розділі обрано енергетичне обладнання СЕУ (табл. 22). В результаті розрахунку визначено потоки енергії в судновій енергетичній установці на різних режимах роботи. Розраховано потоки енергії в СЕУ та визначено її ефективність.

Таблиця 22 Прийняті елементи СЕУ

Найменування	Тип	Кількість	Потужність	Продуктивність
Допоміжні дизель — генератори	Himsen 5H17/28	3	575 кВт	—
Аварійний дизель — генератор	Scania D109 074M. 217	1	217 кВт	—

Комбінований котел	Kangrim PC 1,2/1,0	1	–	1.0/1.2 т/годину
Опріснювальна установка	DPU36–C100	1	–	35 т/добу

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

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 будь-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 піддони;
- 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 електронізаторів повинні розташовуватися в найнижчих частинах цистерни;

– кінці приймальних паливних труб у витратних і відстійних цистернах повинні розташовуватися над змійовиками підігріву і елементами електронізаторів 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 вищезадану, 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 кофердамів;
 - кінці повітряних труб будуть обладнані полум'яперериваючими сітками;
 - для видалення води на витратних і відстійних цистернах повинні встановлюватися оглядові стекла. За наявності піддонів замість стекел допускається застосування відкритих воронок;
 - цистерни, насоси, фільтри та інше устаткування в місцях можливого витоку 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.

3.5.1.3 Розрахунок основних елементів системи

Розрахунок основних елементів системи проводиться відповідно до рекомендації [20; 21].

3.5.1.4 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 брез;
 - подачі масла з цистерни запасу в циркуляційну цистерну ГД;
 - подачі масла в маслобаки 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;

Таблиця 5.1 Розрахунок паливної системи

№	Найменування величини, одиниця виміру	Позначення	Розрахункова залежність або джерело	Числове значення
1	Коефіцієнт морського запасу	K_m	[21; 22]	1,2
2	Питома витрата умовного палива ГД, кг/(кВт·годину)	$g_e^{ГД}$	див. табл. 2.5	0,1662
3	Питома витрата ВВП ГД, кг/(кВт·годину)	$g_e^{ГД}$	$(42700/39000) \cdot g_e^{ГД}$	0,1820
4	Специфікаційна потужність ГД, кВт	$N_e^{ГД}$	див. табл. 2.4	15600
5	Дальність плавання, милі	L	див. п. 1.3	2500
6	Специфікаційна швидкість ходу, вуз.	V_S	див. п. 2.14	14,5
7	Час ходового режиму, годин	τ_x	$\tau_x = \frac{L}{V_S}$	172,41
8	Питома витрата умовного палива ДДГ, кг/(кВт·годину)	$g_e^{ДДГ}$	див. табл. 7	0,194
9	Питома витрата висов'язкого палива ДДГ, кг/(кВт·годину)	$g_e^{ДДГ}$	$(42700/39000) \cdot g_e^{ДДГ}$	0,2124
10	Потужність ДДГ на стоянці без вантажних операцій, кВт	M	див. п. 3.1	276,1
11	Потужність ДДГ на стоянці з вантажними операціями, кВт	M_2	див. п. 3.1	728,8
12	Час стоянок без вантажних операцій, годин	τ_2	[21; 22]	30
13	Час стоянок з вантажними операціями, годин	τ_2	[21; 22]	72
14	Витрата пари ДК на стоянці, кг/годину	$D_{ДК}$	див. п. 3.2	35000

Таблиця 5.1 Розрахунок паливної системи

№	Найменування величини, одиниця виміру	Позначення	Розрахункова залежність або джерело	Числове значення
15	Ентальпія виробленої пари, кДж/кг	h_n	див. п. 3.4.3	2777
№	Найменування величини, одиниця виміру	Позначення	Розрахункова залежність або джерело	Числове значення
16	Ентальпія живильної води, кДж/кг	$h_{жв}$	див. п. 3.4.3	209,26
17	ККД ДК	$\eta_{дк}$	див. п. 4.4	0,850
18	Теплота згоряння палива ДК, кДж/кг	Q_H^p	[12]	39000
19	Необхідний на рейс запас ВВП, т	$G_{ВВП}$	$G_{ВВП} = k_n \left[g_e^{гд} N_e^{гд} \tau_x + g_e^{ддг} \sum N_i \tau_i + \frac{i_n - i_{xb}}{\eta_{дк} Q_H^p} \sum D_i \tau_i \right] 10^{-3}$	934,633
20	Необхідний на рейс запас МВП, т	$G_{МВП}$	$G_{МВП} = 0.15 G_{ВВП}$	140,195
21	Коефіцієнт захаращення цистерн елементами набору	K_1	[21; 22]	1,02
22	Коефіцієнт "мертвого" об'єму цистерни	K_2	[21; 22]	1,05
23	Густина ВВП, т/м ³	$\rho_{ВВП}$	[12]	0,991
24	Місткість цистерн запасу ВВП, м ³	$V_{ВВП}$	$V_{ВВП} = K_1 K_2 \frac{G_{ВВП}}{\rho_{ВВП}}$	1010,083
25	Густина МВП, т/м ³	$\rho_{МВП}$	[12]	0,85
26	Місткість цистерн запасу МВП, м	$V_{МВП}$	$V_{МВП} = K_1 K_2 \frac{G_{МВП}}{\rho_{МВП}}$	176,646
27	Час, що відводиться для прийому палива, годин	τ	[21; 22]	10

Таблиця 5.1 Розрахунок паливної системи

№	Найменування величини, одиниця виміру	Позначення	Розрахункова залежність або джерело	Числове значення
28	Припустима швидкість палива в прийомному трубопроводі, м/с	V	[21; 22]	8
29	Сумарний перетин прийомних трубопроводів ВВП, м ²	$F_{\text{пр}}^{\text{ВВП}}$	$F_{\text{пр}}^{\text{ВВП}} = \frac{V_{\text{ВВП}}}{3600 \cdot \tau \cdot V}$	0,004
№	Найменування величини, одиниця виміру	Позначення	Розрахункова залежність або джерело	Числове значення
30	Місткість цистерни добового запасу палива ГД, м ³	$V_{\text{доб}}^{\text{ГД}}$	$V_{\text{доб}}^{\text{ГД}} = \frac{24 \cdot g_e^{\text{ГД}} \cdot N_e^{\text{ГД}}}{1000 \cdot \rho_{\text{ВВП}}}$	68,747
31	Час перекачування палива, годин	τ_n	[21; 22]	1,5
32	Подача паливоперекачувального насосу ВВП, м ³ /годину	$W_{\text{ппн}}^{\text{ВВП}}$	$W_{\text{ппн}}^{\text{ВВП}} = \frac{V_{\text{доб}}^{\text{ГД}}}{\tau_n}$	45,832
33	Подача паливоперекачувального насосу МВП, м ³ /годину	$W_{\text{ппн}}^{\text{МВП}}$	$W_{\text{ппн}}^{\text{МВП}} = 0,15 \cdot W_{\text{ппн}}^{\text{ВВП}}$	6,875
34	Напір паливоперекачувального насосу ВВП, МПа	$H_{\text{ппн}}^{\text{ВВП}}$	Прийнято для обраного насосу	0,400
35	ККД паливоперекачувального насосу ВВП	$\eta_{\text{ппн}}^{\text{ВВП}}$	Прийнято для обраного насосу	0,750
36	Потужність, споживана паливоперекачувальним насосом ВВП, кВт	$P_{\text{ппн}}^{\text{ВВП}}$	$P_{\text{ппн}}^{\text{ВВП}} = \frac{1000 \cdot W_{\text{ппн}}^{\text{ВВП}} \cdot H_{\text{ппн}}^{\text{ВВП}}}{3600 \cdot \eta_{\text{ппн}}^{\text{ВВП}}}$	6,790
37	Напір паливоперекачувального насосу МВП, МПа	$H_{\text{ппн}}^{\text{МВП}}$	Прийнято для обраного насосу	0,400

Таблиця 5.1 Розрахунок паливної системи

№	Найменування величини, одиниця виміру	Позначення	Розрахункова залежність або джерело	Числове значення
38	ККД паливоперекачувального насосу МВП	$\eta_{\text{ппн}}^{\text{МВП}}$	Прийнято для обраного насосу	0,750
39	Потужність, споживана паливоперекачувальним насосом МВП, кВт	$P_{\text{ппн}}^{\text{МВП}}$	$P_{\text{ппн}}^{\text{МВП}} = \frac{1000 \cdot W_{\text{ппн}}^{\text{МВП}} \cdot H_{\text{ппн}}^{\text{МВП}}}{3600 \cdot \eta_{\text{ппн}}^{\text{МВП}}}$	1,018
40	Час переливу в переливну цистерну, хв.	$\tau_{\text{пер}}$	[21; 22]	10
41	Місткість переливної цистерни, м³	$V_{\text{пер}}$	$V_{\text{пер}} = \frac{W_{\text{ппн}}^{\text{ВВП}} \cdot \tau_{\text{пер}}}{60}$	7,639
№	Найменування величини, одиниця виміру	Позначення	Розрахункова залежність або джерело	Числове значення
42	Час роботи самоочисного сепаратора в добу, годин/добу	$\tau_{\text{сеп}}$	[21; 22]	18
43	Кількість одночасно працюючих сепараторів	n	[21; 22]	2
44	Необхідна пропускна здатність сепаратора ВВП, м³/годину	$W_{\text{сеп}}$	$W_{\text{сеп}} = \frac{V_{\text{доб}}^{\text{ГД}}}{\tau_{\text{сеп}} \cdot n}$	1,910
45	Теплоємність ВВП, кДж/(кг·К)	$\zeta_{\text{ВВП}}$	[11]	1,9
46	Коефіцієнт теплопередачі від пари до палива, кДж/(м²·годину)	κ	[21; 22]	500
47	Коефіцієнт забруднення теплопередаючої поверхні	κ_3	[21; 22]	0,7
48	Температура зберігання палива, °С	t_1	[21; 22]	40

Таблиця 5.1 Розрахунок паливної системи

№	Найменування величини, одиниця виміру	Позначення	Розрахункова залежність або джерело	Числове значення
49	Температура палива на вході в сепаратор, °C	t_2	[21; 22]	110
50	Температура зріючої пари, °C	t_s	[21; 22]	170
51	Середній температурний напір між паром і паливом, °C	Δt_{cen}	$\Delta t_{cen} = t_s - \frac{t_1 + t_2}{2}$	95,00
52	Необхідна теплообмінна поверхня підігрівача ВВП сепаратора, м ²	F_{nc}	$F_{nc} = \frac{1000 \cdot W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_{ВВП}}{K \cdot K_3 \cdot \Delta t_{cen}}$	7,570
53	Вміст механічних домішок у паливі, %	K_B	[21; 22]	0,15
54	Об'єм бруду, що видаляється при промиванні сепаратора, м ³	V_B	$V_B = \frac{V_{ВВП} \cdot K_B}{100}$	1,515
№	Найменування величини, одиниця виміру	Позначення	Розрахункова залежність або джерело	Числове значення
55	Витрата води на одне промивання і керування сепаратором, м ³	m_b	[21; 22]	0,01
56	Місткість шламової камери сепаратора, м ³	$V_{шк}$	[21; 22]	0,008
57	Об'єм води, що йде на промивання сепаратора, м ³	V_b	$V_b = \frac{V_B \cdot m_b}{100}$	1,894
58	Місткість шламової цистерни, м ³	$V_{шл}$	$V_{шл} = K_1 \cdot K_2 \cdot (V_B + V_b)$	3,651
59	Коефіцієнт запасу подачі	$K_{зп}$	[21; 22]	4

Таблиця 5.1 Розрахунок паливної системи

№	Найменування величини, одиниця виміру	Позначення	Розрахункова залежність або джерело	Числове значення
60	Подача паливопідкачуючого насосу, м³/годину	$W_{ппн}$	$W_{ппн} = \frac{K_{эл} \cdot g_e^{гд} \cdot N_e^{гд}}{1000 \cdot \rho_{ввп}}$	11,458
61	Напір паливопідкачуючого насосу, МПа	$H_{ппн}$	Прийнято для обраного насосу	1
62	ККД паливопідкачуючого насосу	$\eta_{ппн}$	Прийнято для обраного насосу	0,8
63	Потужність, споживана паливопідкачуючим насосом, кВт	$P_{ппн}$	$P_{ппн} = \frac{1000 \cdot W_{ппн} \cdot H_{ппн} \cdot \rho_{ввп}}{3600 \cdot \eta_{ппн}}$ $W_{цн} = 3,5 \cdot W_{ппн}$	3,943
64	Подача циркуляційного насосу, м³/годину	$W_{цн}$		40,103
65	Опір контуру циркуляції, МПа	$H_{цн}$	Прийнято для обраного насосу	0,03
66	ККД циркуляційного насосу	$\eta_{цн}$	Прийнято для обраного насосу	0,75
67	Потужність, споживана циркуляційним насосом, кВт	$P_{цн}$	$P_{цн} = \frac{1000 \cdot W_{цн} \cdot H_{цн}}{3600 \cdot \eta_{цн}}$	0,442
68	Коефіцієнт живого перетину ФГО	$K_{жп}$	[21; 22]	0,2
№	Найменування величини, одиниця виміру	Позначення	Розрахункова залежність або джерело	Числове значення
69	Припустима швидкість фільтрації, м/с	V_{ϕ}	[21; 22]	0,03
70	Площа поверхні фільтруючих елементів ФГО, м²	$F_{фго}$	$F_{фго} = \frac{W_{ппн}}{3600 \cdot K_{жп} \cdot V_{\phi}}$	0,530
71	Температура палива на вході в кінцевий підігрівач ВВП, °C	t_3	[21; 22]	65

Таблиця 5.1 Розрахунок паливної системи

№	Найменування величини, одиниця виміру	Позначення	Розрахункова залежність або джерело	Числове значення
72	Температура палива, що надходить у двигун, °C	t_4	[21; 22]	165
73	Середній температурний напір між парою і паливом, °C	$\Delta t_{пп}$	$\Delta t_{пп} = t_s - \frac{t_3 + t_4}{2}$	55,000
74	Необхідна теплообмінна поверхня кінцевого підігрівача ВВП, м²	$F_{кп}$	$F_{кп} = \frac{1000 \cdot W_{ппн} \cdot c_p \cdot (t_4 - t_3) \cdot \rho_{ввп}}{\kappa \cdot \kappa_3 \cdot \Delta t_{пп}}$	112,073
75	Число вахт, що забезпечуються витратними цистернами	z	[21; 22]	3
76	Місткість витратної цистерни ГД, м³	$V_{вид}^{ГД}$	$V_{вид}^{ГД} = z \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2 \cdot \frac{4 \cdot g_e^{ГД} \cdot N_e^{ГД}}{1000 \cdot \rho_{ввп}}$	36,814
77	Місткість витратної цистерни ДДГ, м³	$V_{вид}^{ДДГ}$	$V_{вид}^{ДДГ} = z \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2 \cdot \frac{4 \cdot g_e^{ДДГ} \cdot \sum N_i}{1000 \cdot \rho_{ввп}}$	2,768

– 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 згубоного очищення (сітка);

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

– 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 шлам 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 дортовим), розташованими у МВ і сполученими між собою. На вантажних суднах обмежених районів плавання II, II СП, III СП, III 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 відливної 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, блоки осушення, трубопроводи зі штуцерними з'єднаннями, редуційні 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 повітрязберігачах або в двох групах повітрязберігачів, встановлених так, щоб користування ними могло бути незалежним; при цьому в одному з цих двох повітрязберігачів або в кожній групі повітрязберігачів повинен зберігатися запас стиснутого повітря в кількості не менше половини від того, що вимагається.

Запас стиснутого повітря у всіх повітрязберігачах, 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 повітрязберігач місткістю, достатньою для виконання шести пусків підготовленого до дії одного двигуна найбільшої потужності. За узгодженням з Регістром такий повітрязберігач може не встановлюватися. У цьому випадку повинна передбачатися можливість пуску допоміжних двигунів від одного повітрязберігача або однієї групи повітрязберігачів головних двигунів.

Допускається використання запасу пускового повітря з одного повітрязберігача або однієї групи повітрязберігачів 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 повітрозберігач, 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 повітрозберігача або сигналізація, що включається, коли у повітрозберігачі міститься запас повітря, що вимагається тільки для тифона.

Повітрозберігачі допоміжних двигунів допускається поповнювати повітрям з повітрозберігачів 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 повітрозберігачів 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 кризоломів 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 окремі повітрозберігач місткістю, достатньою для триразового пуску одного з дизель-генераторів або одного з основних компресорів, якщо він приводиться в дію ДВЗ. Окремий повітрозберігач може не встановлюватися, якщо дизель-компресор або ручний компресор може заповнити у вказаний період часу найменший з повітрозберігачів.

При живленні від АДГ електродвигуна компресора, який може заповнити один з вказаних у даному пункті повітрозберігач, 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 повітрозберігач, не повинна перевищувати 90 °С. 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 повітрозберігачами повинні бути передбачені пристрої для видалення води і масла, якщо вони відсутні на самих компресорах. Якщо від запобіжних клапанів і легкоплавких пробок, встановлених на повітрозберігачах, 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 комбінований котел Mission ХС 3.5 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 лази та скоб-трапи.

Газовипускні трубопроводи дизель-генераторів з дистанційним і автоматичним запуском повинні обладнуватися невідключаючими дренажними пристроями, які запобігають попаданню води у

двигун. Пристрої мають дуги розташовані в легкодоступних місцях і мати можливість для їх очищення. Внутрішній діаметр спускних труб цих пристроїв має дуги не менше 25 мм.

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

Глушники і іскрогасники мають дуги розташовані таким чином, щоб забезпечувати можливість їх очищення. Із цією метою вони мають обладнуватися лючками, спускними кранами або пробками.

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

3.5.5.3 Розрахунок основних елементів системи

Діаметр газівідвідної труби від ГД

$$d_2^{ГД} = 3,18 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{\frac{g_e^{ГД} \cdot N_e^{ГД} \cdot (\alpha_{\Sigma} \cdot L'_0 + 1) \cdot T_2}{\rho_2 \cdot v_2}} = 3,18 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{\frac{0,182 \cdot 15600 \cdot (3,2 \cdot 13,5 + 1) \cdot 509}{0,105 \cdot 50}} = 1,1 \text{ м}$$

де $g_e^{ГД} = 0,182 \text{ кз/(кВт·годину)}$ – питома ефективна витрата ВВП у ГД;

$N_e^{ГД} = 15600 \text{ кВт}$ – розрахункова (специфікаційна) потужність ГД;

$\alpha_{\Sigma} = 3,2$ – сумарний коефіцієнт надлишку повітря для ГД ;

$L'_0 = 13,5 \text{ кз/кз}$ – теоретично необхідна кількість повітря для спалювання 1 кз ВВП;

$T_2 = 509 \text{ К}$ – температура відхідних газів перед УСКК ;

$\rho_2 = 0,105 \text{ МПа}$ – тиск газів у газоході;

$v_2 = 50 \text{ м/с}$ – швидкість газу в газоході.

Діаметр газівідвідних труб від ДДГ

$$d_2^{ДДГ} = 3,18 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{\frac{g_e^{ДДГ} \cdot N_e^{ДДГ} \cdot (\alpha_{\Sigma} \cdot L'_0 + 1) \cdot T_2}{\rho_2 \cdot v_2}} = 3,18 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{\frac{0,212 \cdot 1000 \cdot (2,53 \cdot 13,5 + 1) \cdot 603}{0,105 \cdot 50}} = 0,425 \text{ м}$$

$$g_e^{ДДГ} = g_e^{ДДГ} \cdot \frac{42700}{39000} = 0,194 \cdot \frac{42700}{39000} = 0,212 \text{ кз/(кВт·годину);}$$

$N_e^{ДДГ} = 2310 \text{ кВт}$ – потужність допоміжного двигуна;

$\alpha_{\Sigma} = 2,53$ – сумарний коефіцієнт надлишку повітря для ДДГ;

$T_2 = 603 \text{ К}$ – температура відхідних газів ДДГ;

Діаметр газівідвідних труб від ДК, м,

$$d_2^{ДК} = 1,128 \cdot \sqrt{F_{ДК}} = 1,128 \cdot \sqrt{\frac{13,5 \cdot \alpha \cdot G_{ДК}}{\varphi \cdot v_{ДК}}} = 1,128 \cdot \sqrt{\frac{13,5 \cdot 1,1 \cdot 0,0281}{0,808 \cdot 25}} = 0,162 \text{ м,}$$

де $\alpha = 1,1$ – коефіцієнт надлишку повітря для горіння;

$G_{\text{пал}}^{\text{ДК}} = 0,0281 \text{ кг/с}$ – витрата палива у ДК;

$v_{\text{ДК}} = 25 \text{ м/с}$ – допустима швидкість газу;

ρ – густина вихідних газів, кг/м^3 ,

$$\rho = 10^3 \frac{p_2}{R_2 \cdot T_{\text{ух}}^{\text{ДК}}} = 10^3 \frac{0,105}{0,287 \cdot 453} = 0,808 \text{ кг/м}^3,$$

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

На газоходах ДДГ встановлюються глушители-іскрогасники. На газоході ГД іскрогасник непотрібний, оскільки комбінований котел має вбудований іскрогасник. На газоходах застосовані сальникові компенсатори.

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 Несення вахти у машинному відділенні під час стоянки судна

6.1.1 Несення вахти під час стоянки судна на якорі і у порту.

Старший механік повинен спитати капітана відносно того, чи треба нести ходову вахту (через можливі складні особливості стоянки).

Вахтовий механік при стоянці у порту і на якорі повинен виконати ті ж завдання і обов'язки, які встановлені для вахтового механіка у морі, а також будь-які додаткові вимоги, які пред'являються старшим механіком.

Вахтовий механік повинен забезпечити:

належне несіння вахти;

періодичну перевірку усіх працюючих, які знаходяться у готовності машин і механізмів;

щоб головні і допоміжні механізми підтримувались у стані готовності у відповідності з розпорядженням з містка;

щоб приймались міри по охороні навіколишнього середовища від забруднення з судна і дотримувались правила по запобіганню забруднення;

щоб усі системи доротьди за живучість і протипожежні системи знаходились в готовності.

Судно на якорі. На суднах зі звичайною системою несення вахти під час стоянки на якорі, повинно бути забезпечено несіння вахти членами екіпажу. Якщо машинне відділення працює у режимі без вахтового обслуговування, то при стоянці на якорі, вахти може не бути у машинному відділенні за згодою з капітаном.

Судно в порту. При стоянці судна у порту, старший механік повинен забезпечити постійну присутність на борту досвідченого механіка. При роботі котлів або інших механізмів, компетентний механік повинен нести вахту у машині. На суднах, які мають право на безвахтове обслуговування, дозволяється безвахтове обслуговування при умові, що не використовуються вантажні і баластні насоси, вентилятори інертного газу, чи таке устаткування, яке може створювати перемінні навантаження на судновий генератор і при умові, що місцеві портові правила дозволяють таке.

В таких випадках необхідно, щоб штурманська рубка, приміщення, де знаходиться аварійний генератор, і інші приміщення з пультами системи виявлення пожежі не запирались для того, щоб було можливо виявити місце пожежі.

У всіх випадках на борту повинно знаходитись достатня кількість машинної команди, щоб забезпечити роботу механіка СЕУ.

4.1.2 Несіння вахти в особливих умовах плавання

а) Плавання судна в умовах граничної видимості

Вахтовий механік забезпечує постійний тиск стисненого повітря або пари для подачі

звукових сигналів; повинен бути готовим до негайного виконання будь-якої команди з містка і забезпечувати готовність допоміжних механізмів до використання при маневруванні.

б) Плавання у прибережних водах

Отримавши повідомлення про те, що судно знаходиться у водах, важких для плавання, вахтовий механік повинен забезпечити можливість переведення на ручне керування машин і механізмів пов'язаних з маневруванням, резерв електроенергії для рульової машини і інших потреб для маневрування, готовність для використання аварійного рульового устрою і іншого допоміжного устаткування.

6.1.3 Здача вахти. При передачі обов'язків вахтенного механіка – механік повинен:

підготувати усний звіт по несінню вахти

не передавати вахту, якщо є причина сумніву в особливості механіка, що приймає вахту, виконувати свої обов'язки

провести запис про передачу вахти у машинному журналі.

6.1.4 Порядок заповнення вахтового машинного журналу. Машинний журнал є офіційним судновим документом, ведеться на всіх морських суднах і підлягають обов'язковій реєстрації у спеціальному реєстрі суднових журналів капітана морського торгового порту. Усі листи журналу повинні бути пронумеровані, прошнуровані і скріплені підписом і печаткою капітана морського торгового порту.

Ведеться лише в одному екземплярі, заповнюється безперервно як і під час експлуатації, так і під час ремонту судна. Об'єм журналу розрахований на ведення його на протязі одного місяця. Усі записи проводяться чорнилами, або кульковою ручкою чітким почерком. Зміст записів не повинен допускати подвійного тлумачення.

У машинний журнал забороняється вносити дудь-які записи лицем, окрім капітана, старшого (головного) механіка і вахтових механіків. Відповідальність за ведення і збереження журналу несе старший механік, який зобов'язаний кожного дня перевіряти вірність його заповнення, звіряти його своїм підписом і представляти на підпис капітану.

Під час рейсу журнал знаходиться у МВ судна, а на стоянці може зберігатися в каюті вахтового механіка.

Усі графи машинного журналу заповнюються по призначенню, запис робочих параметрів СЕУ проводиться кожну годину.

Перед здачею вахти, вахтовий механік повинен забезпечити точне заповнення усіх граф вахтового журналу по машинному відділенню, який відноситься до його вахти. Дуже важливо, щоб був записаний у розділі "Примітка" будь-який нещасливий випадок, або незвичайний випадок, або люде відхилення від нормальних робочих параметрів. Відповідність записів показам приборів засвідчується підписами механіків-який здає і приймає вахту.

4.1.5 Робота машинного відділення з безвахтовим обслуговуванням.

На дудь-якому судні класифікація "з безвахтовим обслуговуванням машини" максимальна робота у даному режимі повинна приходиться на час, коли судно знаходиться у морі.

На будь-якому судні класифікація "з безвахтовим обслуговуванням машини", час присутності вахти повинно зводитись до 8 годин на добу.

Не одне судно не повинне працювати у режимі безвахтового обслуговування машини у наступних обставинах:

під час підготовки до відходу;

під час маневрів / при підготовці до маневрів;

у морі, або на якорі, коли капітан, або старший механік потребують присутності вахти через несприятливої погоди, великого руху суден і т.п.;

коли електрогенератори, або парогенератори працюють під великим і перемінним навантаженням через вантажо-розвантажувальних роботах;

коли портові власті забороняють роботу машинного відділення у режимі без вахтового обслуговування;

при відсутності сертифікату про безвахтове обслуговування, виданим відповідним класифікаційним загалом, або ухвалення Держави прапору, де це необхідно;

при пожежі, загальній тривозі, або при несправностях систем по забезпеченню безпеки, якщо які-небудь резервне устаткування, необхідне для забезпечення роботи пропульсивного комплексу не працює;

якщо пульт управління на містку виїшов зі строю;

якщо не виконані усі спеціальні вказівки старшого механіка по роботі у режимі безвахтенного обслуговування.

Встановлений порядок зв'язку особою потребує, щоб вахтовий механік негайно сповіщає вахтового помічника на містку перед приходом у машинне відділення, коли воно у режимі без вахтового обслуговування і підтримував зв'язок з інтервалами у 20 хвилин, знаходячись у машині і докладав при остаточному виході з машини.

Два докладних записи параметрів механізмів машинного відділення роблять у вахтовому журналі за 8 годинну вахту, і один запис при роботі машинного відділення у режимі безвахтенного обслуговування.

Старший механік докладних повинен видавати регулярні інструкції з урахуванням специфіки судна, деталізуючи експлуатацію механізмів під час безвахтового обслуговування.

Треба попідкупатись, щоб доступ у машинне відділення при без вахтовому обслуговуванні у неробочий час був дозволений тільки вахтовому механіку, а людям іншим лицам тільки з дозволу старшого механіка.

На дверях у машинне відділення повинний бути чіткий надпис „Вхід заборонений”, вказаний час, коли встановлені особливі обмеження.

6.16 Готовність до маневрів. Вахтовий помічник на містку, згідно навігаційному посвіднику повинен дати машинній команді по крайній мірі годину для готовності до маневрів.

Поза залежністю від часу доби і типу судна, тобто, чи розраховано судно на без вахтове обслуговування, або судно зі звичайним несенням вахти, вахтовий помічник зобов'язаний інформувати старшого механіка, або вахтового механіка, або помічника вахтового механіка про майбутні маневри.

Зниження числа обертів від повного ходу до узгодженого повного ходу на маневрах повинно бути поступовим, по можливості, і повинно здійснюватись у відповідності з інструкціями виготовника.

Треба стримувати робочі параметри з тим, щоб уникнути різких змін, температурних перевантажень і тому подібне.

6.1.7 Безпечне керування головним двигуном при маневрах і виводі його на режим повного ходу. Великі зміни режимів роботи ГД на маневрах судна, робота на малих режимах, а також, процес навантаження його при виході на режим повного ходу представляють собою найбільшу потенційну небезпеку у порівнянні з іншими експлуатаційними режимами СЕУ. Тому у цих випадках особливо важливо діяти у відповідності з алгоритмами безпечного управління, рекомендованими правилами технічної експлуатації і передовим досвідом.

Маневрові якості характеризуються наступними показниками:

- можливістю робити швидке і достатнє число пусків і реверсувань головних двигунів;
- здатністю забезпечити необхідну потужність і наявність запасу потужності для виконання маневрування у важких і екстремальних умовах (при роботі у крижах, зняття з мілини);
- стійкістю роботи при швартуванні, проходження каналів і складних фарватерів.

Перед початком маневрів треба ввести у паралельну роботу другий ДГ, щоб забезпечити додатковий резерв електричної потужності і знизити можливість знеструмлення. Крім того, необхідно виконати наступні початкові процедури:

- звернути з містком години, машинний телеграф, відповідність положень і швидкості переключення руля;

- провести пуск ГД на передній і задній хід з ЦПК;

- передати керування на місток і зробити пуски ГД на передній і задній хід і використання ДАУ,

Послідовність операцій по пуску, реверсуванні, виводі на режим повного ходу, на зупинці ГД повинні виконуватись у відповідності з інструкцією по експлуатації і Правилами нічної експлуатації морських і річкових суден. У випадках, коли це технічно можливо, пуск ГД повинен здійснюватись без навантаження.

З виразним ризиком пов'язані операції реверсування двигуна. В установках з ГФК зміни напрямку обертання гребного гвинта є єдиним засобом гальмування судна і руху заднім ходом. Умови реверсування суттєво залежать від початкової швидкості судна, визначаючи відносну ходу гвинта як міру навантаження двигуна. При малій швидкості судна реверсування дизеля зазвичай призводить при нульовій частоті обертання за 15–30 с і не викликає проблем.

Екстрене реверсування на середньому і особливо на повному ході при позаних умовах, коли гальмування судна є необхідним маневром, сполучено з великим динамічними навантаженнями пропульсивного комплексу, а час реверсування від моменту подачі команди до початку обертання гвинта у протилежному напрямку) складає 2–6 хв в залежності від водотоннажності і початкової швидкості судна. При цьому вибіг судна може складати 3–6 довжин корпусу. Труднощі реверсування на ході обумовлені інерцією судна і необхідністю передороту негативний момент гребного гвинта при зупинці двигуна, які складають 0,5–0,7 моменту, що крутить на повному ході.

Після закінчення маневрів необхідно перевірити показники усіх контрольно-вимірювальних приборів, звертаючи особливу увагу на тиск змащувального масла, охолоджуючих засобів, палива, а також упевнитись у відсутності ненормальних шумів, стуків і вібрації.

ГД після закінчення маневрів необхідно вводити у режим експлуатаційного навантаження на протязі часу, вказаного в інструкції по експлуатації, або встановленого судновласником з

ціллю його поступового навантаження і рівномірного прогріву. Правила технічної експлуатації СТЗ забороняють скорочувати час виводу головного Двигуна на режим повного ходу.

Підвищення режиму роботи ГД повинно проводитись по можливості плавно, шляхом ступінчастого збільшення подачі палива з витримкою часу на кожній ступені.

Величина прирощування подачі знижується по мірі приближення до заданої потужності повного ходу, час витримки відповідно збільшується.

Зазвичай системи ДАУ мають спеціальні програми розігріву-охолодження ГД, що працюють автоматично. Ці програми включаються після закінчення маневрів на підвищення режиму і перед приходом судна у порт призначення на постійне зниження режиму і охолодження головного двигуна.

6.1.8 Вибір енергетичної установки з маневрового режиму. Після команди "Машина вільна" і при умові, що двигуни не знадобляться менше, ніж через 36 годин, головна силова установка систематично, поступово повинна вводитись у стоянковий режим, згідно інструкції заводу-виробника і Правил технічної експлуатації морських суден.

У цьому процесі доцільно використання перевірочних листів, передбачених у документації машинного відділення, для забезпечення логічної послідовності необхідних дій.

4.2 Розробка питань технічної експлуатації паливної системи

4.2.1 Підготовка до пуску головного двигуна. Основні операції перед пуском.

Система охолоджуючої води

Відкрити подачу охолоджуючої води в двигун. Пустити насос(и) заборотної води для центрального охолоджувача.

Щоб уникнути значних теплових напруг, пов'язаних з різкими змінами температури зразу ж після пуску, потрібен:

Розігріти двигун. Охолоджуюча вода ВТ повинна бути розігрітий до: 60–70°C при роботі на важкому паливі та мінімум до 40°C – при роботі на морському дизельному паливі.

Якщо із будь-яких причин пуск проводиться без розігріву охолоджуючої води, двигун може бути запущений тільки на морському дизельному паливі.

Система змащувального масла

Перевірте рівень масла в піддоні.

Перевірте рівень масла в регуляторі.

Пустіть резервний насос.

Перевірте тиск попереднього прокачування масла на вході в двигун і на вході в турбонагнітач на панелі оператора.

Паливна система

Подати паливо до двигуна. При пуску на важкому паливі: прокачати підігріте паливо через насоси до тих пір, поки нормальні робочі температури не будуть досягнуті.

Система пускового повітря

Перевірити тиск в балонах пускового повітря.

Простити дренаж системи пускового повітря.

Відкрити подачу пускового повітря до двигуна.

Перевірити тиск повітря на панелі оператора.

Перевірити, щоб не спостерігалось блокувань пуску на панелі оператора.

Провертання двигуна

Відкрити індикаторні клапани і провернути двигун на декілька оборотів, перевірити, щоб рідина не витікала з будь-якого індикаторного клапана під час провертання. Провертання можна провести, задіявши кнопку пуску на панелі оператора і одночасно зберігаючи індекс ПНВТ на нулі за допомогою пристрою на регулюючому валу.

Закрити індикаторні клапани. Оглянути можливі протікання з індикаторних клапанів.

Перевірка під час роботи

Перевірити наступне на панелі оператора відповідно до вимірів стендових і ходових випробувань:

Перевірити тиск масла і що резервний насос зупинений.

Перевірити тиск охолоджуючої води.

Перевірити тиск подачі палива.

Перевірити, щоб турбонагнітач працював.

Перевірити, щоб у всіх циліндрах був спалах (за температурою випускних газів).

Двигун не повинен бути навантажений більш, ніж на 50% відразу після пуску. Підвищення навантаження до 100% повинне проводитися поступово протягом 16...20 хв.

При роботі двигуна слід перевірити наступне:

Тиск змащувального масла повинен бути у вказаних межах і не може падати нижче вказаного мінімального тиску.

Температура масла повинна знаходитися в межах, вказаних в "Даних з експлуатації і установки".

Тиск палива повинен підтримуватися на вказаному рівні.

Температура охолоджуючої води циліндра повинна підтримуватися в межах, вказаних у протоколі стендових випробувань і вимірів ходових випробувань.

Випускні гази повинні бути бездимними при всіх навантаженнях. Нормальні температури випускних газів повинні бути в межах, вказаних в протоколі стендових випробувань і вимірах ходових випробувань.

Слід підтримувати тиск і температуру наддувочного повітря під контролем в межах, вказаних в протоколі стендових випробувань і вимірах ходових випробувань.

Слід підкачати балони пускового повітря до 3,0 МПа. Повітряний стартер працює при тиску 1,5–3,0 МПа.

Для забезпечення експлуатаційної надійності стан двигуна повинен знаходитися під постійним спостереженням, щоб попереджувальна робота по обслуговуванню могла бути проведена до виникнення серйозних поломок.

Зупинка

Перед зупинкою рекомендується дати двигуну попрацювати на холостому ході 10...15 хв.

Двигун зупиняється з панелі оператора.

Перевірте, щоб резервний масляний насос запустився автоматично і працював 5 хвилин.

Пуск і зупинка на важкому паливі

Пуск і зупинка двигуна повинні проводитися на важкому паливі для запобігання будь-яких проблем несумісності палив при перемиканні на малов'язке паливо.

Малов'язке повинно застосовуватися тільки у зв'язку з проведенням роботи по технічному обслуговуванню двигуна або перед тривалими зупинками двигуна.

Перед пуском на важкому паливі двигун повинен бути заздалегідь прогрітий.

Зупинка двигуна на важкому паливі не є проблемою, але при цьому повинна бути забезпечена постійна циркуляція підігрітого палива за допомогою підкачуючого насоса.

4.2.2 Пуск двигуна після ремонту

Наступні перевірки повинні бути проведені відразу ж після пуску і при збільшенні навантаження. Передбачається, що двигун був виведений з експлуатації протягом якогось часу.

Пуск після такого періоду висновку з експлуатації нормально виконується як випробувальний (швартові випробування). Перед випробуваннями повинне бути визначено, що:

Керівництво порту дозволяють випробування.

Швартови закріплені.

Рульова рубка обслуговується в період швартових випробувань.

Незалежно від того, чи проводяться швартові випробування чи ні, на додаток до нормального спостереження і вимірів наступні перевірки повинні бути виконані у вказаному порядку.

Зразу ж після пуску слід перевірити, щоб:

Турбонагнітач працював.

Тиск змащувального масла в нормі і автоматичний масляний фільтр працював.

Всі циліндри працювали, перевірити температуру випускних газів.

Частота обертання двигуна, системи палива, охолоджуючої води і масла в нормі.

Автостоп двигуна здійснюється граничним вимикачем при імітації перевищення граничної частоти обертання.

Якщо стан механізмів відомий не достатньо, особливо після виконання ремонтів або модернізації, то необхідно завжди проводити:

Після 5, 15 і 30 хвилин роботи двигуна на холостому ходу відкрийте картер і корпус розподільного валу і промацайте поверхні всіх частин, що рухаються, де тертя може підвищити і викликати надмірний нагрів.

Промацайте: рамові підшипники, підшипники шатуна, підшипники розподільного валу і втулки циліндра.

Після ремонту або заміни втулок циліндра, поршневих кілець або підшипників, під час обкатки, тобто навантаження двигуна повинне збільшуватися поступово, як вказано в таблиці нижче. Потужність двигуна визначається на основі індексу ПНВТ і частоти обертання. По частоті обертання турбонагнітача і тиску наддувочного повітря може бути оцінена потужність двигуна.

Після обкатки переконується, що всі паливні насоси встановлені на один і той же індекс і, що регулятор може встановлювати усі ПНВТ на "нульовий індекс".

4.2.3 Несправності паливної системи двигуна

Основні несправності паливної системи двигуна, можливі причини та способи усунення наведено у табл. 24.

Таблиця 23 Визначення індексу ПНВТ

Етап навантаження	Час роботи, годин	Навантаження дизеля, %	Оберти дизеля, хв ⁻¹ .	Індекс ПНВТ, мм
1	0,5	0	600	10
2	0,5	10	660	13
3	0,5	20	750	16
4	0,5	30	830	19
5	0,5	40	915	22
6	1,0	50	1000	25
7	1,0	60	1000	28
8	1,0	70	1000	31
9	1,0	80	1000	33
10	1,0	90	1000	36
11	1,0	100	1000	38

Таблиця 24 Основні несправності паливної системи двигуна, можливі причина та способи усунення

Несправність	Можлива причина	Способи усунення
Двигун обертається, як тільки відкривається запорний клапан, без натиснення на кнопку пуск	Несправності в електричній системі	Перевірити електричні компоненти
Двигун не обертається при натисненні кнопки пуск	Дуже низький тиск повітря в балоні пускового повітря. Головний пусковий клапан закритий. Ведуча шестерня не входить в зачеплення з вінцем. Пневматичний стартер працює, шестерня входить в зачеплення, але не обертається. Несправності в електричній системі.	Запустити компресори, поповнити повітряний балон. Відкрити клапан на балоні і запорний клапан, розташований на трубопроводі між балоном і двигуном. Перевірити повітряний стартер (вал підшипника або кулачки муфти). Перевірити електричні компоненти.

Несправність	Можлива причина	Способи усунення
Повітряний стартер працює, але приводний вал не обертається.	Зламана муфта або приводний вал.	Зняти повітряний стартер і відремонтувати його.
Двигун обертається, але немає запалювання. Паливні насоси не задіяні.	Задіяна зупинка двигуна системою захисту. Неправильне налагодження регулятора. Відмови в регуляторі. Паливні насоси заїдають.	Відновити зупинку двигуна системою захисту. Налагодити регулятор, (див. спец. інструкцію). Перевірити, щоб регулятор працював належним чином.
Двигун обертається, але паливо не уприскується через відмову в паливній системі. Двигун обертається, але немає запалювання у всіх циліндрах.	Витратна цистерна палива порожня. Повітря у форсунках.	Закачати паливо у витратну цистерну. Якщо є повітря в паливі, то слід ослабляти шестигранний гвинт на ПНВТ, поки повітря не буде випущено. Пробентилувати циліндри, форсунки яких пропускали повітря. Зняти форсунки і перевірити їх на поломку пружин. Перевірити наявність скупчення палива на головці поршня.
	Зношений паливний насос	Замінити паливні насоси
Двигун обертається, паливо уприскується, але запалювання відсутнє.	Вода в паливі. Форсунки або сопла дефектні	Спустити воду і повторно пробентилуйте ПНВТ ослабленням шестигранного гвинта поки повітря не буде видалене. Замінити дефектні форсунки. Перевірити компресію. Перевірити при пуску випускний клапан на щільність

Несправність	Можлива причина	Способи усунення
		Перевірити поршневі кільця. Перевірте регулювання паливного розподільного валу. Відрегулювати розподільний вал. Необхідне регулювання моменту подачі палива ПНВТ. Визначите і замінити дефектну форсунку.
Перші спалахи дуже інтенсивні, двигун працює нестійко.	Сповільнений рух маневрового механізму. Індекс ПНВТ високий	Змазати і забезпечити рухливість з'єднання тяги і підшипників в маневровому механізмі. Перевірити з'єднання тяги в маневровому механізмі. Перевірити, щоб регулятор працює належним чином.

6.2.4 Якість палива. В даних аналізів вказується якість палива, його фізичні і хімічні властивості, що мають визначальне значення в його придатності для різного застосування. Для дизельних палив головними критеріями якості є якість згоряє, зміст забруднень, властивості, визначальні умови поводження з паливом.

Оскільки залишкові палива продаються і позначаються по їх в'язкості, покупці звичайно по в'язкості судять про якість. Практично, при оцінці сучасних залишкових палив це може часто приводити до серйозних помилок, оскільки малов'язке паливо може бути таким же поганим, як паливо дуже високої в'язкості, або навіть гірше його.

Якість залишків перегонки залежить від родовища сирої нафти, ступені її використання при перегонці і технології перегонки.

Деякі залишки від перегонки, що використовуються для виробництва рідкого палива, вимагають особливої обробки (легкого крекінгу), при якій в'язкість знижується, але якість не поліпшується.

При виробництві залишкових палив з оброблених у такий спосіб і залишків крекінгу, а також із залишків від "прямої перегонки", остаточне регулювання в'язкості для задоволення вимогам різних сортів проміжних палив здійснюється додаванням газойля.

Проте, слід помітити, що значне пониження в'язкості забезпечується додаванням порівняно невеликої кількості газойля, який даватиме тільки незначне підвищення якості суміші. Отже, якість палива залежить, головним чином від залишків, що містяться в суміші. Тому якість залежить також від густини.

Унаслідок можливих відмінностей, якість змішуваних палив може змінюватися, навіть для палив однакової номінальної в'язкості.

Якість згоряння

Якість згоряння означає здібність палива до запалювання і згоряння належним чином. Якість запалювання, інтенсивність, тривалість і повнота згоряння залежать від хімічного складу і структури даного палива.

Якість запалювання визначається затримкою запалювання, тобто часом від початку упорскування до початку згоряє.

Якість запалювання виражається цетановим числом, дизельним або цетановим індексом. У всіх випадках, чим вище їх значення, тим краще якість запалювання. Для дизельного палива якість запалювання виражається цетановим числом, визначуваним особливим методом на стандартному двигуні, що працює за стандартних умов.

Для залишкових палив якість запалювання може виражатися дизельним індексом або цетановим індексом, які можуть обчислюватися на підставі фізичних властивостей, таких як: анілінова крапка, питома вага і температура середньої дистиляції. Між значеннями цетанового числа, дизельного або цетанового індексу певного палива існує прийнятна кореляція.

Перевірка FIA цетанового числа також є прийнятною для оцінки якості згоряння.

Умови згоряння палив звичайно оцінюються за змістом залишків вуглецю по Конрадсону і асфальтенів.

Забруднення

Вміст забруднень в паливах для дизельних двигунів повинен бути в міру можливості низьким, тому шкідливі і небажані забруднення повинні бути в максимально можливому ступені видалені в системі паливopідготовки, щоб звести до мінімуму знос і корозію деталей двигуна. Джерелом забруднень є власне сира нафта, процеси перегонки, транспортування і зберігання палив. Деякі забруднення, такі як сірка і ванадій, розчиняються в паливі і їх неможливо видалити в звичайній системі паливopідготовки, тоді як вміст води і твердих забруднень можна знизити сепарацією і фільтрацією.

Як тверді забруднення в паливі можуть бути пісок, іржа, оксиди металів і частинки каталізаторів.

Знос і корозія, що викликаються паливом дизельних двигунів виявляються в механічному зносі і хімічній корозії, остання — у виді як високотемпературної, так і низькотемпературної корозії.

Тверді забруднення і частинки, що утворюються при згорянні (зола), викликають механічний знос деталей двигуна.

Особливо абразивні частинки каталізаторів, оксиду кремнію і алюмінію та силікати у вигляді піску. При згорянні з ванадію і натрію утворюється корозійна зола у вигляді оксидів, карбонатів і сульфатів.

Вміст сірки в паливі може привести до низькотемпературної корозії деталей і утворенню відкладень на них. Корозійна дія пояснюється утворенням сірчаної кислоти.

Критерії якості та характеристики палива наведені у табл. 25.

Вода, що міститься в паливі може надавати різну шкідливу дію як на паливну систему, так і на двигун в цілому, викликаючи як механічний і корозійний знос, так і забруднення.

6.2.5 Технологічні властивості палива. Обробка палива, тобто його зберігання, перекачування і паливopідготовка, залежить головним чином від таких фізичних властивостей як в'язкість, густина і температура спалаху і застигання, хоча умови поводження з ним залежать і від деяких інших властивостей палива, наприклад, від його стійкості, схильності до емульгування, індексу в'язкості, а також роду і кількості води, що міститься в ньому і твердих речовин.

Таблиця 25 Критерії якості та характеристики палива

Критерій якості	Характеристики палива	Основна дія
Якість згоряння	Вуглець по Конрадсону асфальтени + перевірка FIA	Здатність до запалювання. Умови згоряння. Забруднення газоходів.
Вміст забруднень	Сірка	Корозійний знос. Холодна корозія.
	Ванадій, натрій	Утворення відкладень на випускних клапанах і в турбонагнітачах. Високотемпературна корозія.
	Вода	Порушення процесу згоряння. Підвищене теплове навантаження деталей камери згоряння, забруднення газоходів, механічний знос і кавітація систем упорскування палива.
	Зола, дрібні частинки катализаторів	Механічний і корозійний знос деталей камери згоряння. Утворення відкладень. Механічний знос системи упорскування палива, втулок циліндрів і поршневих кілець.
Технологічні властивості палива	В'язкість, Густина, температура застигання	Температури, тиск і місткості паливних систем для зберігання, перекачування і паливopідготовки.
	Температура спалаху	Вимоги безпеки

Номинальною в'язкістю визначається необхідна температура підігріву для досягнення в'язкості, необхідної для перекачування, відстою, сепарації і упорскування.

Густина має значення для гравітаційного відстою води і твердих забруднень у відстійних цистернах. Питома вага є також важливим параметром в процесі сепарації. Температура спалаху з міркувань безпеки відповідно до вимог класифікаційних суспільств і інших організацій не повинна бути нижчою 60 °C.

Температура спалаху пов'язана з летючістю, кількістю і родом легких фракцій в паливі і по ній можна судити про схильність палива до газифікації в частинах паливної системи, що не знаходяться під тиском.

Температура застигання визначає температуру, при якій відбувається кристалізація парафіну, перешкоджаючи текучості і перекачуванню палива. Температуру застигання необхідно враховувати при визначенні необхідності підігріву і поверхні змішувиків в цистернах.

6.2.6 Аналіз хімічного складу палива

Залишок вуглецю

Залишок вуглецю в паливі указує на його схильність до утворення коксу і може бути використаний для визначення схильності до утворення відкладень в камерах згоряє і газоходах. При цьому, чим вище значення залишку вуглецю, тим більше схильність до забруднення.

Деякі зміни процесу згоряння, що вимагають регулювання максимального тиску згоряння також можуть бути обумовлені високим вмістом вуглецю. Значення визначається стандартними випробуваннями, такими як випробування по Конрадсону, які дають однакові результати.

Залишок при випробуванні на вуглець, що не випарувався, складається з вуглецевого матеріалу і неорганічних забруднень і указується у відсотках ваги випробуваного зразка палива. Вміст вуглецю і асфальтенів звичайно змінюються однаково, оскільки обидва залежать від відношення вуглецю до водню, із значеннями, що збільшуються, для більш високого відношення.

Відношення вуглецю до водню і, відповідно, вміст вуглецю залежить від родовища сирої нафти і застосованого процесу перегонки.

Дії залишку вуглецю неможливо протидіяти попередньою паливо-підготовкою, оскільки сепарація впливає тільки на тверді неорганічні забруднення і тверді асфальтени, що становлять тільки невелику частину загального вагового відсотка речовин, звану залишком вуглецю.

Асфальтени

Асфальтенами називається та частина проби рідкого палива, яка не розчиняється в гептані. Вміст асфальтенів указується у відсотках ваги випробуваної проби палива.

Асфальтени є ароматичними, поволі згоряють напівтвердими вуглеводневими з'єднаннями, зваженими в рідкому паливі, їх вплив на процес згоряння подібний впливу залишків вуглецю, основна шкідлива дія – це забруднення газоходів. Стабільність палива залежить від вмісту асфальтенів.

Асфальтени впливають також на змащувальні властивості палива і в екстремальних випадках високий вміст асфальтенів може викликати завісання плунжерів ПНВТ.

Палива з високим вмістом асфальтенів схильні до утворення шламу, особливо, якщо вміст води також високий. На вміст асфальтенів впливає паливопідготовка, найважчі напівтверді асфальтени і асфальтени, пов'язані з водою, можуть видалятися при сепарації.

Дизельний індекс

Дизельний індекс – це розрахункова величина, за якою визначають якість запалювання палива. Якість запалювання залежить від складу вуглеводнів, з яких парафін відрізняється високою якістю, п-гептани – середнім, а ароматичні вуглеводні – низькою якістю.

За деякими виключеннями, вуглеводневий склад рідкого палива відображається його аніліновою крапкою і питомою вагою, і тому ці параметри входять в приведену нижче нескладну формулу для визначення якості запалювання:

$$\text{Дизельний індекс} = t_{\text{ан}} \cdot d / 100,$$

де $t_{\text{ан}}$ — анілінова точка

Під аніліновою точкою мається на увазі низька температура, при якій рівні об'єми рідкого палива і аніліну стають змішуваними. Випробування засновано на тому факті, що ароматичні вуглеводні повністю змішуються з аніліном при порівняно низьких температурах, тоді як парафіни вимагають для повної змішуваності з аніліном значно більш високих температур.

Таким чином, високе значення анілінової точки указує на високий вміст парафіну в паливі і на добру якість запалювання палива. Аналогічно, високий показник ваги по стандарту Американського нафтового інституту означає невисоку питому вагу і високий вміст парафіну, що також указує на добру якість запалювання палива.

Палива з поганою якістю запалювання і низьким дизельним індексом можуть, зокрема, викликати проблеми при пуску двигунів і при роботі на низькому навантаженні.

Окрім проблем при пуску, тривала затримка запалювання може викликати зміни максимального тиску, ведучі до підвищеної механічному і тепловому навантаженням.

Крім того, палива з незадовільною якістю запалювання можуть викликати сповільнене згоряння і внаслідок цього забруднення газоходів.

Сірка

Сірка в паливі зустрічається головним чином у вигляді органічних сполук, її вміст указується у відсотках маси випробовуваної проби палива. Наявність вільної сірки може викликати корозію в паливній системі. Головною проблемою, яку створює сірка, є низькотемпературна корозія. Під час згоряння утворюються оксиди сірки у вигляді газів. За наявності також і вологи, може утворитися сірчана кислота на деталях камери згоряння і в газоходах, де температура нижче за температуру конденсації сірчаної кислоти.

Руїнує чому ефекту наявності сірки в паливі протидіють підтримкою достатньої температури деталей камери згоряння, і застосуванням лужного змащувального масла для нейтралізації сірчаної кислоти, що утворюється при згорянні.

Ванадій і натрій

Ванадій і натрій входять до складу золи, що міститься в паливі. Їх кількість вимірюють аналізом залишку при спалюванні проби для визначення вмісту золи. Кількість ванадію і натрію указується в частинах на мільйон (ppm) по відношенню до маси проби палива, що піддається випробуванню для визначення вмісту золи. Ванадій потрапляє в паливо з сирової нафти і, будучи розчинним в паливі, не може бути видалений звичайним способом паливопідготовки. Натрій потрапляє в паливо як з сирової нафти, так і при забрудненні морською водою під час зберігання і транспортування палива. Натрій розчиняється у воді, отже, він, незалежно від його походження, схильний з'єднуватися з в паливі з водою.

Завдяки розчинності натрію у воді можна знизити його вміст або видалити з палива. При згорянні ванадій і натрій утворюється корозійна зола.

Особливо, якщо відношення натрію до ванадію по вазі перевищує 1:3, утворюється зола з дуже низькою температурою плавлення і прилипання, що викликає високотемпературну корозію випускних клапанів і утворення відкладень в турбокомпресорах.

Схильність до утворення шкідливої ванадієво-натрієвої золи можна знизити ефективною сепарацією, солі натрію разом з водою. Якщо забезпечено дуже невеликий вміст натрію, тоді навіть досить високий вміст ванадію буде прийнятний.

Вода

Вміст води в паливі вимірюється стандартним аналітичним розгоном і указується у відсотках до об'єму випробовуваної проби. Вода в паливі може надавати різні шкідливі дії на паливну систему, викликати корозію і кавітацію паливних насосів і форсунок, а також відкладення в газозаходах і турбокомпресорах.

Унаслідок що міститься в ній натрію, морська вода в поєднанні з ванадієм сприяє утворенню легкоплавкої корозійної золи, що роз'їдає випускні клапани і турбокомпресори. Коли вода порушує розпиленість палива, вона приводить до поганого згоряння, що підвищує теплове навантаження на деталі камери згоряння.

Вміст води в паливі, в першу чергу, можна знизити сепарацією, і цей спосіб слід застосовувати в максимально можливому ступені для запобігання негативної дії води, що міститься в паливі.

Зола

Вміст золи є мірою вмісту в паливі речовин, що не згоряють. Вміст золи визначають, спалюючи пробу палива, і указують у відсотках ваги залишку від ваги спаленої проби.

Матеріали, з яких утворюється зола, частиною є природними компонентами сирої нафти, а частиною потрапили в паливо унаслідок забруднення його ззовні.

Утворюючи золу речовини зустрічаються як у вигляді твердих сторонніх речовин, так і у вигляді розчинних з'єднань. Тверді забруднення можуть викликати абразивний знос в системі упорскування палива. Зола, що утворюється при згорянні, може викликати як абразивний так і корозійний знос деталей, утворюючих камеру згоряння, і приводить до утворення шкідливих відкладень. Тому надзвичайно важливо знизити, в міру можливості, кількість золоабразуючих матеріалів, сепарацією.

Тверді забруднення, такі як пісок, іржа, окисли деяких металів і дрібні частинки каталізаторів, можна видалити сепарацією. Таким же способом можна видалити розчинні у воді солі, наприклад, солі натрію.

Було встановлено, що деякі з речовин, що входять до складу золи, особливо шкідливі, і тому в результатах аналізів вони указуються окремо.

Оксиди кремнію і алюмінію

Залишкові палива, вироблювані нафтоперезінними заводами, що застосовують спосіб рідиннофазного каталітичного крекінгу, можуть бути забруднені частинками каталізаторів у вигляді окислів кремнію і алюмінію. Зміст частинок каталізаторів включається в зміст золи. Окремі дані про вміст окислу кремнію і окислу алюмінію виходять аналізом цієї золи.

Кількість окислів кремнію і алюмінію указується в ррт від маси первинної проби палива, випробовуваної на вміст золи. Оскільки частинки каталізаторів дуже тверді і абразивні, вони можуть викликати значний механічний знос паливної апаратури, втулок циліндрів і поршневих кілець.

Частинки каталізаторів, будучи твердими і нерозчинними, можуть бути видалені з палива. Рекомендації по виборі розмірів сепараторів засновані на тому факті, що біля 1/3 частинок каталізаторів (по масі) віддаляються.

В'язкість

В'язкість — це міра внутрішнього тертя або опору рідини в її течії. В'язкість морського газойля (МОО) і морського дизельного палива (МНО) виражається в сантістоксах (сСт) при 40 °C.

В'язкість є важливим параметром для перекачування, попередньої паливопідготовки і упорскування палива, оскільки можливість і ефективність цих процесів у високому ступені залежить від в'язкості.

Регулювання в'язкості до відповідних значень можливо завдяки залежності між температурою і в'язкістю палива.

Номінальна в'язкість палива є чинником, що визначає температуру підігріву, необхідного для отримання належної в'язкості для перекачування, сепарації і упорскування палива і, отже, також вирішальним чинником при визначенні поверхні устаткування для підігріву палива.

Густина

Густина визначається як маса одиниці об'єму і указується в г/см³ при температурі 15°C (59 °F).

Густина є важливим параметром для сепарації, при якій відділення води і розчинених у воді забруднень з палива засновано на різниці густини. Якщо густина палива близька до густини води, сепарація стає менш ефективною, вимагає пониження витрати і, отже, більш високої продуктивності сепаратора.

Здібність палива до відділення води підвищується попереднім підігрівом його перед сепарацією, оскільки густина палива і води залежно від температури змінюється неоднаково, що представляє можливість отримання оптимальної різниці густини.

До певної міри по густині палива можна судити про його якість, оскільки густина прямо пропорційна вуглеводородному відношенню, яке, у свою чергу, прямо пропорційно змісту ароматичних речовин, вуглецю і асфальтенів, але обернено пропорційно до теплотворної здатності палива.

Температура застигання

Температура застигання палива – низька температура, при якій паливо тектиме або може бути перелитий. Температура застигання вимірюється випробуванням за певних умов. Паливо необхідно зберігати, обробляти і перекачувати при температурах вище за температуру його застигання, щоб уникнути кристалізації парафіну, який може утворити осад в цистернах для зберігання палива, закупорити фільтри і трубопроводи і зробити паливо непридатним для перекачування. Звичайно температура застигання залишкових палив не створює яких-небудь проблем, оскільки температура, необхідна для пониження в'язкості до рівня, що дозволяє перекачування, достатньо перевищує температуру застигання.

Температура запалювання

Температурою запалювання (спалахи) палива – температура, при якій воно достатньо випаровується для утворення запалюваної суміші з повітрям. Така суміш запалає або спалахне при дії відкритого полум'я, але не підтримуватиме саме горіння. Температура спалаху рідкого палива випробовується спалюванням в закритому тиглі по методу Мартенс–Пенського. Для забезпечення достатньої пожежобезпеки під час зберігання, транспортування і обробки палива на борту судна, палива повинні відповідати вимогам класифікаційних суспільств, що обмежують температуру запалювання мінімум до 60°C.

6.2.7 Очищення палива. Рідкі палива завжди забруднені і, отже, перед застосуванням їх необхідно очищати, як від твердих, так і від рідких забруднень. Тверді забруднення в паливі головним чином складаються з іржі, піску, пилу і каталізаторів нафтоперегонки. Рідкі забруднення – головним чином вода, тобто прісна вода або морська вода.

Забруднення можуть пошкодити насоси і паливні форсунки, викликати підвищений знос втулок циліндрів і сідел випускних клапанів. Застосування недостатньо очищеного рідкого палива також може привести до відкладень в газоходах і на лопатках турбокомпресорів.

Ефективне очищення можна забезпечити тільки сепарацією. Рекомендується, щоб продуктивність сепараторів була рівна щонайменше вказаній в інструкціях виробника. Для отримання оптимального очищення надзвичайно важливо, щоб сепаратор працював при мінімально можливій в'язкості палива і, щоб паливо якомога довше залишалося в барабані сепаратора.

Особливо для палив в'язкістю понад 180 сСт / 50°C в підігрівачі палива перед сепаратором слід підтримувати найвищу температуру – 98°C (208°F).

Для того, щоб паливо довше залишалося в сепараторі, витрату через сепаратора слід відрегулювати так, щоб він відповідав що вимагається двигуном кількості палива без зайвої рециркуляції. Отже, сепаратор повинен працювати 24 години на добу, виключаючи час, необхідний для очищення.

Беручи до уваги сучасні якості палив, слід зважати на необхідність досить частого очищення сепараторів. Для ефективного видалення води особливо важливий правильний підбір і правильна настройка регулювальних гвинтів і/або гравітаційних дисків. В інструкції по сепараторах вказано, як повинні бути відрегульовані диски або гвинти відповідно питомій вазі палива.

В практиці для очищення палива є в розпорядженні щонайменше два сепаратори. Результати дослідів обробки нинішніх сортів залишкового палива в сепараторах показали, що якнайкращий ефект очищення, особливо видалення дрібних частинок каталізаторів, виходить послідовною роботою сепараторів в режимі пурифікатор/кларифікатор.

Тому послідовна робота сепараторів, що забезпечує максимум безпеки, є повністю прийнятною альтернативою рекомендованій раніше паралельній роботі, за умови, що робоча продуктивність кожного з сепараторів достатня для обробки всієї кількості палива, що вимагається двигуном, без перевищення витрати, що рекомендується визотівником сепараторів для цього режиму роботи.

Якщо встановлена продуктивність сепараторів невелика в порівнянні з необхідною для в'язкості вживаного палива і, якщо є більше одного сепаратора, то може бути доцільний використовувати їх паралельно, щоб отримати ще дільш низьку величину потоку палива. Проте, в зв'язку з вищезазначеними результатами і рекомендаціями, слід серйозно пропрацювати установку нового устаткування, відповідного якості палива, вживається і рекомендаціям по потоку.

Для визначення необхідної продуктивності сепарації рекомендується слідувати вказівкам виробника сепараторів. На додаток до сепараторів в паливній системі може бути передбачено зомогенізатор для зомогенізації невидалених сепарацією води частинок шламу.

6.2.8 Паливна система. Залежно від якості палива двигун може бути оснащений різним устаткуванням.

Для роботи на МНО (морське дизельне паливо) на стандартний двигун встановлюються: Паливopідкачуючий насос.

Здвоєний фільтр з металевими вставками.

Система змащення ПНВТ.

ПНВТ з сальниковим ущільненням протічок палива.

Неохолоджувані форсунки.

Навішане устаткування для роботи на МНО спроектовано для установок з одним двигуном. Для ДЕУ з декількома двигунами рекомендується або мати роздільну подачу палива, або замінити насоси на електричні.

Важке паливо (HFO)

Для роботи на HFO (важке паливо) на стандартний двигун встановлюються:

Здвоєний паливний фільтр з металевими вставками.

Підпірний клапан поворотного палива.

Система змащення ПНВТ.

Неохолоджувані форсунки.

Устаткування, що навішано, спроектовано для використання в паливних модулях (дустерних модулях).

Для багатомашинних дизельних енергетичних установок загальна система паливopодачі повинна охоплювати всі двигуни.

Рекомендується використовувати на даному двигуні важке паливо з в'язкістю до 380 сСт / 50 °С, навіть якщо двигун розрахований на паливо з в'язкістю до 700 сСт / 50 °С, залежно від фактичної якості палива.

Максимальна в'язкість при уприскуванні – 12–14 сСт.

Висновки до розділу

Наведено особливості несення вахти під час стоянки судна на якорі і у порту, а також несення вахти в особливих умовах плавання: в умовах зграничної видимості та у прибережних водах. Проаналізовано особливості роботи машинного відділення із безвахтовим обслуговуванням.

Було розроблено питання технічної експлуатації паливної системи головного двигуна.

4.3 Боротьба з тероризмом і піратством

На відміну від древніх часів, коли піратство органічно вписувалося в виробництво і економіку держав, зараз, піратство в чому загрожує життєвоважливим інтересам держав.

Важливо відзначити, що моря і озера використовуються на благо людства, однак і в цій сфері знайшлося місце для скоєння злочину, погрожує про безпеку мореплавання, такого як морське піратство. Перш за все, міжнародне морське піратство як акт міжнародного злочину несе небезпеку на морях і озерах. Міжнародні злочини завдають серйозної шкоди міжнародному правопорядку, при цьому підривається мирне співробітництво держав, а згодом вникає вплив

держави і зачіпає права і свободи громадян, а також їх особисті інтереси. У зв'язку з цим зростає зацікавленість держав, у спільній боротьбі з цим порушенням.

Проблема боротьби з піратством обмежена низкою умов і засобів, що в даному контексті не дозволяє розглядати дану проблему в рамках однієї держави, а вимагає саме комплексного підходу до проблеми. Таким чином, ефективні заходи по припиненню морського піратства, а також високий рівень забезпечення морської безпеки з метою забезпечення надійного судноплавства містять оригінали завданнями світового співтовариства.

З метою забезпечення безпеки свого народу в межах країни, зокрема на море, а також захисту навколишнього середовища і підвищення морської безпеки, виникає необхідність співпраці держав по запобігання будь-яких актів піратства. У конвенціях ООН 1958 і 1982 років закріплено обов'язок держав співпрацювати в боротьбі з морським піратством. Стаття 14 Конвенції 1958 року говорить: "Все держави, в повній мірі зобов'язані до знищення піратства у відкритому морі і в інших місцях поза юрисдикцією будь-якої держави» 36 .

У Конвенції 1982 р ода це положення закріплено в статті 100, все держави співробітничать у припиненні піратства у відкритому морі або в будь-якому іншому місці за межами юрисдикції будь-якої держави в максимально можливій мірі.

У Декларації ООН 1970 року встановлено: «Держави зобов'язані співпрацювати один з одним незалежно від відмінностей їхніх політичних, економічних і соціальних систем в різних областях міжнародних відносин з метою підтримання міжнародного миру та безпеки і сприяння міжнародній економічній стабільності і прогресу, загальному добробуту народу і міжнародному співробітництву, вільному від дискримінації, має в своїй основі такі відмінності» .

Положення даних статей підтверджують один з основних принципів міжнародного права, який закріплений в Статуті ООН 1970 року народження, про принципи міжнародного права про дружні відносини і співробітництво між державами. У зв'язку з цим, слід зазначити думку професора Р.А. Каламкарян , де він приділяє особливе значення принципу добро совісно в міжнародному праві. Спочатку прийняті державою зобов'язання, які передбачають дотримання і здійснення міжнародно-правових норм по запобігання морського піратства на основі принципу сумлінності відповідно до Статуту ООН 1970 року.

Акти морського піратства можуть зачіпати різні національні інтереси: прапор судна; держави, в чий морській зоні стався напад; держави, передбачуваного походження злочинців; громадянства осіб держав, які перебувають на борту судна; держави, з яким пов'язані права власності на вантаж; і, можливо, також держави, в якому злочин було підготовлено, заплановано, або з території якого їм керували або управляли і. Заходи, що розробляються і впроваджуються в практику захисту судноплавства, здійснюються на трьох рівнях: глобальному, регіональному і урядовому .

Ефективне запобігання актів морського піратства можливо при організації двох складових:

- 1) діяльність співпрацюють держав;
- 2) діяльність міжнародних організацій.

При розгляді складових, було виявлено, що традиційно, головною діяльністю держав щодо запобігання морського піратства є патрулювання військовими кораблями і літаками небезпечної частини відкритого моря.

Однак, останні 15 років ВМФ Росії в більшості випадків припинив своє патрулювання в районі Південно-Східної Азії, винятком є лише випадок, коли було захоплено українське судно «Фаїна», де були присутні українські громадяни, в даному випадку Росія застосувала військові сили, використовуючи есмінець « Безстрашний ». Також відомі подібні випадки і з іншими країнами. Наприклад, число походів і патрулювання даного регіону ВМС США і Великобританії знизилася до 50%, і тільки ситуація 2008 року змозгла залучити військові сили цих країн. Іншими країнами відомі подібні випадки. Варто відзначити, що прибережні держави небезпечної акваторії іноді йдуть на контакт з метою співпраці по боротьбі з піратством.

Загальні інтереси держав передбачають вирішення питань з безпеки свободи судноплавства, а також вироблення заходів щодо запобігання морського піратства шляхом тісної взаємодії не тільки одного або декількох держав, а шляхом співпраці всієї світової спільноти.

Важливо відзначити, авторитетну думку професора Ю.С. Ромашева, який вважає, що поряд з інститутом міжнародного контролю над дотриманням виконання державами міжнародних договорів, необхідно говорити про інститут міжнародного контролю над дотриманням міжнародних договорів у сфері боротьби зі злочинами міжнародного характеру. Далі він зазначає, що якщо перший вид контролю передбачає взаємний контроль над діяльністю держав-учасників міжнародних договорів, то другий – взаємний контроль держав-учасників міжнародних договорів за неправомірною поведінкою їх громадян, яка може кваліфікуватися як злочин міжнародного характеру (за відповідністю поведінки фізичних осіб нормам міжнародного права) 41.

Таким чином, можна зробити висновок, що в силу прийнятих на себе зобов'язань держави повинні співпрацювати в боротьбі з морським піратством. Підставою для такого співробітництва є Статут ООН (принципи співробітництва і сумлінного виконання зобов'язань) і конкретизують норми, закріплені в Конвенції 1958 року і Конвенції 1982 року.

Одним із завдань співробітництва держав є взаємний контроль над виконанням міжнародних договорів у сфері боротьби з морським піратством; а також взаємний контроль над неправомірною поведінкою громадян держав-членів міжнародних договорів, яка може кваліфікуватися як піратство.

Слід підкреслити, що аж до закінчення Другої світової війни був відсутній єдиний підхід до визначення піратства, а правової основи боротьби з цим явищем служили міжнародно-правові звичаї, що створювало певні труднощі. Вперше офіційне закріплення поняття отримало в Женевській конвенції про відкрите море, прийнятій 29 квітня 1958 р в зв'язку з чим намітилася процедура боротьби. Згідно зі статтею 15, піратством є будь-який з перерахованих нижче дії:

1) будь-який неправомірний акт насильства, затримання або будь-який грабіж, який чинять з особистими цілями екіпажем чи пасажиром будь-якого приватновласницького судна або приватних літального апарату і спрямований:

а) у відкритому морі проти іншого судна або літального апарату, або проти осіб або майна, які перебувають на їх борту;

б) проти будь-якого судна або літального апарату, осіб або майна в місці поза юрисдикції якого б то не було держави;

2) будь-який акт добровільної участі у використанні будь-якого судна або літального апарату, досконалий зі знанням обставин, в силу яких судно або літальний апарат є піратським судном або піратським літальним апаратом;

3) будь-яке діяння, що є підбурюванням або свідомим сприянням здійсненню дії, передбаченої у підпунктах 1 і 2 цієї статті.

Ці визначення практично дослівно повторюється в статті 101 Конвенції ООН з морського права, прийнятої 10 грудня 1982 року і вступила в силу через 12 років – 16 листопада 1994 р 43 .

Визначення, закріплені в конвенціях, визнані більшістю держав і знайшли відображення в кримінальному законодавстві деяких країн. Зокрема, російське законодавство (ст. 227 КК РФ) трактує піратство як «напад на морське або річкове судно з метою заволодіння чужим майном, вчинене із застосуванням насильства або з погрозою його застосування» 44 . Однак доромьда з цим явищем істотно ускладнюються тим, що піратські напади, як правило, відбуваються у відкритому морі, а не в територіальних водах держави.

Ще одним міжнародно-правовим документом, кваліфікуючим піратство як злочин, є прийнята 10 березня 1988 р Римська конвенція про доромьду з незаконними актами, спрямованими проти безпеки морського судноплавства 45 . На відміну від попередніх конвенцій дана конвенція спрямована на припинення більш широкого кола злочинних посягань. Як предмет регулювання називається доромьда з незаконними актами в міжнародному морському судноплавстві. Крім того, істотна відмінність полягає в сфері застосування: дія даної конвенції поширює ся на злочини, що здійснюються як у внутрішніх морських водах, так і в територіальних водах, і у відкритому морі.

Піратство досить тісно переплітається з таким явищем, як тероризм. Сьогорні сфера дії терористів включає не тільки сухопутний територію, а й охоплює повітряний і морський простору, а також території, що знаходяться за межами юрисдикції держави, – відкрите море і повітряний простір над ним. Морський тероризм, будучи одним з аспектів тероризму в широкому розумінні, відрізняється від нього лише тим, що сферою дії морських терористів є відкрите море, берегові споруди, територіальне море, континентальний шельф і виняткова економічна зона, тобто охоплюється простір як в рамках юрисдикції держав, так і за її межами.

Визначення тероризму і його різних аспектів закріплено в багатьох міжнародних угодах. Однак немає жодного діючого універсального міжнародно-правового акту, який би визначав дії, що відносяться до терористичного акту на море, і передбачав заходи доромьди з ними. Це положення актуально і для російської правової науки, в якій відсутнє визначення поняття «морський тероризм». Однак багатьма дослідниками робляться спроби дати подібне визначення. Так, А.В. Бреєв під морським тероризмом розуміє дії протиправного характеру (захоплення або викрадення, вибух морського судна), які спричинили за собою нещасні випадки з людьми, матеріальні збитки з метою залякування органів державної влади або висловлення незгоди з тим чи іншим політичним рішенням 47 .

У деяких роботах обидва цих явища ототожнюються: морський тероризм розглядається як акт піратства (тероризму), зроблений в територіальних водах держави або у відкритому морі з особистих, фінансових або політичних мотивів проти військовослужбовців або цивільних осіб

недержавними суб'єктами. Також морський тероризм трактується як акт піратства, проведений з метою фінансування терористичних організацій

При аналізі співвідношення морського тероризму і піратства слід виявити загальні риси даних явищ і знайти відмінності між ними. Так, спільною рисою, яка характерна як для піратства, так і для морського тероризму, є тактика поведінки, розрахована на те, щоб викликати сильний переляк з метою, щоб місто, яке тероризують, був готовий виконати будь-яку вимогу терористів 49. Інший загальний ознака полягає в тому, що і ті, і інші виступають як приватні особи або члени організації і, у всякому разі, формально не залежать від держави, яке, в свою чергу, не несе відповідальності за їх дії та заподіяну ними шкоду. За словами члена американської Ради з міжнародних відносин, фахівця з проблем Африки Стефані Хансон, пірати і терористи, будучи недержавними формуваннями, від'єднують себе від своєї держави і створюють екстериторіальні союзи. Вони здійснюють злочинні дії проти цивільних осіб в особистих цілях 50.

Слід зазначити, що мотиви, які спонукають як піратів, так і терористів до вчинення злочинних діянь збігаються. Серед мотивів можуть виступати як психологічні особливості злочинців, так і рівень добродушності їх держав. Як правило, піратські напади і терористичні акти відбуваються представниками т.зв. «Відбулися», для яких характерний розвал політичних інститутів, законодавчої системи. Подібні держави є реальними або потенційними осередками конфліктів. Так, наприклад, з 1991 р Сомалі фактично перестало існувати як держава, а територія країни, на якій було створено кілька розрізнених утворень, контролюється окремими польовими командами. Піратство є основним джерелом заробітку місцевого населення. У країні, насиченою зброєю, не складає великих труднощів організувати добре оснащені рейдерські групи. Місцева влада не зацікавлена в будь-якому протидії піратству, оскільки воно не впливає на їх міжнародний статус. Вони або закривають очі на піратський промисел, або беруть участь в ньому самі. Відсутність влади в країні дає можливість піратам приводити суду в бунт вздовж узбережжя Сомалі і тримати там як завгодно довго, до отримання за суду і екіпажі викупу. Тому видається, що найбільш ефективний метод в боротьбі з цими явищами полягає в створенні міжнародною спільнотою необхідних умов для проведення подібними державами необхідних економічних і політичних реформ.

Крім того, об'єктами нападів як піратів, так і морських терористів служать суду, майно пасажирів і членів екіпажу, а в кінцевому рахунку – свобода морів і безпека морського плавання, є основоположними принципами міжнародного права.

Відмінності ж між цими явищами полягають в цілях, які переслідують виконавці. Для піратів першочергове завдання полягає в отриманні грошового прибутку, збагаченні, тобто банкету ти переслідують особисті цілі. Мета морських терористів, на думку А. Крикунова, полягає в залякуванні влади, як правило, з метою виконання політичних вимог. Іншими словами, цілі терористів носять явно виражений політичний характер. Крім того, пірати уникають афішування своїх дій і вдаються до сили в останню чергу, морські терористи, як правило, прагнуть до афішуванню твориться ними насильства.

Однак на практиці межі між цими явищами часто виявляються розмитими. Єдине, що можна сміливо стверджувати, – морський тероризм незначно відрізняється від відомого з незапам'ятних часів піратства. Останнім часом стає все складніше визначити чітку грань між ними. Так,

наприклад, в Сомалі між піратами і терористичними організаціями давно існують міцні зв'язки. Регіони сучасного піратства – Аденську затоку, Аравійське море, Індійський океан і Південно-Китайське море – привертають до себе все більшу увагу терористичних організацій. Використовуючи піратську тактику, терористи прагнуть поширити джихад і на морські узбережжя.

Також слід розуміти, що тероризм і піратство більше не є відокремленими проблемами і боротися з ними слід як з єдиним цілим. Для піддаються нападу членів екіпажу і пасажирів судів не має значення, чи є вони жертвами зрадників або осіб, які мають політичну або релігійні ні мети.

З питання про боротьбу з тероризмом на морі є значна кількість досліджень, наприклад, збірник праць англійських і американських авторів «Насильство на морі: огляд тероризму, актів війни і піратства та контрзаходи для попередження тероризму», випущений в Парижі в 1986 р. Широкий аспект думок, представлених у збірці, охоплює як теорію, так і практику тероризму на морі, причому як в умовах світу, так і в ході військових дій. Слід погодитися з авторами книги, вважається в піратстві попередника тероризму на морі, боротьба з яким повинна ґрунтуватися на тих же міжнародно-правових принципах, на яких ведеться боротьба з піратством. Цю точку зору поділяють і американські вчені, зокрема, Б.А. Бозек.

Таким чином, як піратство, так і тероризм в широкому розумінні становлять загрозу для всього міжнародного співтовариства. Тому боротьба з даними явищами повинна ґрунтуватися на усвідомленні кожною державою небезпеки подібних явищ і носити комплексний характер, тобто бути спрямованою на ліквідацію причин і зачіпати всі сфери суспільного життя.

В основному співробітництво держав здійснюється через міжнародні організації, таким чином, перед нами постає завдання необхідності розгляду та аналізу ролі міжнародних організації у протидії морському піратству. Міжнародні організації, будучи суб'єктами міжнародного права, відіграють дуже значну роль в регулюванні міждержавних відносин. Міжнародні організації є інституційною основою багатосторонньої співпраці держав, а також дієвим механізмом об'єднання зусиль світової спільноти у боротьбі з морським піратством.

Організація Об'єднаних Націй займає головне місце в системі міжнародних організацій, за допомогою якої виконується міжнародно-правове співробітництво держав, в боротьбі з морським піратством. Саме початок роботи ООН поклало початок розвитку взаємодії держав у вирішенні проблем безпеки, особливо безпеки судноплавства. Найзначнішою подією в історії боротьби з піратством правовими засобами є розробка і прийняття Конвенції «Про відкрите море» 1958 року, в якій вперше було дано універсальне конвенціональне визначення піратства. Надалі було прийнято Конвенцію ООН з морського права 1982 року, в якій положення, що стосуються боротьби з морським піратством, зазнали незначних змін. У 2008 році піратство являло собою зростаючу загрозу міжнародним програмам з надання гуманітарної допомоги та безпеки судноплавства а в країнах, що межують з Аденською затокою. У зв'язку з подіями 2008 року ООН приділяла достатньо уваги проблемі боротьби з піратством, особливо біля берегів

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.

5 Аналіз суднового електрообладнання, електронної апаратури та систем керування, діагностування і 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 Регістром 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;

1. виключення неприпустимих режимів роботи головних двигунів і рушіїв (мимовільне підвищення частоти обертання, пуск і реверс) при виході зі строю ДАУ;
2. 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 теж температура робочих середовищ:

- охолоджувального 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 більше) повинні бути виконані таким чином, щоб при спрацьовуванні захисту одного двигуна, інші залишались у роботі на режимах, які викликають перевантаження.

Контрольовані параметри автоматизованих головних механізмів і рушіїв, місце заміру, граничні значення параметрів і види автоматичного захисту і індикації параметрів приведені нижче.

Перелік контрольованих параметрів автоматизації А1

- 1 Паливна система
- 2 Тиск палива після фільтру (на вході у двигун)
- 3 В'язкість (температура) палива перед паливними насосами високого тиску
- 4 Протікання палива з трубопроводів високого тиску

- 5 Рівень палива у витратній цистерні
- 6 Тиск у загальному колекторі палива високого тиску
- 7 Система змащувального масла
- 8 Тиск змащувального масла на рамовий і упорний підшипники
- 9 Тиск змащувального масла на крейцкопфний підшипник
- 10 Тиск змащувального масла на розподільний вал
- 11 Температура змащувального масла на розподільчий вал
- 12 Температура змащувального масла на вході у двигун
- 13 Температура вкладишів упорного підшипника, або температура змащувального масла на виході з підшипника
- 14 Температура мастильного масла на виході з рамового, шатунного, крейцкопфного підшипників, або масляного туману у картері
- 15 Поток мастильного масла циліндрів на виході з кожного лубрикатора
- 16 Рівень масла у стічно-циркуляційній цистерні
- 17 Тиск у загальному колекторі серво (управляючого) масла
- 18 Турбонагнітач
- 19 Тиск мастильного масла на вході у турбонагнітач
- 20 Температура мастильного масла на виході з кожного підшипника турбонагнітача
- 21 Частота обертання турбонагнітача
- 22 Система охолодження поршнів
- 23 Тиск рідини, яка охолоджує поршні, на вході у двигун
- 24 Температура рідини, яка охолоджує поршень, на виході з кожного поршня
- 25 Потік рідини, яка охолоджує поршні, на виході з кожного поршня
- 26 Рівень рідини, яка охолоджує поршні, у розширювальній цистерні
- 27 Система охолодження забортною водою
- 28 Тиск забортної води
- 29 Система охолодження циліндрів прісною водою
- 30 Тиск охолоджуючої води на вході у магістральний трубопровід
- 31 Температура охолоджуючої води на виході з кожного циліндра
- 32 Наявність масла у прісній охолоджуючій воді
- 33 Рівень охолоджуючої
- 34 Система пускового повітря
- 35 Тиск пускового повітря перед головним пусковим клапаном
- 36 Тиск повітря управління у системі управління двигуном
- 37 Тиск повітря управління у системі екстреної зупинки двигуна
- 38 Система продувочного повітря
- 39 Тиск продувочного повітря у ресивері
- 40 Температура у під поршневих і продув очних просторах (загоряння)
- 41 Рівень води у ресивері продувочного масла
- 42 Газовипускна система
- 43 Температура випускних газів на виході з кожного циліндра

44 Температура випускних газів на виході з кожного циліндра, відхилення від середнього значення

45 Температура випускних газів на вході кожного турбонагнітача

46 Температура випускних газів на виході кожного турбонагнітача

47 Система охолодження форсунок

48 Тиск рідини у системі охолодження форсунок

49 Температура рідини у системі охолодження форсунок

50 Рівень охолоджуючої рідини форсунок у розширювальній цистерні

51 Частота/напрямок обертання двигуна

52 Протилежне заданому напрямку обертання двигуна

53 Перевищення припустимій частоті обертання двигуна

54 Несправність живлення систем управління, захисту і АПС

55 Концентрація газу у машинних приміщеннях

Примітка: Для групи параметрів 1 передбачається загальний датчик для систем індикації, АПС і захисту (на зниження навантаження);

для групи параметрів 2 — датчик системи автоматичного пуску резервних насосів;

для групи параметрів 3 — датчик системи захисту (зупинка двигуна).

1. При можливості переповнення також повинна бути передбачена сигналізація по верхньому рівню.

2. При наявності роздільних систем мастильного масла.

3. Для двигунів потужністю більше 2250 кВт з діаметром циліндра більше 300 мм.

4. При наявності декількох систем мастильного масла (для розподільного валу, клапанних коромисел і т.п.) індивідуальний сигнал АПС повинен бути передбачений для кожної системи.

5. Зниження навантаження не потрібно, якщо охолоджуючою рідиною є циркуляційне масло.

6. При неможливості, через конструкції двигуна, здійснення контролю потоку рідини, яка охолоджує поршні, допускається прийняття альтернативних мір контролю теплового стану поршнів.

7. При наявності загального для всіх циліндрових втулок охолоджувача без індивідуальних запірних клапанів.

8. При використанні охолоджуючої води у теплообмінних апаратах палива і мастильного масла.

9. 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 підлягає спеціальному розгляданню Регістром DNV.

Параметри автоматизованих компресорних установок, які контролюються, місця заміру, граничні значення параметрів і види автоматичного захисту і індикації параметрів.

Таблиця 26 Контрольовані параметри автоматизації

№ 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 льяльних 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. 27.

Таблиця 27 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.

5.15 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.

Контролюючі параметри автоматизованих холодильних установок, їх граничні значення.

5.16 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 узагальненим 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 окремий сигнал „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 Резістром, 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 пристрій виклику персоналу з машинних приміщень.

В центральному посту управління повинні бути передбачені окремі сигнали:

„Вода в машинному приміщенні”;

„Пожежа у машинному приміщенні”, а також окремий сигнал „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 несправностях механічної установки, а також пристрої сигналізації.

Квінтування кожного сигналу на цих устроях 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.

5.1.9 Автоматизація частоти регулювання швидкості (до аркуша графіки)

Призначення регулятора частоти обертання — підтримка постійного значення частоти обертання колінчастого валу двигуна, за допомогою керування кількістю подаваного палива. На двигунах даного типу використовуються, в залежності від конкретного використання, регулятори швидкості Woodward UG 12.8D, PGA або EGB 10. В особливих випадках регулятори інших виробників.

Регулятор складається з:

- 1 – вихідний вал регулятора;
- 2 – Р – датчик;
- 3 – обмежувач навантаження;

- 4 – зольчастий лапан;
- 5 – пробка спуску мастила;
- 6 – привідний вал;
- 7 – смотрове скло показчика рівня мастила;
- 8 – підрегулювання зворотного зв'язку;
- 9 – маховик датчика установок;
- 10 – індикатор установок;
- 11 – сервомотор датчика установок;
- 12 – клемова плата;
- 13 – електромагніт;
- 14 – кришка патрубка для заливу мастила;
- 15 – масляний фільтр;
- 16 – охолоджувач мастила.

5.2 Розробка програми ходових випробувань головного двигуна

Заключним етапом будівництва судна є здавально-приймальні випробування, у процесі яких визначається придатність судна до експлуатації, експлуатаційні якості відповідність технічних характеристик проектним даним. Цим випробуванням передують на різні перевірки протягом всього будівництва судна, що гарантують надійну роботу всіх елементів судна на випробуваннях і при експлуатації.

Перевірки включають випробування матеріалів, арматури, ємностей, трубопроводів, стендові іспити механізмів і устаткування. Розрізняють здавально-приймальні випробування головних і серійних суден серії. Здавально-приймальні випробування головного судна проводяться по дільш розширеній програмі. Трудомісткість випробувань на 30...50% вище ніж для серійних суден. Обумовлено це остаточним коректуванням проекту [27].

Здавально-приймальні випробування серійних суден виконується для перевірки технічних характеристик і експлуатаційних якостей побудованого судна:

1. відповідність документам специфікації документів про зміну і доповнення які внесені у процесі будівництва;
2. для перевірки надійності роботи устаткування і пристроїв;
3. для передачі в ході випробувань судна замовникові;

Трудомісткість здавально-приймальних випробувань серійного судна складає 4...7% від трудомісткості будівлі судна, а – трудомісткість будівництва головного судна може бути до 80% вище, ніж серійного.

Здавально-приймальні випробування включають швартовні та ходові випробування. Швартовні проводяться на судні, що знаходиться на плаву, пришвартоване до причальної стінки, або пірсу. Вони представляють сукупність налагоджувальних і режимних випробувань. Метою швартовних випробувань є перевірка якості монтажу устаткування перевірка надійності дії і взаємодії устаткування, яке випробують, а також остаточна перевірка в роботі (на режимних випробуваннях) устаткування, що не залежить від ходових умов і задач його замовникові).

Ходові випробування машин, механізмів здійснюється в ходових умовах їхньої нормальної експлуатації. На ходових випробуваннях налагоджують і перевіряють надійність роботи головного двигуна і допоміжних комплексів, механізмів і пристроїв, що за умовами своєї роботи не можуть бути випробувані остаточно на швартовних випробуваннях.

Тут також перевіряється економічність роботи установки, морехідні якості і технічні характеристики судна. За роботою технічних засобів, що остаточно перевірені на швартовних випробуваннях, здійснюється загальне спостереження. Під час ходових випробувань судно може бути остаточно передано замовникові.

Для найбільш складних суден ходові випробування підрозділяються на заводські ходові і гарантію-здавальні. Вони представляють собою сукупність налагоджувальних, режимних і чисто прогресивних випробувань.

Заводські ходові випробування проводяться в ходових умовах з метою остаточного регулювання перевірки надійності технічних засобів, що не були здані на швартовних випробуваннях, та перевірки експлуатаційних якостей судна. Гарантію-здавальні випробування є заключними, здійснюються з метою остаточної перевірки відповідності проекту основних технічних характеристик побудованого судна і остаточної передачі його замовникові.

5.2.1 Загальні вказівки

Дійсна методика складена по програмі для проведення випробувань головного двигуна 6G45ME-C9.

Обслуговування головного двигуна під час випробувань повинно здійснюватись відповідно до інструкцій по обслуговуванню двигуна і засобів автоматизації.

До початку ходових випробувань головний двигун повинен бути обкатаний по програмі, складеній фірмою-виробником.

Виміри при випробуваннях здійснюються штатними і позаштатними контрольними вимірювальними приладами.

До пред'явлення головного двигуна Регістру здійснюється випробування головного двигуна в обсязі даної методики в присутності представника ОТК тривалістю, необхідною для висновку про працездатність.

Результатом випробувань головного двигуна, в обсязі даної методики, є закриття посвідчень про приймання головного двигуна на швартовних і ходових випробуваннях.

Зазначені за порядковим номером і пунктом, методика номера в дужках відповідає пунктам програми.

Безпека проведення випробувань забезпечується виконанням особами, зарахованими у здавальну команду, вимог, викладених у інструкціях з експлуатації двигуна, що комплектують устаткування автоматизації.

Організація, порядок, умови і підготовка до проведення випробувань повинні відповідати ОСТ 5.0347-81 „Випробуванню здавально-приймальних суден цивільного призначення. Порядок проведення і основні положення”.

У процесі випробувань необхідно вести облік виявлених дефектів і відмовлень:

- тривалість роботи до відмовлення;
- умови роботи при відмовленні;
- найменування вузла, що відмовив, (деталі) і його зав.
- причини відмовлення, дефекту;
- ужиті заходи для усунення відмовлення;
- час, витрачений на усунення відмовлення.

5.2.2 Технічна документація

Необхідна документація для проведення ходових випробувань представлена в табл. 28

Таблиця 29 Перелік технічної документації

№ п/п	Найменування	Номер документу
1	Специфікація (виконана)	
2	Технічний опис та інструкція з експлуатації двигунів 6G45ME-C9	
3	Система підігріву рідин Опис і інструкція обслуговування	
4	Система стиснутого повітря. Опис і інструкція обслуговування	
5	Система паливна Опис і інструкція обслуговування	
6	Система масляна Опис і інструкція обслуговування	
7	Система охолодження Опис і інструкція обслуговування	
8	Система масляна. Трубопровід змащення і охолодження підшипників деїдвудних Опис і інструкція обслуговування	
9	Валоповоротні пристрої Опис і інструкція обслуговування	
10	Валопровід Формуляр	
11	Електропривод суднових механізмів і пристроїв Опис і інструкція обслуговування	
12	Валопровід Технічний опис і інструкція з експлуатації	
13	Програми випробувань	
14	Збірник вахтових інструкцій механізмів у МКВ	
15	Технічні умови на судновий дизель	
16	Технічні формуляри або паспорти механізмів, заповнені на момент випробувань	
17	Аналіз палива і масла, прийнятих для здійснення випробувань	

18	Перелік контрольованих параметрів і настроювання приладів автоматики ЕУ	
19	Схема електрична загальна	
20	Таблиця червоних рис манометрів ЕУ	
21	Технічний опис, формуляр або паспорти, заповнені на момент випробувань, прилади, що поставляються комплексно з ГД	

5.2.3 Контрольно-вимірювальні прилади

Для проведення контролю параметрів головного двигуна і обслуговуючих його механізмів на судні використовують контрольно-вимірювальні прилади (див. табл. 29)

Таблиця 30 Перелік контрольно-вимірювальних приладів

Найменування	Кількість	Межі шкали	ТУ або ДСТ
Мегаомметр 500 В	1	0-100 МОм	ТУ-04-2131-78
Мегаомметр 100 В	1	0-20 МОм	
Амперметр змінного струму	1	0-10 А	ТУ-25-04-019-66
Вантажо-поршковий манометр МП-60	1	0-60 кг/см ²	ДСТ 8291-69
Контрольний манометр	1	0-2,5 кг/см ²	ТУ 03-547-66
Контрольний манометр	1	0-10 кг/см ²	ТУ 03-547-66
Контрольний манометр	1	0-40 кг/см ²	ТУ 03-547-66
Амперметр змінного струму	1	0-30 А	
Вольтметр змінного струму	1	0-450 В	ТУ 25-04-019-66
Годинник	1		
Секундомір	1		ДСТ 5072-72
Термоданя БПЕ-25	1	0-100 °С	ВІН 9-780-67
Найменування	Кількість	Межі шкали	ТУ або ДСТ
Прилад комбінований Ц 4312	1		ТУ 25-04-3300-77
Манометр типу МО, 10 кг/см ² , клас точності 0,4	1	0...10 кг/см ²	ТУ 25-07-996-71
Індикатор „Маїзак типу 50”	1		
Планіметр	1		

5.2.4 Ходові випробування

Ходові випробування ГД передбачають перевірку роботи дизеля на сортах палива, передбачених проектною документацією, а також реверсування дизеля з усіх місць управління.

Дизельні установки, навантаження яких змінюються по гвинтовій характеристиці, випробують на режимах, зазначених у табл. 30. Протягом усього періоду ходових випробувань перевіряють комплексну роботу систем і ЦАК по визначенню параметрів ГД з додатковим контролем їхніми штатними приладами, встановленими на механізмах [27].

Таблиця 31 Режими ходових випробувань дизельних установок, які працюють по гвинтовій характеристиці

Номер режиму	Частота обертання, % від номінальної	Тривалість випробувань, год. при потужності дизеля, кВт				
		До 560	561-1130	1131-5650	5651-11300	>11300
1	63	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
2	80	0,50	0,50	1,00	1,00	1,00
3	91	0,50	1,00	1,00	1,00	1,00
4	100	2,00	4,00	6,00	7,00	8,00
5	103	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
6	Задній хід	0,50	1,00	1,00	1,00	1,00
7	Мінімально стійка	0,25	0,25	0,50	0,50	0,50

Примітка: Тривалість випробування (вихід) здійснюється після завершення ходових випробувань ГД. Під час ревізії роблять контрольне розкриття механізмів, пристроїв і систем. Для виявлення дефектних вузлів і деталей у процесі випробувань і контрольного розкриття використовують засоби технічної діагностики. Після усунення зауважень і дефектів проводять контрольні випробування у двох режимах навантаження – повний передній і задній ходи. Тривалість цих випробувань на першому режимі і для дизельних установок від 561 до 5650 кВт – 2 год., на другому режимі і для всіх потужностей дизелів – 0,25 год. При контрольних випробуваннях повинні бути підтверджені параметри, що вимірялися під час ходових випробувань.

Під час контрольного виходу проводиться цілий комплекс робіт по головному двигуну, який неможливо виконати при виконанні ходових випробувань коло стінки заводу:

- 12 пусків-реверсів з роботою системи автоматики;
- робота машини на задній хід 1 година;
- мінімально стійке число обертів 0,5 години;
- робота двигуна на протязі 6 годин, на повному ході при управлінні з рульової рубки;
- перевірка програм і маніпуляцій з ГД, з рульової рубки;
- робота двигуна при максимальній потужності 1 годину;
- перевірка устрою „збереження режиму” при втраті живлення;
- перевірка реверсів;

– перевірка роботи всіх постів керування.

5.2.5 Вимір параметрів головної пропульсивної установки (ГЕУ).

Під час випробувань ГЕУ вимірюють крутильні і подовжні коливання лінії валу, обертовий момент (на головних суднах), частоту обертання, потужність, тиск і розрідження, температури, витрати палива, та масла [27].

Резонансні крутильні подовжні коливання в системі „дизель – лінія валу – гребний звинт” визначають у робочому діапазоні зміни частоти обертання за результатами торсіографування.

Обертовий момент на гребному валові обчислюють вимірюючи деформацію вала торсіометром, або вбудованим у дизель вимірником обертового моменту. У першому випадку повинно бути попередньо відтаріровано на стенді підприємства-виготовлювача для визначення співвідношення між кутами скручування двох заздалегідь установлених перетинів вала з додатком до нього заданого крутячого моменту. Скручуючий момент, Н·м,

$$M_{KP} = \pi \cdot E_c \cdot J_p \cdot \varphi_{CK}$$

де E_c – модуль зрушення, Па;

J_p – полярний момент інерції валу, м⁴;

φ_{CK} – кут скручування, що представляє собою відношення абсолютного кута скручування до довжини тарованої ділянки, рад/м.

Потужність дизелів, що працюють на рушії, визначають за результатами виміру на валу обертового моменту і частоти обертання. Припустимо знаходити потужність по середньому індикаторному тиску, частоті обертання вала і механічному ККД, або іншим непрямим методом за рекомендацією підприємства-виготовлювача.

Для визначення індикаторної потужності проводиться зняття індикаторних діаграм індикатором і їх обробка планіметром. В такому випадку, якщо двигун має систему діагностування, постійно можна знати величини моменту, що крутить, числа обертів і ефективної потужності.

Таблиця 32 Величина контрольованих параметрів і їх граничні значення

№	Символ	f – злив t – температура, °C p – тиск, МПа sp – швидкість, хв ⁻¹ . i – рівень v – в'язкість	Нормативне значення	Граничне максимальне	Граничне мінімальне значення	Зниження	Зуліпка
1	2	3	4	5	6	7	8
1	v	Паливо після фільтра	10–15	20	7		
2	p	Паливо в двигун	0,7–0,8		0,65		
3	p	Падіння тиску при проходженні через фільтр	0,02–0,05				
4	t	Вхід масла у двигун	40–45	55	35	60	
5	t	Вихід масла з двигуна	50–60	65			

6	t	Продовження табл. 31 Вихід масла з охолодження поршнів	55–65	70		75	
1	2	3	4	5	6	7	8
7	f	Потік масла з охолодження поршнів		Нема поток		Нема поток	
8	t	Вихід масла з турбонагнітача	70–115				
9	p	Повітря у МВ	0,095– 0,105				
10	p	Масло на охолодження поршнів	0,19				
11	p	Масло на зупинку двигуна (охолодження поршнів)	0,11			0,07	
12	p	Масло на рамові підшипники	0,19				
13	p	Масло на зупинку ГД (на рамові підшипники)	0,09			0,07	0,05
14	t	Повітря у компресор турбонагнітача	–10...+45				
15	t	Масло від рамових підшипників	50–60	60			
16	t	Масло від мотильових підшипників	50–60	60		70	
17	t	Масло від головних підшипників	50–60	60		70	
18	t	Сегменти упорного підшипника	60–70	75		80	90
19	t	Масло на підшипники розподільного валу і вихлопний клапан	40–45	55			
20	p	Масло на підшипники розподільного валу і вихлопний клапан	0,25–0,3		0,2		0,15
21	t	Вихід масла з под-ов розподільчого валу	45–50	70		60	
22	i	Масло у лубрикаторі			Низький рівень	Нема рівня	
23	p	Масло у турбонагнітач	0,15– 0,22		0,12		0,08
24	t	Масло від турбонагнітача	70–90	95		55	
25	t	Охолоджувальна вода у охолоджувач повітря	>10–32	40			
26	t	Охолоджувальна вода охолоджувача масла	>10–32		10		
27	p	Охолоджувальна вода у охолоджувач повітря	0,2–0,25	0,35	0,1		
28	p	Охолоджувальна прісна вода на вході в двигун	0,35– 0,45		0,2	0,15	0,1
29	t	Охолоджувальна прісна вода на вході в двигун	65–70		57		

Продовження табл 31

1	2	3	4	5	6	7	8
30	t	Охолоджувальна прісна вода на виході з двигуна (охолодження кришки і втулки)	80–85	90		95	
31	t	Охолоджувальна прісна вода на виході з охолодження вихлопного клапану	100–110				
32	p	Падіння тиску води при проході через двигун	0,08–0,14			0,04	
1	2	3	4	5	6	7	8
33	t	Охолоджувальна вода на виході з турбонагнітача	80–85	90			
34	p	Пускове повітря	3		1,5		
35	p	Повітря на систему автоматики	0,7		0,55		
36	t	Продувачне повітря у реверсі		55		65	
37	t	Повітря в картері		80		120	
38	p	Повітря у реверсі	0,55		0,45		
39	t	Вихлопні гази перед турбіною	320–390				
40	t	Вихлопні гази після вихлопного клапану	380–430	430		450	
41	t	Різниця для вихлопних газів		+50	–50	±60	
42	t	Вихлопні гази після турбонагнітача	220–300				
43		Концентрація масляного туману у картері		0,5 мд/1		0,5 мд/1	
44	sp	Граничне число обертів					MCR min ⁻¹ 1,09
45	p	Повітря на регулятор	0,05–0,5				
46		Вібрація турбонагнітача		Висока			

Висновок з розділу

В розділі розроблено програму випробувань головного двигуна 6G45ME-C9, вказано регульовані параметри та перелік контрольно-вимірювальних приладів, що необхідні при проведенні робіт.

6 Технологічна розробка елементів СЕУ

6.1 Технологічне обслуговування та ремонт поршня МОД

6.1.1 Демонтаж і розбирання ЦПГ

Запобіжні заходи

Перед провертанням двигуна переконатися в відсутності в картері сторонніх предметів.

При підйомі поршня контролювати рівномірність його підйому і відсутність задирів, стежити, щоб шатун не зачепив за втулку і не вдарив по її поверхні.

Зняті поршневі кільця вставити в отвори планок відповідно до номерів канавок поршня, у яких вони розташувалися. На планках повинний бути зазначений номер циліндра.

При відчищенні поршня не вживати інструмент із гострими кромками.

6.1.2 Підготовчі роботи

Для виконання робіт варто підібрати необхідний інструмент, пристосування й оснащення.

Демонтувати кришку циліндра.

Провертаючи двигун, установити поршень у положенні 150 мм до ВМТ.

Очистити від нагару верхню частину втулки. Для запобігання влучення сторонніх часток між поршнем і втулкою, зазор варто заповнити пластичним чи змащенням шнуром, просоченим змащенням (можна використовувати старе поршневе кільце). Оберігати від ушкодження робочу поверхню втулки в зоні ходу поршневих кілець. Наробітку у верхній частині втулки необхідно обробити шабером чи абразивним каменем до плавного переходу.

Прочистити отвір в голівці поршня мітчиком.

Видалити нагар, промити верхню частину втулки дизельним паливом.

6.1.3 Демонтаж

Провертаючи двигун, установити колінчатий вал так, щоб мотилева шийка знаходилась з боку розподілу, а поршень у положенні від 26 до 30 мм нижче ВМТ (величина відповідного кута складає від 24°30 до 27°30 ВМТ) для двигуна з косим розніманням шатуна чи в ВМТ для двигуна з прямим розніманням шатуна.

Установити на поршень пристосування (рис. 41).

Перевірити надійність кріплення пластин захисту втулки і підтримки верхнього вкладиша.

Перевірити установку захисних втулок шпильок кріплення кришки циліндра.

Підвісити поршень на таль, підняти вертикально до виходу шатуна з втулки, дотримуючи запобіжного заходу.

Установити на шатун пристосування для захисту тронка поршня від ударів шатуна.

Відвести поршень убік і установити на спеціальну підставку чи на стійку дерев'яну опору. Промити робочу поверхню втулки циліндра дизельним паливом (рис. 41).

Вимірити внутрішній діаметр втулки мікрометричним штихмасом.

При кожній підйомі поршня рекомендується, а при заміні кілець обов'язково, робочі поверхні втулки циліндра надати шорсткість хонингованієм чи обробкою вручну дрібнозернистим абразивним каменем, шліфувальною шкуркою. Обробку вручну робити так, щоб сліди обробки перетиналися і мали нахил 120° . Обробку робити на ділянці від 85 мм до 700 мм від верхнього бурту втулки.

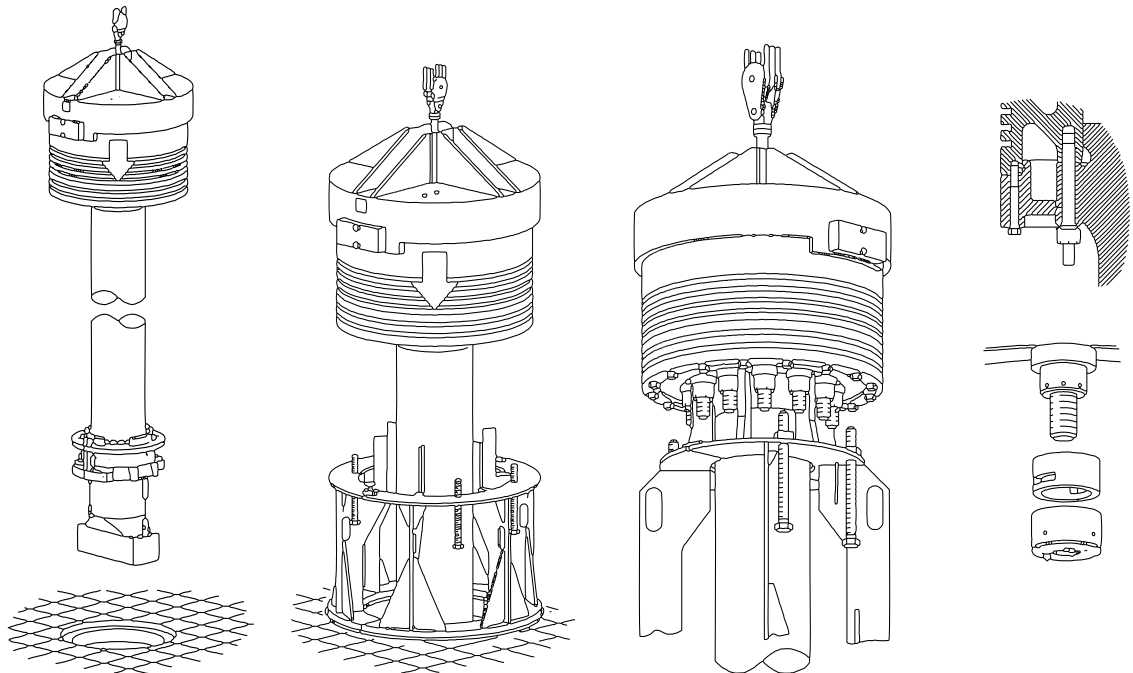


Рисунок 41 Встановлення поршня на пристосування

Очистити й оглянути поршень. Очищення варто робити препаратами, рекомендованими технічними службами судновласника.

Завод-виробник рекомендує для видалення нагару рідину наступного складу (у кг на 100 л води):

- сода кальцинована 2,0;
- мило 1,0;
- рідке скло 0,8;
- хромпик 0,5;

Звернути увагу! Знімати поршневі кільця без необхідності забороняється.

Перевірити переміщення кілець у канавках поршня. Кільця повинні пересуватися в канавках легко, без заїдань. При натиску кільце повинне цілком потопати в канавці без виступів, що свідчить про чистоту канавки.

Вимірити зазор кільця — канавки за допомогою щупа.

Вимірити зазор у замках кілець для чого установити пристосування так, щоб вікно пристосування збіглося з замком кільця. Частини пристосування повинні бути стиснуті за допомогою долота.

При необхідності заміни зняти поршневі кільця за допомогою пристосування.

6.1.4 Установка

Перед установкою кілець на поршень промити дизельним паливом і обдуть сухим стисненим повітрям, звернути увагу на чистоту охолодних порожнин.

Поршневі кільця встановлювати у відповідному порядку за допомогою пристосування, що забезпечує мінімальне розведення кілець. Кільця і канавки поршня перед установкою змазати олією, застосовуваним для змащення двигуна.

При установці маслоз'ємних кілець пружину установити так, щоб кінці пружини були розташовані з боку протилежного замку кільця.

Установленні кільця повинні пересуватися в канавках легко без заїдань.

Кільця розташувати так, щоб замки сусідніх кілець були розгорнуті на 180° відносно один одного і розташовувалися по осі двигуна.

Змазати кільця і внутрішню поверхню пристосування мастилом, застосовуваним для змащення двигуна. Установити пристосування на поршень.

Установити пристосування на поршень.

Провертаючи двигун, установити колінчатий вал так, щоб мотилева шийка знаходилась з боку розподілу в двигуна з косим розніманням чи шатуну ВМТ у двигуна з прямим розніманням шатуну.

Змазати втулку циліндра маслом, застосовуваним для змащення двигуна.

Підняти поршень, зняти пристосування.

Увести поршень у втулку, дотримуючи запобіжного заходу до упора пристосування в торець втулки. Маркування „СР” (сторона розподілу) на голівці поршня повинні бути на боці розподілу двигуна.

Обережно продовжити опускання поршня у втулку циліндра.

Завести нижню голівку шатуну на шийку колінчатого вала (див. карти.)

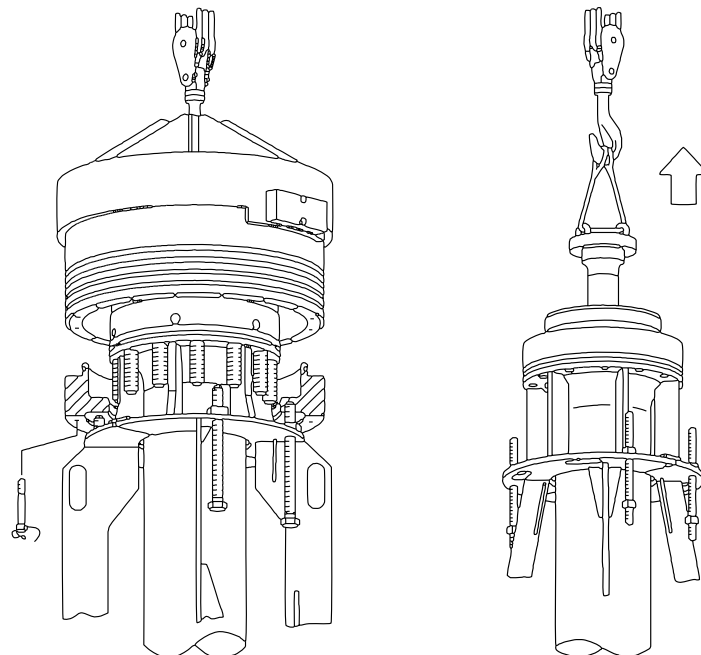


Рисунок 4.2 Принцип обробки та місцезнаходження болтів

Якщо виробляється заміна поршня чи шатуну, зробити перевірку центрування руху відповідно до карти.

Розбирання і зборка поршня

Шатун демонтований з поршня.

Відвернути рівномірно і поперемінно гайки і зняти втулки (рис. 42).

Зачистити стінку поршня за допомогою траверси з гумовими кільцями для захисту поршня.

Увернути стрижень з різьбленням до траверси.

Підняти поршень на кілька сантиметрів.

Відокремити кріплення від голівки, загортаючи стрижень (рис.42) .

Примітка. Голівку можна відокремити від тронка, постукуючи по бронзовому прутку, встановленому в центральний отвір відводу масла. При відділенні голівки варто остерігатися ушкодження шийок.

Видалити ущільнювальні кільця.

Очистити і промити голівку. Зробити необхідні обмірювання.

Зачистити посадкові місця голівки і тронка за допомогою шліфувального бруски, змоченого олією.

Зборка поршня виробляється в послідовності зворотнім розбиранню (рис. 43).

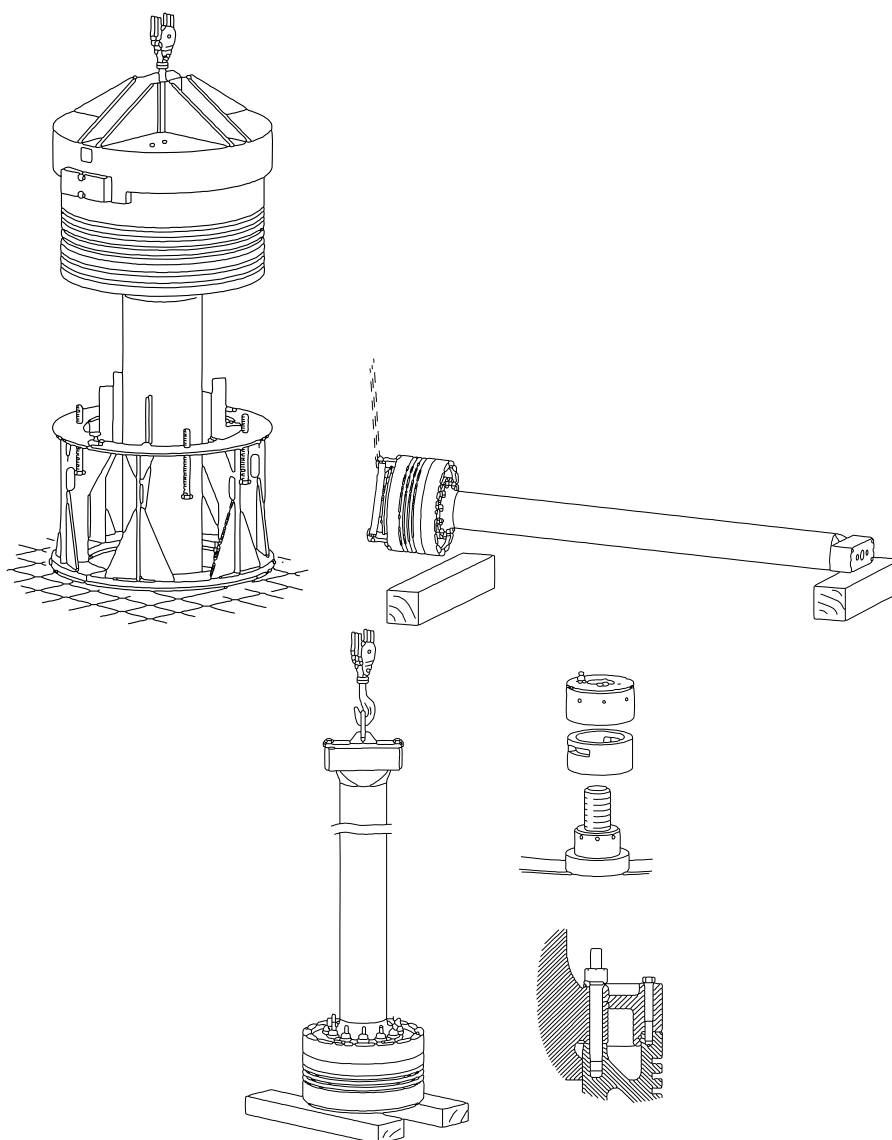


Рисунок 43 Зборка поршня

Ущільнювальні кільця установити нові.

При з'єднанні тронка і голівки стежити за збігом центрувального штифта з отвором.

Перевірити зазор між голівкою і тронком поршня до затягування гайок.

Різьблення шпильок змазати змащенням літол 24.

Установити втулки.

Навернути гайки і триразово затягти за схемою хрест-навхрест рівномірно і поперемінно до досягнення моменту 9 кгсм (рис. 44).

Зробити випробування поршня (рис. 45).

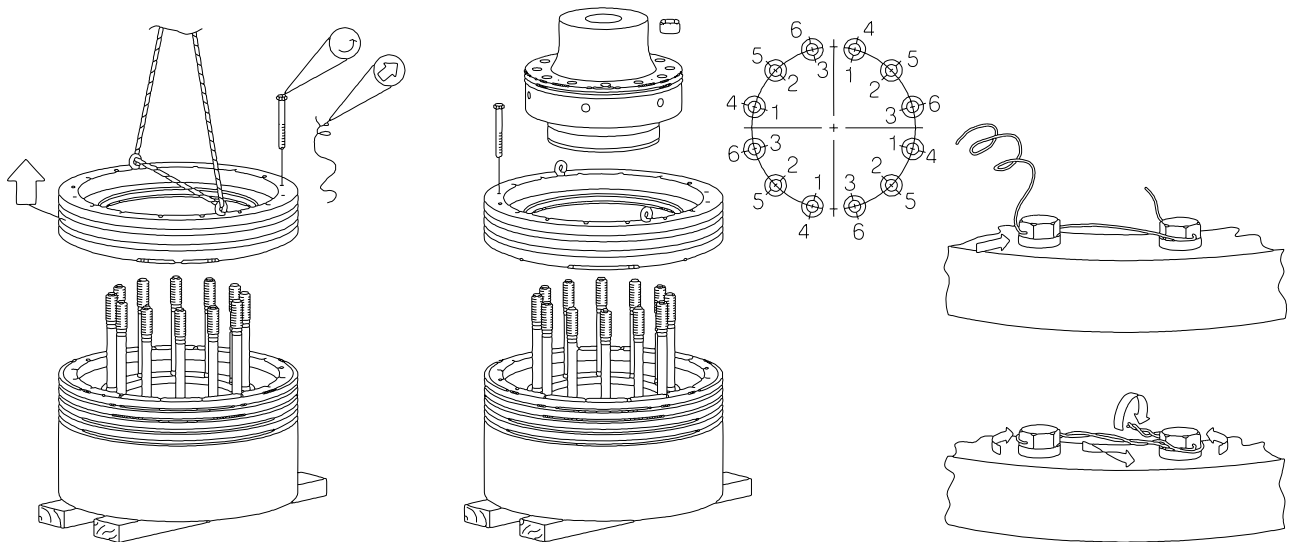


Рисунок 44 Схема затягування болтів

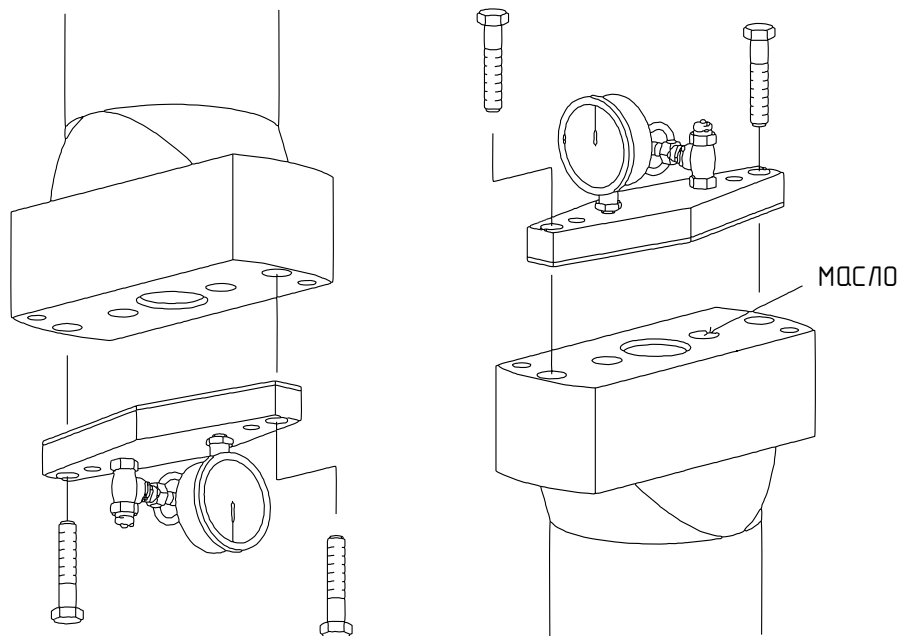


Рисунок 45 Перевірка поршнів

6.1.5 Дефектація й усунення дефектів поршнів

Усунення овальності і конусності. Усунення овальності і конусності тронка, а так само подряпин і задирів на його робочій поверхні здійснюється проточуванням чи шліфуванням на зменшений ремонтний розмір. При обробці за настановну базу приймають нижню торцеву поверхню і внутрішній пасок буртика торця поршня. Перед закріпленням поршня настановну базу перевіряють на площину по перевірочній плиті і на відсутність забоїн. Якщо є необхідність, роблять шабрування нижнього чи торця його притирання на притирочном верстаті.

Але, якщо овальність і конусність тронка знаходяться за припустимими межами овальності і конусності його виготовляють заново з чавуна марок Сч 24-44 і Сч 28 — 48, відливають і обробляють її приблизно так само, як цілий поршень. Обробленні тронки можна зберігати тільки у вертикальному положенні, щоб вони не деформувалися.

Дефектація і відновлення голівок складених поршнів. Сталеві голівки поршнів відновлюють наплавленням за допомогою електродугового ручного зварювання. Попередньо дефектні масця зачищають до чистого металу абразивним колом переносної шліфувальної машинки проточкою всієї поверхні денця (чи кільцевої ділянки, що захоплює дефектне місце) на верстаті. Після наплавлення поршень піддають термічній обробці (відпусці). Контроль правильності геометричної форми і глибини проточки денця поршня в районі наплавлення після механічної обробки здійснюється шаблоном. Не наскрізні тріщини на голівці сталевого поршня усувають зварюванням.

Після ремонту голівку поршня піддають гідравлічним іспитам. Порожнина охолодження перевіряють пробним тиском, рівним полуторному від робочого тиску, а днище поршня з боку камери згоряння — тиском, рівним 1,5 рз.

Усунення овальності, конусності і задирів отворів циркуляції мастила. Овальність і конусність отворів у додках чи їхніх втулок усувають розточенням чи розгортанням на ремонтній розмір. При зборці поршня в цьому випадку ставиться палець ремонтного розміру (більше номінального). Розточення виконується на горизонтальному алмазно-розточувальному верстаті. Як настановна база служать нижня торцева поверхня тронка і його внутрішній пасок. Розгортання отворів у додках здійснюють для поршнів з діаметром отворів до 100 мм.

Втулки додків що мають неприпустиме перекручування геометричної форми робочої поверхні, як правило, не розточують, а заміняють запасними чи знову виготовленими ремонтного розміру.

Перевірка перпендикулярності осі поршня й отворів для поршневого пальця виробляється різними способами. Відхилення, що допускаються, від перпендикулярності 0,1 — 0,15 мм на 1 м довжини.

Зсув осей, що допускається, поршня й отворів для пальця складає 0,1 — 0,3 мм. При перевірці поршень укладають на призми паралельно перевірочній плиті. Мікрометричним штихмасом заміряють відстань між перевірочною плитою і контрольним валиком із двох сторін поршня. Вісь валика вимірюють так, щоб ці відстані були рівні. Потім поршень повертають навколо своєї осі на 180° і знову роблять такий же вимір. На різниці відстаней між плитою і валиком, обмірюваних при двох положеннях поршня, дасть величину зсуву осей.

Усунення дефектів поршневих канавок. У процесі тривалої роботи машини і двигуна поверхні канавок для кілець у поршні зношуються нерівномірно, зазор між кільцем і канавкою збільшується і порушується взаємозамінність кілець. Крім того, на третьових поверхнях канавок утворюються наростки. Усі ці дефекти усувають проточкою канавок з наступним виготовленням нових поршневих кілець. Якщо в сталевому поршні в результаті кількарізової проточки канавок перемички між ними сильно утонились, їх відновлюють електронаплавкою. Чавунні поршні при утоненні перемичок між канавками заміняють новими.

6.16 Дефектація й усунення дефектів

Відновлення поршневих пальців. У поршневих пальців звичайно приходиться відновлювати циліндричну форму і посадкові розміри, порушені в процесі роботи, а також у результаті чи розточення расшаровки отворів під палець у поршні і головний утульці шатуну. Відновлюють зношені поршневі кільця хромуванням, якщо знос не перевищує 0,2–0,25 мм. Після хромування,

палець шліфують до необхідних розмірів і роблять остаточне доведення (притирання) на спеціальних доводочних верстатах. Якщо таких верстатів немає, притирати пальці можна за допомогою притирання. Внутрішній діаметр кільця по розміру повинен відповідати діаметру пальця. Палець розтискним оправленням закріплюють у патроні токарського верстата. На внутрішню поверхню розрізного кільця наносять притирочну пасту ГОІ — 15, надягають притирання на обертаючий палець і вручну переміщують по поверхні останнього уздовж осі. Після шліфування і доведення пальці промивають і обдубають стисненням повітрям, щоб видалити абразивні частки, що залишилися в порах.

Якщо розміри і зазори поршневого пальця не перевищують межі допусків, або на його поверхні маються наволакування бронзи, корозія, прижоги тоді їх зашліфовують друском чи дрібною наждаковою полотниною.

Поршневі пальці з тріщинами заміняють новими. Їх виготовляють з цементованих чи легированих сталей марок 15, 15ХА, 12ХНЗА, 18ХНВА й ін. Цементовані і загартовані пальці повинні мати твердість 50...60 HRC.

6.1.7 Дефектація і заміна поршневих кілець

Дефектні поршневі кільця не відновлюють, а заміняють новими (запасними).

Виготовлення поршневих кілець в умовах судноремонтного підприємства здійснюється тими ж методами, що і на машинобудівних заводах.

6.2 Технологічний процес встановлення та вирівнювання фундаментної рами з колінчастим валом

6.2.1 Загальні технічні вимоги

Перед виконанням робіт по даному технологічному процесу повинно бути виконано наступне:

1. Отриманий акт про виконання робіт по:
 - збиранню та зварюванню днищевих та бортових секцій блоку МВ,
 - нанесенню контрольних точок, фіксуючих теоретичну вісь валопроводу (по ДП та висоті).
2. Отримана заявка про пофарбування настилу другого дна у районі встановлення головного двигуна.
3. Випробувані днищеві та бортові цистерни блоку машинного відділення та ахтерпіку з метою попередження заповнення цих ємностей на стапелі та попередження деформації корпусу.
4. Зданий на конструктивність та оброблений фундамент під дизель.
5. Пофарбований відповідно до відомості фарбування судновий фундамент під головний двигун.
6. Збирання секцій фундаментної рами з укладанням колінчастого валу до завантаження їх на судно.
7. Перед завантаженням деталей та вузлів дизеля на судно звільнити шахту від тимчасових рихтовань, кронштейнів, стяжок та інших предметів, що виступають, убрати усі звисаючі повітряні шланги та кабелі електричної проводки.

8. Встановлені на судно важковагові та великогабаритні елементи машинна котельного відділення (допоміжні дизель – генератори, утилізаційні та допоміжні котли тощо).

9. Перед завантаженням на судно деталі та вузли дизеля розконсервувати, оглянути на відсутність пошкоджень та змастити тонким шаром консервувального масла К-17

Прокручування колінчастого валу у холодну пору року дозволяється при умові постійної плюсової температури повітря у МВ. Температура повітря у МВ у різні пори року повинна підтримуватися на нижче +8°C. Перед прокручуванням колінчастого вала на усі поверхні тертя подати змащення згідно до технічних вимог.

Повітря, яке використовується при пневматичних роботах по монтажу дизеля, повинне бути пропущене крізь волого-масловіддільник.

Деталі та вузли з при шабреними або притертими поверхнями треба класти тільки на дошки або картон.

Після спуску судна на воду встановити його на "рівний кіль" так, щоб диферент був не більш одного метру, при цьому крен не перевищував 0,2 м, що відповідає 0,5°.

У період монтажу дизеля встановити ретельний контроль за станом робочих поверхонь змонтованих вузлів та деталей, особливо у період несприятливих кліматичних умов або у випадку різкого перепаду температур. Стан деталей та вузлів дизеля у період монтажу відображати у "Журналі перевірок". Прийняти міри до повного запобігання попадання на вузли та деталі дизеля атмосферних опадів, диму, стружки, зварювальних іскор тощо.

У процесі монтажу дизеля деталі знежирювати шляхом протирання їх серветками, добре змоченими уайт – спіритом.

6.2.2 Техніка безпеки при виконанні монтажних робіт

Роботи по збиранню та монтажу дизеля необхідно виконати згідно основним вимогам безпеки праці при виконанні будівництва суден, викладеним в ОСТ 5.0241-78.

До небезпечних та шкідливих факторів даного технологічного процесу треба віднести:

- можливість виникнення пожежі;
- шум та вібрація при роботі механізованого інструменту;
- запиленість;
- вплив паливно-мастильних матеріалів на шкіру;
- механічні травми, ураження струменем масла високого тиску (при зідро затяганні).

До робіт по монтажу дизеля (допускаються люди, більш, ніж 18-річного віку, які пройшли інструктаж по техніці безпеки та виробничій санітарії, медичне обстеження з послідууючою періодичною перевіркою.

Перед завантаженням вузлів дизеля на судно огляд та підготування опорних поверхонь, які розташовуються знизу, виконувати при встановлених виробках на дерев'яних друсках або дошках.

При збиранні дизеля заборонено виконання брудь-яких вогневих робіт (електрозварювальних, газорізальних тощо). При недостатньому освітленні робочого місця необхідно користуватися переносною електричною лампою напруги струму не вище 12 вольт.

Роботи, пов'язані з вантажопідйомними механізмами, повинні виконуватись під керівництвом людини, яка відповідає за безпечне переміщення вантажів кранами. Підйом та транспортування повинно виконуватися випробуваними засобами у відповідності зі схемою завантаження [21].

При обробці деталей фундаменту пневматичним інструментом необхідно користуватися "Правилами техніки безпеки та виробничій санітарії при холодній обробці металу". Робітникам необхідно користуватися захисними окулярами та респіраторами ШБ-1 або іншими засобами індивідуального захисту органів дихання.

Ручний пневматичний інструмент до того, як його видадуть робітникам, повинен бути перевіреном на вібрацію та відповідати вимогам "Санітарних норм та правил при роботі з інструментами, механізмами та обладнанням, яке створює вібрацію, яка передається на руки працюючих". Оснащення, інструмент та пристосування повинні знаходитися у справному стані. Використання оснащення та інструменту з несправностями, які можуть призвести до займання або іскроутворення, не допускається.

При роботі з гідравлічними пристосуваннями повинні виконуватися наступні вимоги:

- під час роботи поблизу не повинні знаходитися люди, які не зайняті на даній операції;
- дозволяється користування тільки перевіреними по строку придатності манометрами та випробуваними трубопроводами.

При монтажі дизеля не дозволяється виконання інших робіт над та під ним, якщо не прийняти міри, які охороняють працюючих внизу від падаючих інструментів та інших предметів.

Усі механомонтажні роботи на судні робітниками та ІТР повинні виконуватися у захисних касках.

Після закінчення роботи необхідно прибрати та очистити робоче місце працюючого від промаслених обтиральних матеріалів, бруду, сміття. Розповісти зміннику або майстру про всі несправності, які були помічені під час роботи.

При займання масла або уайт – спириту дозволяється застосовувати усі засоби гасіння, окрім води. Ефективним засобом захисту є вуглекислотне гасіння вогнегасниками ВХВП-10М.

Перед виконанням монтажу дизеля повинно бути перевірено протипожежний інвентар та засоби пожежогасіння.

При виконанні приварювання технологічних упорів необхідно прийняти засоби проти розлітання іскор. Місце проведення зварювальних робіт повинно бути забезпечено додатковими засобами пожежогасіння.

Розконсервування механізмів головного двигуна повинно виконуватися на спеціальних ділянках, обладнаних автоматичними засобами пожежогасіння. Суміщати вогневі та вогненебезпечні роботи неприпустимо.

Допустима відстань для проведення вогневих робіт від місця проведення розконсервування та знежирювання повинна бути не менш 10 м по горизонталі.

6.3 Системи і методи діагностування МОД

6.3.1 Основи технічного діагностування

Основні поняття і термінологія технічної діагностики

Технічна діагностика (ТД) — область знань про розпізнавання стану технічних систем (об'єктів), визначення норми проявлення технічного стану, які розробляють методи і засоби його визначення.

Технічне діагностування — процес контролю і прогнозування технічного стану об'єкта діагностування.

У якості об'єкта діагностування (ОД) розуміють суднові технічні засоби (СТЗ) і конструкції, стан яких підлягає визначенню. У поняття СТЗ включаються головні і допоміжні двигуни, допоміжні механізми і устрої.

Технічний стан (ТС) — сукупність ознак (параметрів), які характеризують зміну властивостей об'єкту у процесі експлуатації (також, іспитів після виготовлення, або ремонту), встановлених нормативно — технічною документацією (НТД).

Види ТС — справне (об'єкт відповідає усім вимогам, встановленим НТД); несправне (об'єкт не відповідає хоч одному з вимог НТД); працездатне (виконуються усі задані функції); непрацездатне (одна з заданих функцій не виконується); вірне функціонування.

До основних заданих функцій, які характеризують працездатність, наприклад, дизелів, відносяться потужність, ресурс, витрата палива. Приклади невірної функціонування дизелів — незабезпечення заданих динамічних характеристик: приємності пускових і реверсивних якостей.

СТЗ може бути несправним, але працездатним. Наприклад, насосний агрегат може забезпечувати задану продуктивність і напір, але при значній вібрації і дефектах підшипників зойдання.

Види ТС можуть бути віднесені до СТЗ в цілому і до його окремим вузлам, системам і елементам.

Категорії (класи) ТС. У теорії діагностики прийнято, що об'єкт має багато станів (класів станів). Однак, у практиці технічної експлуатації морського флоту, та інших галузей промисловості і транспорту прийняті чотири класи (категорії) ТС. Це пов'язано з визначенням об'ємом робіт по контролю ТС, проведенню технічного обслуговування, та їх періодичності.

Контроль ТС — процедура ТД, яка включає в себе визначення виду ТС об'єкту і пошук місця і причин несправностей. Контроль ТС здійснюється періодично, але безперервно.

Прогнозування ТС — визначення виду ТС об'єкту, або параметрів, які характеризують ТС з деякої (інколи заданої) вірогідністю на майбутній інтервал часу (ресурс), або встановлення інтервалу часу з визначеною вірогідністю, в плінні якого зберігається працездатність об'єкту, або настає відмова.

Види несправностей — ушкодження, порушення функціонування і дефекти.

Ушкодження відносяться до порушень справного стану в експлуатації.

Невірне функціонування — це порушення алгоритмів функціонування в експлуатації і виготовленні.

Дефект відноситься до визначення якості виготовлення. Дефектація при ревізії після будівлі, або ремонту — пошук дефекту; перед ремонтом — пошук ушкоджень. В ряді посідовників.

В ряді посідників по діагностуванні поняття „несправність” отожднюється з поняттям дефект.

Діагноз — результат контролю ТС — встановлення визначеної несправності у об’єкті діагностування, або віднесення об’єкта до визначеної категорії (класу) технічного стану.

Діагностична модель — формалізований опис ОД, які враховують можливості зміни його стану в часі. Моделі ОД необхідні для будівництва алгоритмів діагностування формалізованими методами, для аналізу результатів на повноту виявлення і на глибину пошуку несправностей.

Діагностичні моделі представляються в аналітичній, табличній, векторній і графічній формах.

Структурні параметри — параметри, які визначають структуру об’єкту (розміри деталей об’єкту, зазори, неврівноваженість і інше).

Діагностичні параметри (признаки) — параметри робочого тіла (тиск, температура, витрата і інше), а також параметри фізичних полів, які виникають біля (на поверхні) об’єкту діагностування (електричні, магнітні, теплові, вібраакустичні і інші), які за кількістю, або якісно характеризують ТС об’єкту. Як правило, ТС визначається по сукупності діагностичних параметрів.

Контрольопридатність (діагностованність) пристосування ОД до заміру діагностичних параметрів (ознак) засобами діагностування.

Засоби діагностування — апаратура і програми за допомогою яких здійснюється діагностування.

Система технічного діагностування (СТД) — сукупність засобів, об’єкту діагностування і виконавців (людини — оператора), підготовлена до діагностування, або здійснює його по правилам, встановленим відповідною документацією (алгоритму технічного діагностування).

Розрізняють наступні види СТД.

По ступені участі людини — оператора у визначенні і класифікації діагностичних параметрів:

- автоматизовані;
- автоматичні.

По розташуванню:

- зовнішні (переносні)
- стаціонарно встановлені зовнішні вимірювальні пристрої;
- вбудовані (повністю вбудовані в об’єкт).

По охопленню типів об’єкту:

- спеціалізовані;
- універсальні.

По охопленню елементів об’єкта:

- локальні;
- загальні.

Задачі, які вирішуються при розробці СТД.

Люба система діагностування є специфічною системою управління, або контролю. Специфіка заключається в цілі управління (контролю), яка складається у визначенні технічного стану ОД. У відповідності з цим при розробці СТД повинні вирішуватись ті ж задачі, які зважаються при розробці будь-яких інших систем управління, або контролю.

Це:

- визначення об'єкту, його можливих дефектів і при знаків проявлення останніх;
- вибір, або побудова математичного опису (моделі) поведінки справного об'єкту і його несправних модифікацій;
- аналіз математичної моделі з ціллю отримання системою алгоритму діагностування, яка реалізується;
- внесення при необхідності зміни в структуру і конструкцію ОД для забезпечення умов діагностування, які вимагаються;
- вибір, або розробка засобів діагностування;
- розглядання і розрахунок характеристик СТД в цілому.

Методи технічного діагностування. Розрізняють дві основні групи методів — функціональне і тестове діагностування.

Функціональне діагностування здійснюється під час функціонування об'єкту, на який поступають тільки робочі впливи (до нього відносять також аналіз середовищ, які виходять з об'єкта — масла, води, продуктів згорання). Тестове діагностування здійснюється шляхом подачі на об'єкт тестової дії, у тому числі контроль без розробки, що не руйнує, з частковою розробкою об'єкта діагностування.

Алгоритм діагностування — сукупність розпоряджень, який визначає послідовність дій людини — оператора при проведенні ТД.

6.3.2 Принципи діагностування суднових технічних засобів.

Сутність технічного діагностування складається в розробці і практичній реалізації алгоритмів оцінки параметри технічних станів об'єктів діагностування без їх розробки в робочих умовах.

Структурні якості ОД. Якщо під технічним складом (ТС) об'єкту діагностування розуміти сукупність його властивостей, який міняється під час роботи, то для пошуку дефектів, прогнозування ТС необхідно виділити ті суттєві властивості об'єкту, які забезпечують його стійке функціонування і є у зв'язку з цим, характеристикою ТС. Крім того, необхідно знайти закономірності зміни цих властивостей і тим самим визначити види ТС, у яких може знаходитись об'єкт діагностування.

Першорядне значення мають структурні властивості об'єкта діагностування. Ці властивості визначаються сукупністю елементів і зв'язків між ними, формуються при створенні системи і проявляються у процесі його роботи. Головна роль у формуванні будь-якої системи, а тому, і в характеристиці її структурних властивостей належать між елементним зв'язкам, оскільки

саме вони надають системі цільний характер і забезпечують взаємодію елементів. Виявлення виду зв'язку між елементами, дозволяє диференціювати систему на ряд рівнів з однаковою природою зв'язку, знайти форму її використання через параметри, які вимірюють, визначити характер зміни останніх і сформулювати задачу діагностування, властиву підсистемі одного рівня.

Рівні аналізу технічного стану СЕУ. Розглянемо суднову енергетичну установку, як складну систему, яка представляє собою об'єкт діагностування. СЕУ можна підрозділити на три рівні взаємопов'язаних систем, які розрізняються між собою елементною властивістю і між елементними зв'язками.

Перший рівень — це СЕУ в цілому, яка складається з агрегатів, устроїв і механізмів, у яких послідовно відбувається закінчений цикл перетворень, або передачі енергії. Такі елементи системи представляють собою функціонально самостійні елементи (ФСЕ). Наприклад, в паротурбінній установці: паровий котел, турбозубчастий агрегат, валопровід і гребний вал, конденсатор, конденсатний і живильний насоси, підігрівачі конденсату. Фізичною основою між цими ФСЕ СЕУ є процеси переносу робочого тіла. Ці зв'язки можуть бути названі енергетичними. Їх кількісною оцінкою є традиційно контрольовані параметри стану робочого тіла, або середовища (тиск, температура, витрата, склад). Порушення цих зв'язків може привести до зниження потужності СЕУ, зниженню теплової ефективності і експлуатаційної надійності.

На другому рівні аналізу СЕУ у якості об'єктів діагностування розглядаються ФСЕ, тобто, механізми, апарати і устрої, з яких складається СЕУ. Елементами підсистеми цього рівня є деталі, або вузли, а фізичною основою зв'язків впливає вважати процеси взаємодії деталей, які визначаються наявністю ступенів свободи. По своїй природі зв'язки між деталями є механічними. Вони типові для агрегатів, кінематичні пари яких мають число ступенів свободи 1 і більше. Це повністю характеризує положення і рух деталей агрегатів і кількість визначається узагальненою координатою механічної системи. Під нею приймають кожний з незалежних один від одного параметрів, однозначно визначальних, які відповідають положенню деталей відносно нерухомої системи координат. Ці параметри називають структурним, (зазор, міжцентрова відстань, прогинання і т.п.) вони є кількісною характеристикою механічних зв'язків. На третьому рівні аналізу будуть елементи ФСЕ — деталі, вузли. Їх структура характеризується молекулярними зв'язками. Порушення цих зв'язків призводить до появи у конструкційному матеріалі деталей устаткування тріщин, ерозійних і корозійних ушкоджень і т.п., розміри яких можна також врахувати структурними параметрами.

Таким чином, по параметрам можна визначити працездатність і технічний стан об'єктів діагностування.

6.3.3 Методи і властивості діагностування

Теплові методи діагностування

Сутність теплового (термодинамічного) методу: реалізація теплового методу припускає наявність функціонального зв'язку між зміною температури у деякій точці деталі і змінами структурного параметра. У загальному випадку теоретична оцінка точності зв'язку утруднена, але якісне визначення її можливе при постановці експерименту. Відомі данні дозволяють зробити

висновок про монотонну зміну температури і, практично, лінійного зв'язку її зі структурним параметром.

У СЕУ теплові методи використовують для визначення стану підшипників електродвигунів, генераторів, насосів, ДВС, турбін, валопроводів і інших механізмів. Параметр „температура” використовується для контролю протікання робочих процесів у машинах і апаратах СЕУ.

Параметром теплового (термометричного) діагностування є температура, яка відображує протікання робочого процесу, появу і розвитку цілого ряду несправностей в суднових технічних засобах.

Основні групи теплових методів діагностування по виду використання засобів діагностування можуть бути контактні і безконтактні.

Оптична інтроскопія

Сутністю інтроскопії є огляд (при необхідності з фіксуванням зображення) внутрішніх поверхонь суднових технічних засобів — дизелів, редукторів і приводів розподільних валів, проточних частин турбін і турбокомпресорів, трубних поверхонь котлів і теплообмінників, трубопроводів і т. п. — без розбори через отвори за допомогою оглядових трубок з відведеною системою освітлення об'єкту спостереження у видимій області спектра (0,38–0,78 мкм). Засоби інтроскопії — це ендоскопи, вони підрозділяються по типам оглядових трубок на: жорсткі (лінзові, інколи їх називають дороскопами), гнучкі (волоконно-оптичні, інколи їх називають відроскопами) і мікромелевізійні. У всіх типів ендоскопів пристосовують волоконно — оптичне освітлення, у деяких жорстких трубках використовуються лампи накаливання. Зображення розглядається за допомогою окуляра, або на екрані телевізійного монітора. Фіксація зображення — фотоапаратом, або відеомagnetофоном.

6.3.4 Діагностування по результатах аналізу складу речовин

Сутність методу діагностування по аналізу продуктів зносу у маслах: включення у масло відображують характер і інтенсивного зносу (руйнування) елементів СТЗ, які змащуються маслом і характеризуються розміром, числом, концентрацією часток і їх хімічним складом. Число часток вимірюється у одиницях, які приходяться на об'єм (од. мл.) При нормальному зносі СТЗ (процеси тертя і зрізу) виявляються частки розміром 0,15–15 мкм і товщиною 0,15–1 мкм. При терті — це гладкі круглі лусочки (чешуйки рос.).

Діагностування по характеру зміни показників якості масла — для визначення технічного стану машин і механізмів виконують наступні визначення показників якості масла:

- визначення в'язкості;
- наявність води;
- визначення загального лужного числа;
- визначення щільності масла;
- визначення наявності і змісту механічних домішок;
- визначення температури спалаху;
- визначення аерації масла;
- визначення змісту палива у маслі.

У табл. 32 показаний зв'язок несправностей дизеля з показниками якості масла:

Таблиця 28 Діагностування по результатах аналізу складу речовин

Несправність	Зміна показників якості масла
Значний прорив газів у картер	Різке збільшення в'язкості і високий зміст нерозчинного осаду
Неповне згорання палива	Різке збільшення в'язкості; потемніння центрального ядра і скорочення зони дифузії у крапельній пробі
Погано працюють масляні фільтри, погано працює повітряний фільтр; місцевий підігрів масла	Різке збільшення в'язкості; масляна пляма коричневого кольору; підвищений зміст S_i у маслі
Попадання палива з в'язкістю більше, ніж у масла	Різке збільшення в'язкості; велика різниця нерозчинного у толуолі і бензині осаду; різка зміна щільності
Попадання палива з в'язкістю менше, ніж у масла	Різке зниження в'язкості; зниження в'язкості; зниження температури спалаху
Погано відрегульований сепаратор, масляний холодильник, який тече, нещільність системи охолодження циліндра	Підвищений зміст води; зниження загального лужного числа
Використання палив з великим змістом сірки; погана регулювання температури охолодження	Зниження загального лужного числа

По ступені аерації масла, тобто, по перетворенню масла у повітряно — масляну емульсію яку стискають, можна судити про вірне розташування зливних і приймальних отворів у картері СТЗ, підсосу повітря через нещільності і тп. Аерація масла порушує роботу підшипників і масляних насосів, призводить до негативних явищ і підвищеної вібрації. Ступінь аерації масла встановлюють по ступені зниження рівня відібраної проби керованого масла у мірній судині після відстою на протязі 4 годин.

6.3.5 Методи неруйнівного контролю

Принцип виміру товщини стінок ультразвуковим методом : у процесі експлуатації суднових енергетичних установок в результаті як зовнішніх факторів, так і факторів пов'язаних зі здійсненням процесів перетворень енергії, проходить зміна (зменшення) товщини стінок елементів енергетичних установок (трубки і колектори котлів, трубки теплообмінних апаратів, стінки корпусів різноманітних насосів, трубопроводів з агресивними середовищами і інші).

Внутрішні ушкодження стінок судин, трубопроводів, такі як корозія, ерозія, виїмки, вибоїни, тріщини і інші, можуть бути детектовані з зовнішньої поверхні. Для таких обстежень пристосовують портативні прибори і автоматичні комплекси.

Принцип дії товщиномірів оснований на вимірюванні швидкості проходження ультразвукових сигналів, які посилають випромінювачем, які проходять через стінку і відбиваючи от дефекту у стіні, або зовнішньої поверхні стінки знову повертаються до датчика. Товщиноміри автоматично

переліковують час розповсюдження ультразвукових коливань від місця установки випромінювача до протилежної стінки виробу і назад, а на дисплеї приладу висвічується значення товщини стінки. При цьому завдячливо прилад настроюється на відповідний матеріал, з якого виконаний даний виріб.

Прилади для вимірювання товщини стінок постійно удосконалюються. Нижче у якості приклада приведено декілька модифікацій приладів і автоматизованих комплексів.

Вібраційні методи

Природа коливальних процесів: в теорії коливань використовується умовна класифікація коливальних процесів по коливальних процесів по їх природі. Це — вільні, примусові, автоматичні коливання, параметричні, або їх комбінації.

Колівальні процеси в залежності від їх характеру умовно можуть бути розділеними на детерміновані і випадкові.

Вібрацію класифікують по її джерелам: (механічна, аерогідродинамічна, електромагнітна, електродинамічна), або по конструктивному вузлу, її викликаючому (роторна, лопаточна, підшипникова, зчужаста і т. п.).

Механічна вібрація викликається дією сил через неврівноваженість механізму (як правило, періодична вібрація), зіткнення часток (ударні імпульси), виникнення деформації через порушення кінематики. Аерогідродинамічна вібрація виникає через зрив потоку при обтіканні елементів СТЗ (лопаток, турбін, робочих коліс, насосів і т. п.), кавітаційних явищ, порушення гідродинаміки змащення. Цей вид вібрації носить характер випадкових коливань. Електромагнітна і електродинамічна вібрація виникає в електричних машинах і устроях при порушенні взаємодії провідників зі стоком, порушення магнітного поля.

Основні параметри вібраційних процесів, які використовують в діагностичних цілях.

Частота вібрації виражається у герцах (Гц), $f = 1/T$, де T — час повного циклу коливань, $\omega = 2\pi f$ — кутова частота.

Вібропереміщення S , мкм (мм) — складова переміщення, який описує вібрацію.

Віброшвидкість v , мм/с — похідна вібропереміщення по часу.

Віброприскорення α , м/с² — похідна віброшвидкості по часу. Виражається також у одиницях нормалізованого прискорення сили ваги $lg = 9,807$ м/с².

Взаємозв'язок параметрів вібрації:

$$\begin{aligned}v &= 2\pi f S = a 10^3 / 2\pi f ; \\S &= v / 2\pi f = a 10^3 / (2\pi f)^2 ; \\ \alpha &= (2\pi f)^2 S 10^{-3} = 2\pi f v 10^3\end{aligned}$$

де f — частота коливань, с⁻¹.

Параметри оцінки рівня вібрації: пікове значення вібрації визначається як найбільше відхилення коливальної величини X_n (амплітуда A). Розмах коливань — різниця між найбільшим і найменшим значеннями коливальної величини у розглянутому інтервалі часу (подвійна амплітуда). Середньоарифметичне миттєвих значень вібрації (без заліку знаку) характеризує загальну інтенсивність вібрації X_{cp} . Середнє квадратичне значення СКЗ коливальної величини — квадратний

корінь з середнього арифметичного, або середнього інтегрального значення квадрату коливальної величини у розглянутому інтервалі часу $X_{\text{СКЗ}}$.

Для гармонійної вібрації: $X_n = A$; $X_{\text{СКЗ}} = 0,707A$, де A — амплітуда коливань.

6.3.6 Вимірювання тиску

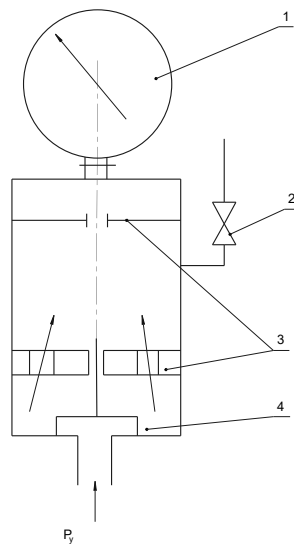
У СТЗ вимірюють статичний і повний тиск. Останні використовуються при діагностуванні газоповітряного тракту дизеля і ГТД. Вимірювання повного тиску виконується за допомогою спеціальних насадок, які дають точні значення без тарування при врахуванні впливу куткових характеристик. При вимірюванні статичного тиску отвір діаметром 2 .. 5 мм для відбору тиску розташовують перпендикулярно до стінки і суцільно запаюють.

Для вимірювання постійного тиску в практиці діагностування застосовуються рідинні, деформаційні манометри і електричні перетворювачі з вимірювальними приладами. Рідинні манометри використовуються трьох типів: U-подібні, чашкові і мікроманометри (MTI-250).

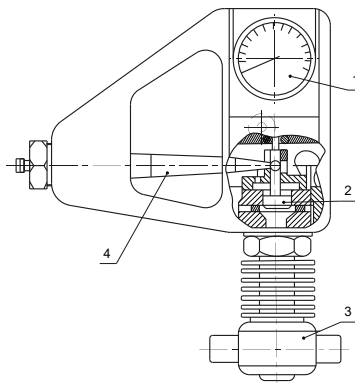
Розрізняють деформаційні показуючі манометри з чутливим елементом у вигляді трубчастої пружини (трубка Бурдона), мембранні, з сільфоном. Вони слугують для вимірювання надлишкового тиску і вакууму (манометри, вакуумметри і мановакуумметри).

Електричні перетворювачі тиску бувають індуктивні і тензо-метричні. У вітчизняних системах діагностування застосовують датчики типів ЕДД і МДД, закордонних – ВІД-17 («Лутроніка»).

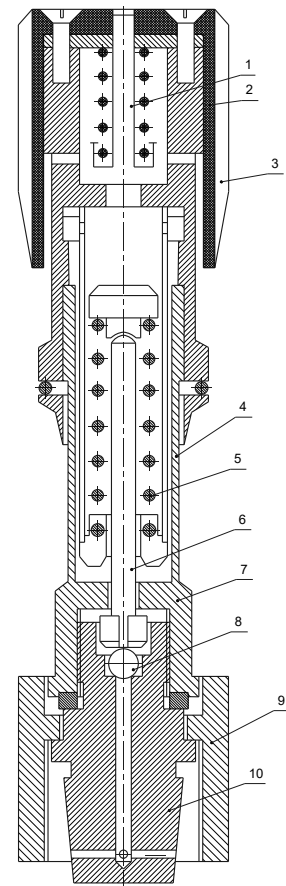
Максиметри. Прилади, призначені для вимірювання контролю максимального тиску згоряння і тиску стиснення в циліндрах дизелів, називаються максиметрами. Їх широко використовують для дизелів, що не мають індикаторного приводу. У порівнянні з механічним індикатором максиметр дає дільш точне значення тиску.



а)



б)



в)

Рисунок. 7.2. Максиметр

а – гідравлічний (схема дії: 1 – манометр; 2 – підбурюючий клапан; 3 – діафрагма; 4 – безповоротний клапан); б – пружинний з поворотною голівкою (1 – сигнальний шток; 2 – голівка; 3 – натискний циліндр; 4 – ноніус; 5 – пружина; 6 – шток; 7 – корпус; 8 – безповоротний кульковий клапан; 9 – натискна гайка; 10 штуцер); в – зі стрижневою пружиною (1 – індикатор; 2 – безповоротний клапан; 3 накидну гайку; 4–стрижнева пружина)

Висновок з розділу

В розділі приведено розробку технології монтажу фундаментної рами з колінчастим валом суднового мало обертового двигуна на фундамент судна. Також розділ містить інформацію по ремонту поршнів суднових двигунів. Розділ містить інформацію по засобам автоматизації судна відповідно до вимог судна по автоматизації обладнання. Дане судно має клас автоматизації А1. Також розділ містить розробку засобів діагностування обладнання СЕУ за параметрами тиску в циліндрі.

7.. Оцінка ефективності проведеної модернізації СЕУ.

7.1 Загальні положення

Техніко-економічне обґрунтування проведеної у дипломному проекті модернізації СЕУ виконується на підставі методичних вказівок, розроблених на кафедрі СЕУ 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. 33 та 34, а розрахунки наведені у табл. 35.

Таблиця 33 Вибір та обґрунтування вихідних даних для розрахунків по устаткуванню, яке демонтується та встановлюється в процесі модернізації СЕС

Найменування устаткування та його характеристика		Позначення	Одиниці вимірювання	Джерело	Базове судно	Після модернізації
1	2	3	4	5	6	7
Головний двигун	Марка	–	–	приймається	6S46MC–C8	6G45ME–C9
	Потужність	N_e^e	кВт	приймається	8280	8340
	Частота обертання колінчастого вала	n	хв^{-1}	приймається	129	111
	Питома витрата умовного палива	g_{ey}	$\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{годину})$	приймається	0,177	0,172
	Питома витрата циркуляційного масла	$g_{mc}^{2\theta}$	$\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{годину})$	приймається	0,0011	0,0008
	Питома витрата циліндрового (лубрикаторного) масла	$g_{ml}^{2\theta}$	$\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{годину})$	приймається	0,001	0,00088
	Вартість двигуна	$C_{2\theta}$	у.о.		2300000	2300000
	Марка високов'язкого палива (ВВП)	RNK	–	приймається	RMG–380	RMG–380
	Марка малов'язкого палива (МВП)	ГОСТ 305–82	–	приймається	($\rho=991 \text{ кг}/\text{м}^3$)	($\rho=991 \text{ кг}/\text{м}^3$)
	Вартість ВВП	$C_{b\theta n}$	тис. у.о./т		0,7	0,7
	Вартість МВП	$C_{m\theta n}$	тис. у.о./т		4	4
	Вартість циркуляційного масла	C_{mc}	тис. у.о./т		5,4	5,4
	Вартість циліндрового (лубрикаторного) масла	C_{ml}	тис. у.о./т		6,4	6,4

Продовження табл. 11.1

1	2	3	4	5	6	7
Дизель-генератор	Марка первинного двигуна дизель-генераторів	–	–	приймається (по проекту)	3x5H17/28	3x5H17/28
	Електрична потужність дизель-генераторів та їх кількість	P	кВт	по документації	3x538	3x538
	Потужність первинного двигуна у складі дизель-генератора	$N_e^{\partial\partial}$	кВт	по документації	3x575	3x575
	Питома витрата умовного палива	$g_{ey}^{\partial\partial}$	кг/(кВт.годину)	по документації	0,188	0,188
	Питома витрата циркуляційного масла	$g_{mc}^{\partial\partial}$	кг/(кВт.годину)	по документації	0,001	0,001
	Вартість дизель-генератора	$\Pi_{\partial\partial p}$	тис. у.о.	[30]	3x175	3x175
	Навантаження електричної станції на ходовому режимі	P_x	кВт	Розділ IV ДП	430	430
	Навантаження електростанції на стоянці з вантажними операціями	P_{cm1}	кВт	Розділ IV ДП	1030	1030
	Навантаження електростанції на стоянці без вантажних операцій	P_{cm2}	кВт	Розділ IV ДП	340	640
	ККД електричних генераторів	η_z	–	приймається	0,95	0,95
Комбінований котел	Марка	–	–	приймається	PC320131	Kangrim PC 1,2/1,0
	Тиск	P_s	МПа	по документації	0.7	0.7
	Температура пари	t_s	°C	по документації	165	160
	Годинна витрата палива допоміжним котлом	$g_{\partial\partial n}^{\partial K}$	кг/годину	специфікація	100	100
	Вартість допоміжного котла	$\Pi_{\partial\partial K}$	тис. у.о.		110	110

Продовження табл. 11.1

1	2	3	4	5	6	7
Комбінований котел	Марка	–	–	приймається	PC320131	Kangrim PC 1,2/1,0
	Тиск	P_s	МПа	по документації	0,7	0,7
	Температура пари	t_s	°C	по документації	165	165
	Вартість утилізаційного котла	ζ_{yk}	тис. у.о.		110	110
Опріснювальна установка	Марка	–	–	приймається	DONGHWA ER	DPU36–C100
	Продуктивність	G_{on}	т/добу	по документації	34	35
	Вартість	ζ_{on}	тис. у.о.		–	–

Таблиця 34 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.	Специфікація	22	22
2	Дедвейт судна	D_w	тис. т.	Із технічної документації	37	37
3	Вантажопідйомність судна	$P_{\text{вп}}$	тис. т.	Із документації по судну	18	18
4	Експлуатаційна швидкість ходу судна	V_s^e	вуз.	Технічна документація	14	14.1
5	Довжина рейсової лінії	l_p	милі	приймається	1200	1200
6	Час стоянки судна з вантажними операціями	$\tau_{\text{см1}}$	дід		65	65
7	Час стоянки судна без вантажних операцій	$\tau_{\text{см2}}$	дід		65	65
8	Тривалість маневрів	$T_{\text{ман}}$	дід		0,25	0,25
9	Питома фрахтова ставка	(ΦC)	у.о./т.милі		0,003	0,003
10	Нижча теплота згоряння палива	Q_H	кДж/кг	Для палива RMG	39000	39000
11	Середньоексплуатаційна кількість робочих дід за рік	$n_{\text{се}}$	дід/рік		335	335
12	Норматив екологічного збору	$H_{\text{е.з.}}$	у.о. /т		4,5	4,5
13	Коефіцієнт, враховуючий чисельність населення в районі	$K_{\text{нас}}$	–		1,2	1,2
14	Коефіцієнт, враховуючий тип населеного пункту	$K_{\text{ф}}$	–		1,25	1,25

Продовження табл. 34

1	2	3	4	5	6	7
15	Окупність судна	$T_{ок}$	рік	приймається	7	7
16	Час, відпрацьований судном до модернізації	T_m	рік	приймається	0	0

Таблиця 35 Розрахунок змін доходу, витрат та прибутку при експлуатації суден з різними СЕУ

№ п/ п	Найменування	Позначення	Одиниці вимірювання	Розрахункова формула або джерело	Числове значення	
					базовий варіант	після модернізації
1	2	3	4	5	6	7
1	Тривалість ходового режиму	τ_x	дід	$\frac{l_p}{V_s^e \cdot 24}$	3,33	3,07
2	Тривалість рейсу	T_p	дід	$\tau_x + \tau_{см\ 1} + \tau_{см\ 2} + \tau_{ман}$	133,58	133,3
3	Провозоспроможність судна за рейс	$(ПС)^p$	тис. т.	$(ПС)^p = P_{bn}$	18	18
4	Дохід, отриманий при експлуатації судна за рейс	D^p	тис. у.о./рейс	$(ПС)^p \cdot (\Phi C) \cdot l_p$	64,8	64,8
5	Питома ефективна витрата високов'язкого палива головним двигуном	g_e^{zd}	кг/(кВт.годину)	$(42700/Q_H) g_{ey}^{zd}$	0,187	0,185
6	Витрата палива головним двигуном за ходовий час	G_x^{zd}	т/рейс	$g_{ey}^{zd} N_e^e \tau_x \cdot 10^{-3} \cdot 24$	131,8	132,5
7	Питома ефективна витрата малов'язкого палива допоміжними двигунами	$g_{емпн}^{zd}$	кг/(кВт.годину)	Специфікація судна	0,188	0,188

Продовження табл. 35

1	2	3	4	5	6	7
8	Кількість та потужність допоміжних двигунів на ходовому режимі	$N_{e\ x}^{\partial\partial}$	кВт	1х	430	542
9	Кількість та потужність допоміжних двигунів на стояночному режимі без вантажних операцій	$N_{e\ cт.}^{\partial\partial}$ 2	кВт	1х	1030	1084
10	Кількість та потужність допоміжних двигунів на стояночному режимі з вантажними операціями	$N_{e\ cт. 1}^{\partial\partial}$	кВт	1х	945	1084
11	Питома ефективна витрата високов'язкого палива допоміжними двигунами	$g_{e\partial\partial n}^{\partial\partial}$	кг/(кВт.годину)	$(42700/Q_H) g_e^{\partial\partial}$	0,206	0,206
12	Витрата малов'язкого палива допоміжними двигунами за ходовий час	$G_{x\ m\partial n}^{\partial\partial}$	т/ход. час	$g_{e\partial n}^{\partial\partial} \cdot N_{e\ x}^{\partial\partial} \cdot \tau_x \cdot 10^{-3} \cdot 24$	6,708	–
13	Витрата високов'язкого палива допоміжними двигунами за ходовий час	$G_{x\ \partial\partial n}^{\partial\partial}$	т/ход. час	$g_{e\ \partial\partial n}^{\partial\partial} \cdot N_{e\ x}^{\partial\partial} \cdot \tau_x \cdot 10^{-3} \cdot 24$	7,34	8,47
14	Витрата малов'язкого палива допоміжними двигунами на стоянці з вантаж. операціями	$G_{cт1\ m\partial n}^{\partial\partial}$	т	$g_{e\partial n}^{\partial\partial} \cdot N_{e\ cт. 1}^{\partial\partial} \cdot \tau_{cт1} \cdot 10^{-3} \cdot 24$	287,5	–
15	Витрата високов'язкого палива допоміжними двигунами на стоянці з вантаж. операціями	$G_{cт1\ \partial\partial n}^{\partial\partial}$	т/рейс	$g_{e\ \partial\partial n}^{\partial\partial} \cdot N_{e\ cт. 1}^{\partial\partial} \cdot \tau_{cт1} \cdot 10^{-3} \cdot 24$	–	359
16	Витрати малов'язкого палива допоміжними двигунами на стоянці без вантаж. операцій	$G_{cт2\ m\partial n}^{\partial\partial}$	т/рейс	$g_{e\partial n}^{\partial\partial} \cdot N_{e\ cт. 2}^{\partial\partial} \cdot \tau_{cт2} \cdot 10^{-3} \cdot 24$	313,3	–
17	Витрата високов'язкого палива допоміжними двигунами на стоянці без вантаж. операцій	$G_{cт2\ \partial\partial n}^{\partial\partial}$	т/рейс	$g_{e\ \partial\partial n}^{\partial\partial} \cdot N_{e\ cт. 2}^{\partial\partial} \cdot \tau_{cт2} \cdot 10^{-3} \cdot 24$	343	359
18	Витрати палива допоміжними котлами за ходовий час	$G_{\partial\partial n}^{\partial\kappa}$	т/ход. час	$g_{\partial\partial n}^{\partial\kappa} \cdot \tau_x \cdot 10^{-3} \cdot 24$	8	6,33

19	Витрати палива допоміжними котлами на стоянці з вантажними операціями	$G_{\text{см1}}^{\text{дк}}$	т	$g_{\text{дбн}}^{\text{дк}} \cdot \tau_{\text{см1}} \cdot 10^{-3} \cdot 24$	156	134
20	Витрати палива допоміжними котлами на стоянці без вантажних операцій	$G_{\text{см2}}^{\text{дк}}$	т	$g_{\text{дбн}}^{\text{дк}} \cdot \tau_{\text{см2}} \cdot 10^{-3} \cdot 24$	156	134
21	Витрата високов'язкого палива за рейс	$G_{\text{дбн}}^{\text{р}}$	т/рейс	$G_{\text{x}}^{\text{зд}} + G_{\text{x}}^{\text{дд}} + G_{\text{см1}}^{\text{дд}} + G_{\text{см2}}^{\text{дд}} + G_{\text{x}}^{\text{дк}} + G_{\text{см1}}^{\text{дк}} + G_{\text{см2}}^{\text{дк}}$	1123	1134
22	Витрата малов'язкого палива за рейс	$G_{\text{мбн}}^{\text{р1}}$	т/рейс	$G_{\text{x}}^{\text{дд}} + G_{\text{см1}}^{\text{дд}} + G_{\text{см2}}^{\text{дд}}$	607	–
23	Витрати на високов'язке паливо за рейс	$B_{\text{дбн}}^{\text{р}}$	тис. у.о./рейс	$G_{\text{дбн}}^{\text{р}} \cdot \text{Ц}_{\text{дбн}}$	786	793,8
24	Витрати малов'язкого палива за рейс на загально-суднові потреби	$G_{\text{мбн}}^{\text{р2}}$	т/рейс	$0,05 \cdot G_{\text{дбн}}^{\text{р}}$	56	56,7
25	Витрати на малов'язке паливо за рейс	$B_{\text{мбн}}^{\text{р}}$	тис. у.о./рейс	$(G_{\text{мбн}}^{\text{р1}} + G_{\text{мбн}}^{\text{р2}}) / \text{Ц}_{\text{мбн}}$	730	62,4
26	Витрати циркуляційного масла головним двигуном за рейс	$G_{\text{цм}}^{\text{зд}}$	т/рейс	$N_{\text{е}}^{\text{зд}} \cdot g_{\text{цм}}^{\text{зд}} \cdot \tau_{\text{x}} \cdot 10^{-3} \cdot 24$	0,774	0,358
27	Витрати на циркуляційне масло для головного двигуна за рейс	$B_{\text{цм}}^{\text{зд}}$	тис. у.о./рейс	$G_{\text{цм}}^{\text{зд}} \cdot \text{Ц}_{\text{цм}}^{\text{зд}}$	3,09	1,43
28	Витрати циліндрового масла головним двигуном за рейс	$G_{\text{лм}}^{\text{зд}}$	т/рейс	$N_{\text{е}}^{\text{зд}} \cdot g_{\text{лм}}^{\text{зд}} \cdot \tau_{\text{x}} \cdot 10^{-3} \cdot 24$	0,704	0,516
29	Витрати на циліндрове масло для головного двигуна за рейс	$B_{\text{лм}}^{\text{зд}}$	тис. у.о./рейс	$G_{\text{цм}}^{\text{зд}} \cdot \text{Ц}_{\text{цм}}^{\text{зд}}$	4,576	3,35
30	Витрати циркуляційного масла допоміжними двигунами за рейс	$G_{\text{цм}}^{\text{дд}}$	т/рейс	$g_{\text{цм}} (N_{\text{ex}}^{\text{дд}} \cdot \tau_{\text{x}} + N_{\text{есм1}} \cdot \tau_{\text{см1}} + N_{\text{есм2}} \cdot \tau_{\text{см2}}) \cdot 10^{-3} \cdot 24$	3,74	4,1
31	Витрати на циркуляційне масло для допоміжних двигунів за рейс	$B_{\text{цм}}^{\text{дд}}$	тис. у.о./рейс	$G_{\text{цм}}^{\text{дд}} \cdot \text{Ц}_{\text{цм}}$	14,95	16,4

32	Експлуатаційні витрати на паливо за рейс	$B_{пл}^p$	тис. у.о./рейс	$B_{двп}^p + B_{мп}^p$	1516	856
33	Експлуатаційні витрати на масло за рейс	$B_{мс}^p$	тис. у.о./рейс	$B_{цм}^{2д} + B_{лм}^{2д} + B_{цм}^{2д}$	22,6	21,2
34	Кількість рейсів за рік	$\frac{П_{др}}{П_{мр}}$	–	$\frac{П_{се}}{\tau_p}$	2,5	2,5
35	Зміна доходу судна при модернізації СЕУ	ΔD	тис. у.о./рік	$(ПС)^p \cdot (\Phi C) \cdot 10^{-3} \cdot L_p \cdot (П_{др} - П_{мр})$	0,1	
35	Зміна витрат на паливо при модернізації	$\Delta B_{пл}$	тис. у.о./рік	$B_{д,пл}^p \cdot П_{др} - B_{м,пл}^p \cdot П_{мр}$	1651	
36	Зміна витрат на масло при модернізації	$\Delta B_{мс}$	тис. у.о./рік	$B_{д,мс}^p \cdot П_{др} - B_{м,мс}^p \cdot П_{мр}$	3,45	
37	Годинна витрата палива СЕУ до модернізації	$G_{нд}$	т/годину	$(g_{ед}^{2д} \cdot N_{ед}^{2д} + g_{ед}^{2д} \cdot N_{ед}^{2д} + G_{д}^{2д}) \cdot 10^{-3}$	1,697	
38	Годинна витрата палива СЕУ після модернізації	$G_{пм}$	т/годину	$(g_{ем}^{2д} \cdot N_{ем}^{2д} + g_{ем}^{2д} \cdot N_{ем}^{2д} + G_{м}^{2д}) \cdot 10^{-3}$	1,74	
39	Зміна витрат на екологічний збір за рахунок модернізації СЕУ за рік	$\Delta B_{е.з.}$	тис. у.о./рік	$[(G_{нд} - G_{пм}) \cdot H_{е.з} \cdot K_{коз} \cdot K_{ф} \cdot \tau_{е.з}] \cdot 10^{-3}$	0,028	
40	Зміна капітальних витрат при модернізації	ΔK_M	тис. у.о./рік	$\frac{C_M^{2д} + C_M^{2д} + C_M^{2д} + C_M^{2д} + C_M^{2д} - C_{д}^{2д} - C_{д}^{2д} - C_{д}^{2д} - C_{д}^{2д} - C_{д}^{2д}}{C_{д}^{2д}}$	500	
41	Зміна витрат на відрахування на окупність при модернізації	ΔK_M	тис. у.о./рік	$\frac{\Delta K_M}{T_{ок} - T_n}$	71,4	
42	Загальна зміна балансового прибутку за рахунок модернізації	$\Delta П_M$	тис. у.о./рік	$\Delta D - \Delta B_{пл} - \Delta B_{мс} - \Delta B_{е.з} - \Delta K_M$	86	
43	Загальна зміна чистого прибутку з урахуванням податків	$\Delta П_ч$	тис. у.о./рік	$0,7 \cdot \Delta П_M$	117	

7.2 Висновки з розділу

Проведені розрахунки показали, що впровадження безперервної металогібридної теплоутилізаційної установки дозволяє підвищити ефективність роботи суднової енергетичної установки завдяки використанню низькопотенційної теплоти головного двигуна. Отриманий енергетичний ефект підтверджує доцільність застосування запропонованого технічного рішення на балкері "NORD TOKYO".

Таким чином, запропонована модернізація СЕУ шляхом інтеграції металогібридного утилізаційного контуру є технічно та економічно обґрунтованою.

Висновок

У дипломній роботі вирішено науково-прикладне завдання підвищення енергетичної ефективності суднової енергетичної установки далкера "NORD TOKYO" дедекітом 32 500 т шляхом упровадження безперервних металогідридних циклів утилізації низькопотенційного тепла головного двигуна.

У роботі виконано аналіз базового судна та складу його енергетичної установки, визначено особливості розміщення обладнання у машинному відділенні й узагальнено вимоги міжнародних конвенцій та правил, що регламентують безпечну експлуатацію судових технічних засобів.

Досліджено утилізаційний потенціал сучасного малообертового дизеля, проаналізовано існуючі методи використання вторинних енергетичних ресурсів та обґрунтовано перспективність застосування безперервних металогідридних установок для низькопотенційних джерел теплоти.

Визначено раціональні параметри металогідридної системи, оцінено її вплив на теплову схему установки та встановлено, що впровадження такого контуру сприяє зростанню загальної енергетичної ефективності СЕУ.

У роботі також розглянуто питання проєктування допоміжних систем, технічної експлуатації, автоматизації, діагностування, безпечного несення машинної вахти та контролю технічного стану елементів суднової енергетичної установки.

Технологічна частина присвячена питанням технічного обслуговування та монтажної налагоджувальних робіт для елементів СЕУ, а розділи з охорони праці, безпеки в надзвичайних ситуаціях і ходових випробувань доповнюють комплексне опрацювання теми.

Економічне оцінювання підтвердило доцільність упровадження металогідридної теплоутилізаційної системи з огляду на покращення паливно-енергетичних показників та очікуване зниження експлуатаційних витрат.

Отримані результати свідчать, що використання безперервних металогідридних циклів може розглядатися як реальний резерв підвищення енергоефективності судових дизельних установок далкерів.

Запропоновані технічні рішення можуть бути використані при подальшій модернізації судових енергетичних установок, орієнтованій на підвищення паливної економічності та скорочення теплових витрат.

У науково-дослідній частині показано, що низькопотенційна теплота сучасних малообертових двигунів є вагомим енергетичним ресурсом, а застосування металогідридних утилізаційних установок безперервної дії створює передумови для її ефективного використання.

Результати розрахунків і аналізу підтверджують, що за раціонального вибору параметрів металогідридного матеріалу, температур десорбції та режимів циркуляції теплоносіїв можливо досягти помітного приросту корисного енергетичного ефекту.

За результатами дослідження можна зробити висновок, що безперервні металогідридні цикли є перспективним напрямом підвищення ефективності СЕУ транспортних суден.

Виконаний аналіз показав значний енергетичний ресурс низькопотенційної теплоти малооборотних двигунів. Існуючі способи її утилізації не завжди забезпечують належну ефективність для джерел із помірним температурним рівнем, тоді як металогідридні установки безперервної дії можуть забезпечити відчутний енергетичний та експлуатаційний ефект.

Таким чином модернізацію силової установки судна шляхом енергетичної утилізації тепла вторинних енергоресурсів головного двигуна можна вважати доцільною.

Список використаної літератури

1. *Логачев С.И., Чугунов В.В.* Мировое судостроение: современное состояние и перспективы развития. – СПб: Судостроение, 2001. – 312 с.
2. Океан и океанотехника/ *А.И. Навиков, В.М. Гордов, В.А. Орлов* и др.; под общ. ред. *А.И. Навикова* – Севастополь: Издатель Кручинин Л.Ю., 2010. – 436 с.
3. http://www.chsp.mksat.net/ref_list.php
4. Черноморсудопроект. События. Люди. Суда. – Николаев: Возможности Киммерии, 2006. – 356 с.
5. Судно балкер “NORD TOKYO”/ Спецификация. English edition
6. Суднова енергетика та Світовий океан: Підручник/ *В.М. Гордов, І.О. Ратушняк, Е.І. Трушляков, О.К. Чередніченко*; За ред. *В.М. Гордова* – Миколаїв: НУК, 2007. – 596 с.
7. *Артемов Г.А., Гордов В.М.* Суднові енергетичні установки: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 356 с.
8. Marine Engine IMO Tier II. Programme 2nd edition 2013. – MAN Diesel & Turbo, August 2013. – 172 p. (www.mandieselturbo.com)
9. 2012. Marine Solutions. Wartsila. – 148 p. (www.wartsila.com)
10. Mitsubishi UE Engine / Line up
(www.mhi.co.jp/en/products/expand/mitsubishi-ue_diesel_engine_01.html).
11. Проектування пропульсивної установки суден з прямою передачею потужності на звинт/ *В.П. Шостак, В.І. Гершанік, В.П. Кот, М.С. Бондаренко*; за ред. *В.П. Шостака* Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 500 с.
12. MAN B&W G45ME-B9.3-TII Project Guide. Electronically Controlled Two-stroke Engines with Camshaft Controlled Exhaust Valves. – 1st Edition, April 2013. – 355 p. (www.mandieselturbo.com).
13. Правила классификации и постройки морских судов. – СПб: Российский Морской Регистр Судоходства, 2008. – Т. 1. – 372 с.; Т. 2. – 691 с.
14. Расчет ходкости надводных водоизмещающих судов: Учебное пособие/ *Н.Б. Слижевский, Ю.М. Король, М.Г. Соколик, В.Ф. Тимошенко*; Под общ. ред. проф. *Н.Б. Слижевского*. – Николаев: НУК, 2004. – 192 с.
15. *Гордов В.М.* Енергетичні палива: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 328 с.
16. L23/30H IMO Tier II – Marine Generating Sets. – MAN Diesel & Turbo, June 2010. – 16 p. (www.mandieselturbo.com)
17. UNEX™ CHB. Oil-fired steam boiler for diesel oil, heavy fuel oil or sludge/waste oil. – DATA SHEET series. – Aalborg Industries, June 2005. – 2 p. (<http://www.aalborg-industries.dk>).
18. *Хряпченко А.С.* Судовые вспомогательные и утилизаационные парогенераторы: Учебное пособие. – Л: Судостроение, 1979. – 280 с.
19. *Овсянников М.К., Петухов В.А.* Судовые дизельные установки: Справочник. – Л. Судостроение, 1986. – 424 с.
20. Судовые установки с двигателями внутреннего сгорания/ *В.А. Ваншейдт, П.А. Гордеев, Б.А. Захаренко* и др. – Л: Судостроение, 1978. – 368 с.

21. Ривкин С.Л., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара: Справочник. Рек. Гос. службой стандартных справочных данных. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 80 с.
22. Exhaust gas economizer MISSION™ XS. – DATA SHEET series. – Aalborg Industries, March 2005. – 2 p. (<http://www.aalborg-industries.dk>).
23. EVAPORATOR/FRESH WATER GENERATOR PRODUCT SHEET (www.iwtm.no).
24. Системы судовых энергетических установок/ Г.А. Артемов, В.П. Волошин, А.Я. Шквар, В.П. Шостак Учебное пособие. 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Судостроение, 1990. – 376 с.
25. Лукин А.И., Ткаченко С.Г. Системы судовых дизельных установок: Учебное пособие. – Николаев: НКИ, 1990. – 76 с.
26. Международная Конвенция о подготовке и дипломировании моряков и несении вахты 1978 года (ПДМНВ-78) с изменениями и дополнениями, принятыми Комитетом по безопасности на море в 1995, 1997, 1998, 2000, 2004 гг. – Одесса: Издательский центр "Студия "Негоциант", 2005. – 385 с.
27. Автоматизация судовых энергетических установок и систем/ В.А. Андрезен, М.Э. Гольдберг, В.Н. Городущенко, Ю.Н. Уваров Учебник. – 2-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Судостроение, 1993. – 278 с.
28. Ланчуковский В.И., Козьминых А.В. Автоматизированные системы управления судовыми дизельными и газотурбинными установками: Учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1990. – 335 с.
29. Онасенко В.С. Судовая автоматика: Учебник для мореходных училищ. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1988. – 271 с.
30. Диагностирование дизелей/ Е.А. Никитин, Л.В. Станиславский, Э.А. Улановский и др. – М.: Машиностроение, 1987. – 224 с.
31. Коллакот Р.А. Диагностирование механического оборудования: Пер. с англ. – Л.: Судостроение, 1980. – 296 с.
32. Спиридонов Ю.Н., Рукавишников Н.Ф. Ремонт судовых дизелей. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1989. – 288 с.
33. Королевский Ю.П., Мальцев С.В. Ремонт судовых дизелей. – М.: Пищевая промышленность, 1977. – 335 с.
34. Раздрозин Ю.В. Справочник по монтажу судового механического оборудования. – Л.: Судостроение, 1981. – 200 с.
35. Кравченко В.С. Монтаж судовых энергетических установок. – Л.: Судостроение, 1975. – 256 с.
36. Seafarers' training certification and watchkeeping (STCW) CODE, IMO, 1995.
37. Иванов Б.Н. Охрана труда на морском транспорте: Учебник. – М.: Транспорт, 1981. – 192 с.
38. Санитарные правила для морских судов СССР. – М.: В/О "Мортехинформреклама", 1984. – 188 с.
39. Международная Конвенция по предотвращению загрязнения с судов 1973 г.; измененная Протоколом 1978 г. к ней; МАРПОЛ 73/78. – СПб.: АОЗТ ЦНИИМФ, 1994. – 310 с.

40. *Зубрилов С.П., Ищук Ю.Г., Косовский В.И.* Охрана окружающей среды при эксплуатации судов. – Л.: Судостроение, 1989. – 256 с.
41. *Нунупаров С.М.* Предотвращение загрязнения моря с судов: Учебное пособие для вузов. – М.: Транспорт, 1985. – 288 с.
42. Суднова енергетика та Світовий океан: Підручник/ *В.М. Горбов, І.О. Ратушняк, Є.І. Трушляков, О.К. Чередніченко*; За ред. *В.М. Горбова*. – Миколаїв: НУК, 2007. – 596 с.
43. *Депутат О.П., Коваленко І.В., Мужик І.С.* Цивільна оборона: Навчальний посібник/ За ред. полковника *В.С. Франчука*. – Львів: Афіша, 2000. – 336 с.
44. *Михайлюк В.О.* Цивільний захист: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – Ч. 2. Надзвичайні ситуації. – 124 с.
45. *Вдовиков Г.В., Губанов В.А., Лучко И.Е.* Справочник по приемо-сдаточным испытаниям судов. – Л.: Судостроение, 1983. – 208 с.
46. Правила технической эксплуатации морских и речных судов. Дизели. КПД 31.2.002.02–96: Нормативный документ морского транспорта Украины. – К., 1997. – 64 с.
47. *Краев В.И.* Экономическое обоснование при проектировании морских судов. – Л.: Судостроение, 1981. – 280 с.
48. *Тудальцев А.М.* Виробниче освітлення та його розрахунок: навчальний посібник. — Миколаїв: УДМТУ, 2001. — 84 с.