

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

Херсонський навчально-науковий інститут, суднобудівний факультет
(повне найменування інституту, назва факультету (відділення))

Кафедра суднового машинобудування та енергетики
(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

Андрєєв А.А.

«__» _____ 202_ р.

Пояснювальна записка

до випускної роботи магістра
(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему "Дослідження ефективності використання водопаливних емульсій
в енергетичній установці балкера типу «WESTERN LUCREZIA»

(Dw=37 000 т)"

«Research into the efficiency of using water-fuel emulsions in the power plant of a
bulk carrier of the type "WESTERN LUCREZIA" (Dw=37,000 tons)»

Виконав: студент VI курсу, групи 6220зм
спеціальності

135 "Суднобудування"

(шифр і назва спеціальності)

"Експлуатація, випробування та монтаж

(назва освітньо-професійної програми)

суднових енергетичних установок"

Гонтарчук Ян Юрійович

(прізвище та ініціали)

Керівник

Шалапко Д.О.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

Андрєєв А.А.

(прізвище та ініціали)

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. Андреев

" 01 " вересня 2025 року

З А В Д А Н Н Я
НА ВИПУСКНУ МАГІСТЕРСКУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ ОСВІТИ
Гонтарчук Ян Юрійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи "Дослідження ефективності використання водопаливних емульсій в енергетичній установці балкера типу «WESTERN LUCREZIA» (Dw=37 000 т)"

керівник роботи Шалапко Д.О., к.т.н., доцент,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені розпорядженням директора ХННІ НУК від " " 2025 року №

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

3. Вихідні дані до роботи

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

Вступ.

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

Розділ 2. Наукове дослідження на тему Дослідження використання водопаливної емульсії для підвищення ефективності СЕУ

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

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

протидія піратській діяльності на морі;

експлуатація паливних насосів;

особливості роботи другого механіка

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

5.1. Автоматизація паливних систем.

5.2. Розробка програми випробувань головного двигуна.

Розділ 6. Технологічна розробка елементів СЕУ:

6.1. Діагностування систем мащення.

6.2. Технічне обслуговування та ремонт ремонт поршнів.

6.3. Технологічний процес монтажу поршнів МОД.

Розділ 7. Оцінка ефективності проведеної модернізації СЕУ.

Висновки.

Список використаних літературних джерел.

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

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

Креслення з результатами наукового дослідження – 1 – 2 аркуші.

Креслення загального розташування устаткування у МВ судна – 2 аркуші.

Характеристики елементів пропульсивної установки судна – 1 аркуш.

Креслення теплової схеми СЕУ – 1 аркуш.

Принципова схема системи, що обслуговує СЕУ – 1 аркуш.

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

Креслення розташування датчиків на елементі СЕУ – 1 аркуш.

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

Креслення монтажу елемента СЕУ – 1 аркуш.

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

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Здобувач

(підпис)

Гонтарчук Я.Ю.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Шалапко Д.О.

(прізвище та ініціали)

Анотація

У дипломному проєкті розглянуто судно-балкер “WESTERN LUCREZIA” дедвейтом 37 000 т.

У процесі виконання роботи здійснено модернізацію суднової енергетичної установки шляхом заміни головного двигуна MAN 5S50MC–C7 на більш сучасний і економічний двигун MAN 6G45ME–C9.

Основні елементи допоміжної енергетичної установки залишено без змін, оскільки існуючі джерела електричної та парової енергії відповідають сучасним вимогам ефективності та надійності.

У роботі розглянуто питання діагностування головного двигуна, а також можливості ремонту його основних вузлів і деталей. Значну увагу приділено питанням охорони праці, безпечної експлуатації суднової енергетичної установки та запобігання забрудненню навколишнього середовища.

У технологічній частині дипломного проєкту розроблено технологію ремонту поршнів головного двигуна, а також представлено технологічний процес монтажу допоміжного дизель-генератора на амортизаторах із визначенням трудомісткості та кваліфікаційного розряду виконавців робіт.

Економічна частина роботи містить порівняльний аналіз ефективності модернізації, зокрема оцінку доцільності заміни головного двигуна.

Ключові слова: судна енергетична установка, модернізація головного двигуна, балкер, технологія ремонту поршнів, діагностування двигуна, економічна ефективність, монтаж дизель-генератора.

Abstract

The graduation project considers the bulk carrier “WESTERN LUCREZIA” with a deadweight of 37,000 tons.

During the project development, the modernization of the ship power plant was carried out by replacing the main engine MAN 5S50MC–C7 with a more modern and fuel-efficient engine MAN 6G45ME–C9.

The main elements of the auxiliary power plant remained unchanged, since the existing sources of electrical and steam energy meet modern requirements for efficiency and reliability.

The project examines the diagnostics of the main engine and the possibility of repairing its main components. Particular attention is paid to occupational safety, safe operation of the ship power plant, and prevention of environmental pollution.

The technological part of the project presents the repair technology of the main engine pistons and describes the technological process of installing an auxiliary diesel generator on vibration isolators, including the estimation of labor intensity and the qualification level required for the work.

The economic section includes a comparative analysis of the modernization efficiency, particularly assessing the feasibility of replacing the main engine.

Key words: marine power plant, main engine modernization, bulk carrier, piston repair technology, engine diagnostics, economic efficiency, diesel generator installation.

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ.....	ПОМИЛКА! ЗАКЛАДКУ НЕ ВИЗНАЧЕНО.
ЗМІСТ	4
1 ХАРАКТЕРИСТИКА БАЗОВОГО СУДНА, ЙОГО СИСТЕМ І ПРИСТРОЇВ СТОСОВНО ВІДПОВІДНОСТІ ВИМОГАМ МІЖНАРОДНОГО КОДЕКСУ УПРАВЛІННЯ БЕЗПЕКОЮ (МКУБ).....	11
1.1 Призначення судна.....	11
1.2 Класифікація судна і відповідність правилам морських класифікаційних товариств	12
1.3 Основні характеристики	12
1.4 Морехідні якості.....	13
1.5 Суднова енергетична установка	13
1.5.1 Елементи головної енергетичної установки.....	13
1.5.2 Елементи допоміжної установки.....	13
1.5.3 Допоміжна парова установка.....	14
1.6 Загальносуднові системи	14
1.6.1 Осушувальна система.....	14
1.6.2 Баластна система.....	15
1.6.3 Стічна і шпігатна системи	15
1.6.4 Протипожежні системи.....	15
1.6.5 Система питного та мийного прісного водопостачання.....	17
1.6.7 Система загальносуднової вентиляції	18
1.7 Суднові пристрої.....	18
1.7.1 Кермовий пристрій.....	18
1.7.2 Якірний пристрій.....	19
1.7.3 Швартовний та буксирний пристрій	19
1.7.4 Вантажні пристрої.....	19
1.7.5 Рятувальні пристрої	20
1.8 Міжнародний Кодекс управління безпекою (МКУБ).....	20
1.9 Розташування машинного відділення по довжині корпусів судна.....	21
1.10 Розташування головного двигуна і допоміжного устаткування у машинному відділенні.....	22
1.11 Вимоги до розміщення устаткування систем.....	24
1.12 Комплектація судна технічними засобами для забезпечення вимог Міжнародних Конвенцій SOLAS-74 та MARPOL-73/78.....	25
1.13 Висновок.....	29

2. ДОСЛІДЖЕННЯ ВИКОРИСТАННЯ ВОДОПАЛИВНОЇ ЕМУЛЬСІЇ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СЕУ.....	30
2.1 ФІЗИКО-ХІМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ВОДОПАЛИВНИХ ЕМУЛЬСІЙ.....	30
2.2 ВПЛИВ ВОДОПАЛИВНОЇ ЕМУЛЬСІЇ НА РОБОЧИЙ ПРОЦЕС ДВИГУНІВ.....	36
2.3 ТЕХНІЧНА ПРОПОЗИЦІЯ ПРИ ВИКОРИСТАННІ ВОДОПАЛИВНИХ ЕМУЛЬСІЙ.....	39
2.4 ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА ПРИ ВИКОРИСТАННІ ВОДОПАЛИВНИХ ЕМУЛЬСІЙ.....	39
3. МОДЕРНІЗАЦІЯ ГОЛОВНОЇ ПРОПУЛЬСИВНОЇ ТА ДОПОМІЖНОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВОК СУДНА. РОЗРАХУНОК І КОМПЛЕКТАЦІЯ СИСТЕМИ.....	43
3.1 Вимоги, що висувуються до енергетичної установки судна.....	43
3.2 Аналіз різних типів і схем суднових енергетичних установок.....	43
3.2.1 Види суднових енергетичних установок.....	43
3.2.2 Аналіз різних типів головних двигунів.....	44
3.2.3 Аналіз різних типів передачі потужності.....	45
3.3 Вибір числа гребних гвинтів, числа гребних валів і способу реверсування.....	45
3.4 Вибір типу рушія.....	46
3.5 Вибір головного двигуна.....	46
3.5.1 Оцінка необхідної потужності головного двигуна.....	46
3.5.2 Порівняльний аналіз та вибір головного двигуна.....	46
3.5.3 Основні технічні дані.....	47
3.5.4 Опис конструкції двигуна.....	48
3.6 Рейсова лінія та гістограми гідрометеорологічних параметрів.....	51
3.7 Проектування головної пропульсивної установки.....	54
3.7.1 Основні характеристики ходовості серійного судна.....	56
3.7.2 Розрахунок гвинтової характеристики.....	57
3.7.3 Побудова суміщених характеристик двигуна та рушія.....	58
3.7.4 Характеристики гребного гвинта.....	60
3.7.5 Визначення основних експлуатаційних характеристик двигуна 6G45ME-C961.....	66
3.7.6 Визначення основних елементів валопроводу.....	66
3.8 Розробка теплової схеми установки. Проектування допоміжних комплексів.....	69
3.8.1 Розробка теплової схеми суднової установки.....	69
3.8.2 Вибір суднової електростанції.....	69
3.8.3 Вибір елементів допоміжної котельної установки.....	72
3.8.4 Вибір аварійного дизель-генератора.....	77
3.8.5 Вибір опріснювальної установки.....	79
3.8.6 Енерговикористання в режимі повного ходу.....	80
3.9 Визначення основних параметрів систем СЕУ. Розробка, розрахунок і комплектація системи змащення.....	89

3.9.1 Паливна система	89
3.9.2 Система масляна	91
3.9.3 Система охолодження	93
3.9.4 Система пускового повітря	95
3.9.5 Система газовідведення	98
4. РОЗРОБКА ПИТАНЬ БЕЗПЕЧНИХ МОРЕПЛАВСТВА, ЕКСПЛУАТАЦІЇ СЕУ ТА НЕСЕННЯ МАШИННОЇ ВАХТИ	109
4.1. Розробка питань технічної експлуатації за рахунок дослідження впливу зазору в паливному насосі головного двигуна	109
4.2 Обов'язки другого механіка	116
4.3 Несення машинної вахти	117
4.4. Розробка заходів із безпеки в надзвичайних ситуаціях та боротьби із тероризмом і піратством	121
4.4.1 Обґрунтування необхідності розробки заходів	121
4.4.2 Характеристика об'єкта, пов'язаного з можливістю вибуху	121
4.4.3 Методика дослідження	121
4.4.4 Результат розрахунку	122
4.4.5 Боротьба з тероризмом і піратством	123
4.5 Розробка програми ходових випробувань головного двигуна	127
4.5.1 Загальні вказівки	128
4.5.2 Технічна документація	129
4.5.3 Контрольно-вимірні прилади	130
4.5.4 Ходові випробування	131
4.5.5 Вимір параметрів головної пропульсивної установки (ГЕУ)	132
5 АНАЛІЗ СУДНОВОГО ЕЛЕКТРООБЛАДНАННЯ, ЕЛЕКТРОННОЇ АПАРАТУРИ ТА СИСТЕМ КЕРУВАННЯ Й КОНТРОЛЮ СЕУ	135
5.1 Загальні положення	135
5.1.1 Автоматизовані головні механізми і рушії	135
5.1.2 Автоматизовані компресорні установки	137
5.1.3 Устрої в машинних приміщеннях	139
5.1.4 Устрої у житлових приміщеннях механіків	139
5.1.5 Автоматизована система керування паливopoдачею суднового дизеля	140
5.2. Системи діагностування двигунів та їх окремих вузлів; розробка засобу діагностування складу мастила та пристроїв її проведення	142
6. ТЕХНОЛОГІЧНА РОЗРОБКА ЕЛЕМЕНТІВ СЕУ	149
6.1 Технологічне обслуговування та ремонт поршня МОД	149
6.1.1 Демонтаж і розбирання ЦПГ	149
6.1.2 Дефектація й усунення дефектів поршнів	153

7 ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОВЕДЕНОЇ МОДЕРНІЗАЦІЇ СЕСУ.....	159
7.1 Загальні положення.....	159
7.2 Висновки з розділу.....	170
ВИСНОВОК.....	171
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	172

Вступ

Судно як складна інженерна система включає значну кількість машин, механізмів, апаратів і технічних пристроїв, які в сукупності формують суднову енергетичну установку (СЕУ). Саме СЕУ забезпечує реалізацію основних функцій судна: створення рушійної сили, виконання маневрів, забезпечення безпеки мореплавства та живучості судна, функціонування суднових систем і механізмів, виконання вантажних операцій, а також підтримання належних умов експлуатації судна і життєдіяльності екіпажу. Ефективність роботи СЕУ значною мірою визначає економічні та експлуатаційні показники судна в цілому.

У сучасному світовому судноплаванні найбільш поширеними первинними двигунами залишаються суднові дизелі. Це пояснюється їх високою паливною економічністю, надійністю, тривалим ресурсом роботи та можливістю використання широкого спектра рідких палив, зокрема важких високов'язких сортів. Крім того, конструктивні особливості суднових дизельних двигунів дозволяють ефективно реалізовувати системи автоматизації та дистанційного контролю, що є необхідною умовою експлуатації сучасних суден, у тому числі з машинними відділеннями безвахтового обслуговування.

В умовах постійного зростання вартості палива та посилення міжнародних екологічних вимог, зокрема вимог конвенції MARPOL 73/78, особливого значення набуває підвищення паливної економічності суднових енергетичних установок. Досягнення цієї мети можливе завдяки комплексу технічних і експлуатаційних заходів, серед яких важливе місце займають удосконалення конструкції головних двигунів, оптимізація режимів їх роботи, використання сучасних систем автоматизації, а також більш повне використання енергетичного потенціалу палива.

Підвищення ефективності СЕУ значною мірою пов'язане із впровадженням сучасних малообертових дизелів, що характеризуються підвищеним середнім ефективним тиском, високими значеннями індикаторного коефіцієнта корисної дії та здатністю стабільно працювати на важких високов'язких паливних композиціях. Використання таких двигунів дозволяє зменшити питомі витрати палива, підвищити надійність експлуатації та покращити екологічні характеристики суднової енергетичної установки.

Балкер-прототип дедвейтом 37 000 т обладнаний дизельною енергетичною установкою з малообертовим головним двигуном, що працює на важкому паливі з максимальною в'язкістю до 370 мм/с при 50 °С та температурою спалаху не нижче 61 °С. Однак розвиток суднового двигунобудування призвів до появи більш сучасних моделей малообертових дизелів, які відрізняються підвищеною економічністю, покращеними екологічними характеристиками та більш високим рівнем експлуатаційної надійності.

У зв'язку з цим у даній роботі розглядається питання модернізації суднової енергетичної установки шляхом заміни головного двигуна на більш сучасний і економічний, здатний ефективно працювати на високов'язких сортах палива. Реалізація такого технічного рішення дозволяє підвищити енергетичну ефективність судна, зменшити експлуатаційні витрати та покращити техніко-економічні показники судна у порівнянні з базовим прототипом.

Перелік прийнятих скорочень

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

1 Характеристика базового судна, його систем і пристроїв стосовно відповідності вимогам Міжнародного кодексу управління безпекою (МКУБ).

1.1 Призначення судна

Судно — універсальний балкер з можливістю перевезення контейнерів на верхній палубі “WESTERN LUCREZIA” (IMO: 9450703) (рис. 1.1) побудовано і введено в експлуатацію у 2009 році Корейською компанією “SPP Shipbuilding”, 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.

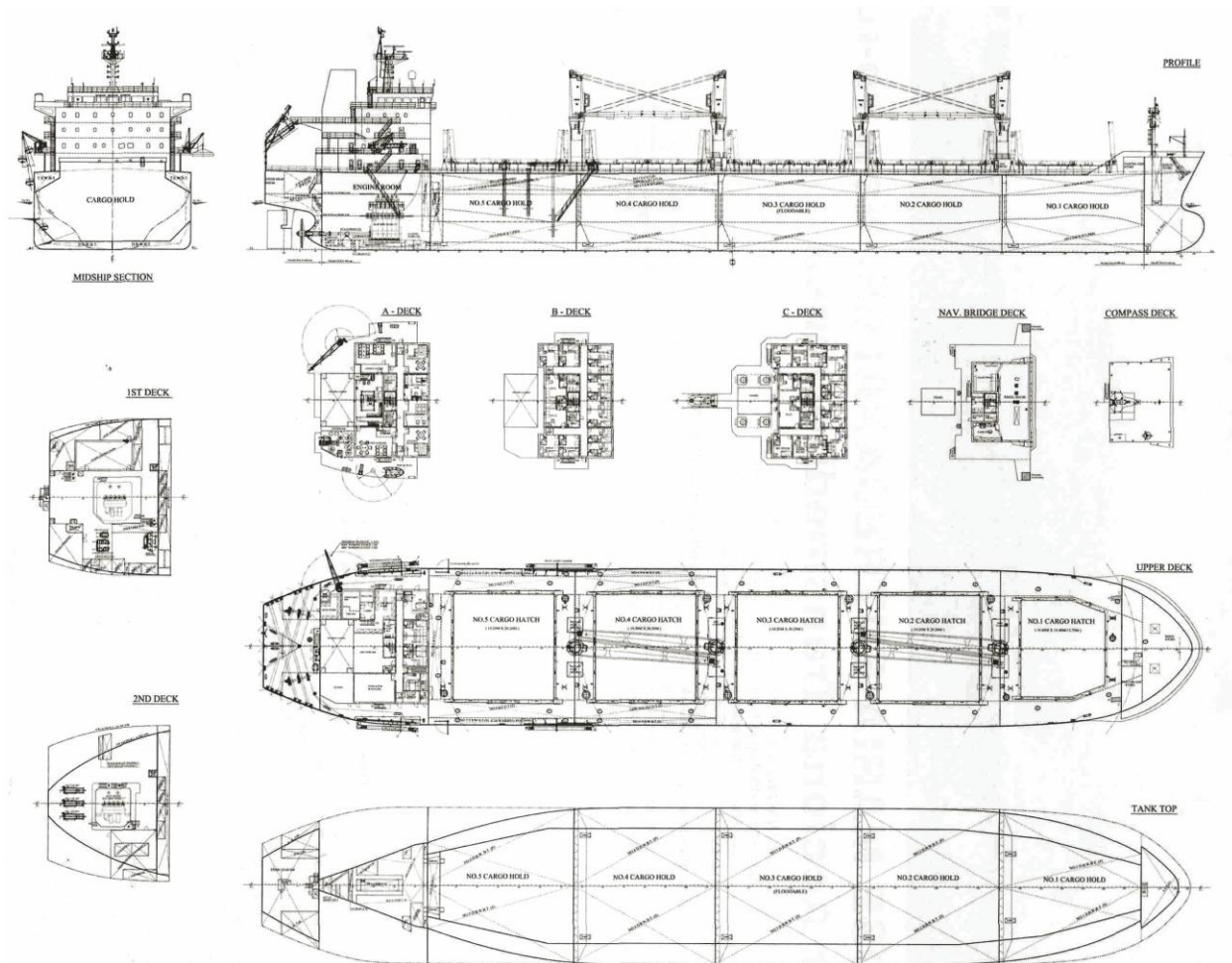


Рисунок 1.1 Загальний вигляд балкера “WESTERN LUCREZIA”

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 MARPOL-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 MSC 23(59);
- Міжнародним Правилам запобігання зіткнень суден у морі 1972 р. (МППСС-72) з поправками по резолюціям А.464 (XII), А.626 (15);
- Міжнародному Стандарту ISO 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), MET 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 А.667 (16) про пристрої для передавання лоцмана;
- Резолюції ІМО А.468(XП) "Кодекс по рівням шуму на суднах";
- Міжнародному Стандарту ISO 6954-1984 "Механічні коливання та дьвігіння. Принципи загального оцінювання вібрації на торгових суднах";
- Кодексу безпечної практики перевезення навалювальних вантажів 1991 р. (BC Code);
- Конвенції про приміщення для екіпажу на борту суден № 92 1949 р. (MOT-92) з додатковими положеннями конвенції № 133 1970 р. (MOT-133);
- Міжнародному регламенту радіозв'язку за рішенням всесвітньої адміністративної радіоконференції (BAKP-87ПС);
- Вимогам федерації портових працівників Австралії до трюмних трапів;
- тощо.

1.3 Основні характеристики

Головні розміри

Довжина найбільша..... 180,0 м;

Ширина..... 30,0 м;

Проектована осадка..... 9,0 м.

Дедвейт судна у морській воді густиною $1,025 \text{ т/м}^3$, при осадці по лінію вантажну марку 9,0 м, складає 34 410 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 відсіків.

Швидкість судна на глибокій воді, при чистому свіжофарбованому 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 — 5S50MC-C7, який має наступні характеристики і параметри (табл. 1.1):

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

Таблиця 1.1 Характеристики головного двигуна

Параметр	Значення
Число циліндрів	5
Діаметр циліндра, хід поршня, мм	500x2000
Номінальна потужність, кВт	7900
Специфікаційна потужність, кВт	7300
Експлуатаційна потужність, кВт	6550
Номінальна кількість обертів, хв^{-1}	127
Середній ефективний тиск, МПа	1,9
Середня швидкість поршня, м/с	8,47
Питома ефективна витрата палива, г/(кВт год)	171
Тип турбокомпресора	TCA
Витрата циркуляційного масла, г/(кВт год)	0,15
Витрата циліндрового масла, г/(кВт год)	1,0
Вага двигуна, т	181
Розміри, мм	5924x3150x8475

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

1.5.2 Елементи допоміжної установки

У якості основних джерел живлення встановлені 3 дизель-генератора Yanmar 6EY18AL з наступними характеристиками (табл. 1.2):

Таблиця 1.2 Характеристики дизель-генераторів

Параметр	Значення
Число циліндрів	6
Діаметр циліндра і хід поршня, мм	180 x 280
Потужність двигуна, кВт	660
Потужність генератора, кВт	600
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 SPP-Parat моделі PC320131

Таблиця 1.3 Характеристики котлоагрегату

Параметр	Значення
Тип секції	Вознева /утилізаційна
Паропроductивність, кг/годину	1400/900
Температура живильної води, оС	60
Тиск пари, МПа	0,7
Температура газів на виході з ГД при 85% навантаженні	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 водострумний ежектор подачею 160 м³/годину;
- на II платформі МВ: сепаратор льяльних вод;
- у приміщенні ежектора: водострумний 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 установлені 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 дудь-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 gasіння високого тиску. Система вуглекислотного gasіння високого тиску передбачена для gasіння пожеж у МВ, вантажних трюмах, приміщеннях АДГ, інсинератора, малярської, а також в УПГ, ресивері наддувочного повітря ГД і глушниках-іскрозасниках.

Устаткування системи розміщене в станціях вуглекислотного gasіння у МВ.

У комплект устаткування входять:

- балони для зберігання CO₂ із клапанами, сифонними трубами і деталями кріплення;
- збірні колектори;
- клапани випуску CO₂ у захищані 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;
- таблиці з написами і інструкціями з пуску;
- пристосування для зважування балонів.

Система забезпечує:

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

У системі gasіння 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 CO₂ з балонів, а пускові клапани для кожного з трюмів мають ручний привод. Пускові шафи розташовані у станції вуглекислотного gasіння.

Для gasіння пожежі в малих приміщеннях: АДГ, малярської та інсинератора, а також устаткування МВ використовуються місцеві установки CO₂, що складаються з 2-х і 3-х балонів.

Для цих установок також передбачено два окремих засоби керування випуску CO₂: ручне відкриття клапана випуску CO₂ у приміщення, що захищається, і ручне відкриття пристрою для випуску CO₂ з балонів.

1.6.4.3 Місцеві пости пожежезасіння. Для засіння місцевих возниц 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 обмив ілюмінаторів навігаційної рубки. Холодна прісна вода подається до водороздільного автомата і на змив унітазів.

Механізми і устаткування системи розташовані в приміщенні водопідготовки. Водороздільні автомати з охолодженням води розташовані в МВ і 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 переконасервації 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 кондиціювання повітря чи електроопаленням.

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

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

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 – однолінійна, з робочим тиском пари в опалювальних приладах 0,39 МПа.

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

Споживачі пари системи парового опалення – радіатори, системи господарського паропостачання, нагрівачі повітря систем кондиціювання, 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 % узимку. 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 змішання 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 паром.

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 м², 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 валі 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 укладаються в бортові якірні клізи. 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 витраченого 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., одностарданні, у кормовій частині судна;
- тягове зусилля – 125 кН;
- канатомісткість – 200 м;
- швидкість вибирання – не менше 0,2 м/с.

Якірні швартовні пристрої – автоматичні двостарданні ледідки з електричним приводом:

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

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

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 кермової 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 стардані – 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 кожен, що спускаються за допомогою плотбалки, чотири надувні рятувальні плоту на 10 осіб кожен в пластмасових контейнерах і додатковий надувний рятувальний пліт на 6 осіб.

Плоту на 10 осіб закріплюються на стелажі 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 жити 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...) то обов'язкові судові документи.

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

Правила Регістра, видання 1990 р,

Міжнародна Конвенція з охорони людського життя на морі 1974 (SOLAS-7M);
Міжнародна Конвенція по запобіганню забруднення з суден у морі (МАРПОЛ – 73/78), а також поправок по МЕРС 32/WP.3 і МЕРС.51 (32),
– Міжнародна Конвенція про вантажну марку.
Міжнародні правила попередження зіткнень суден у морі, 1972 (COLREG-72),
Міжнародна Конвенція про підготовку і дипломування моряків та несення вахти 1978/1995 (STCW-78/95),
Міжнародний кодекс морського перевезення небезпечних вантажів (IMDG Code)
Міжнародний кодекс по рятувальним засобам, з поправками (ISA Code)
Устаткування, обслуговуючі системи встановлені на судні задовольняють діючим нормам і правилам.

1.9 Розташування машинного відділення по довжині корпусів судна

Розміщення машинного відділення (МВ), 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 міделів — 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 МВ. 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 гребного валу, який проходить через кормові трюми при інших розташуваннях МВ. Зниження маси валопроводу і відмова від тунелю гребного 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, у диферентування 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 гребного 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, диферентування 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 ділш 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 рудках. 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 зредних валів, об'єм шахт, димових труд і інших приміщень у надбудовах і рудках, 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 каналів, газовідвідних труд і димоходів, каналів підводу повітря до працюючих дизелів, котлам, установки 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 труд служать для виводу газовідвідних труд і труд 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 газовипускних труд і димоходів, а також в залежності від загального виду судна.

Для збереження запасів палива використовуються цистерни подвійного дна, бортів 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.

1.10 Розташування головного двигуна і допоміжного устаткування у машинному відділенні

Устрої 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 суднах з великою висотою борта застосовують багатоярусне розташування, що дозволяє зменшити довжину МВ і габарити 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 людей 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 людей 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 суднах 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 урівноважені поршневі компресори створюють динамічне навантаження, яке викликає вібрацію корпусу і шум. Тому такі механізми треба встановлювати на амортизаторах. Вільно поршневий дизель —

компресор, який є практично повністю врівноваженим механізмом, часто встановлюють на спеціальних кронштейнах на дортах, 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 суднах 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.

1.11 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 суднах, 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 розміщують 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 обшиванню 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 криголамах і судах льодового плавання для прийому забортної 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 забортної 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. Компоновка арматури і з'єднань трубопроводів повинна забезпечувати зручний доступ до них і можливість виконання ремонтних робіт без демонтажу суміжного устаткування і труб, 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 підвішеного дна і масляних цистерн — не менше ніж на 50 мм, від зовнішнього одшивання і передірок — не менше ніж на 20 мм).

Відливні трубопроводи охолоджувальної води за борт по можливості об'єднують для скорочення кількості отворів у зовнішньому одшиванні. Відливні отвори розміщують, як правило, на лівому борті, так як судна зазвичай швартуються у причальної 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 арматури, розташованих 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 маршруту не повинна перевищувати 6 м. На важкотоннажних морських судах з великою висотою МВ в доповнення до трапів передбачені ліфти.

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

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 і 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 "WESTERN LUCREZIA" встановлено як індивідуальні рятувальні засоби, так і колективні.

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

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 перевертот обличчям вгору не довше ніж за 5 с; підтримання людини в такому положенні, щоб тіло було відхилено назад не менше ніж на

202], 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 зібратися 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 подувала 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 гребний звинт. Рятувальна шлюпка повинна бути пофарбована у помаранчевий колір.

На судні встановлені (див. п. 1.6.4): чотири рятувальні далкерні моторні самовідновлювальні шлюпки типу 00305, що вміщують 42 особи кожна; робоча моторна шлюпка типу РШП-5,5; катер корабельний робочий типу 338М. Спускання та піднімання рятувальних шлюпок здійснюється шлюпбалками ШДЧШВ за допомогою електричних шлюпочних 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.

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 2BV 2,5/16-2,5/45 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 шпігатів; 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 і 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 роздрібнення сміття до часток, що не перевищують 25 мм; спалювання в спеціальних печах – інсінераторах, які відповідають "Стандартним технічним вимогам IMO".

На балкері "WESTERN LUCREZIA" 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 аерозолію і найбільш можливому інтенсивному перемішуванні очищуваного газу з рідиною. Даний метод дозволяє видалити з газу частки пилу, диму, туману і аерозолів (зазвичай небажані або шкідливі) практично будь-яких розмірів.

1.13 Висновок

Розділ містить загальний опис судна "WESTERN LUCREZIA", його корпусу, енергетичної установки та систем. Також наведено норми Міжнародного Кодексу управління безпекою (МКУБ).

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. Дослідження використання водопаливної емульсії для підвищення ефективності СЕСУ

2.1 Фізико-хімічні властивості водопаливних емульсій

В даний час велика увага приділяється використанню водопаливних емульсій. Цей новий вид палива стає загальновизнаним і набуває широкого поширення на транспорті. Водопаливні емульсії проходять випробування як на карбюраторних двигунах, так і на дизелях. Існує кілька методів, приготування ВПЕ. Наприклад, в бак заливається вже готова емульсія, яка здатна зберігатися без значного розшарування кілька днів. Розроблено способи безпосереднього приготування емульсії перед її вживанням в енергетичних установках, які знаходять поширення на флоті та у залізничному транспорті.

Габарити і продуктивність установок для приготування емульсії відповідають судновим вимогам і вписуються в загальну компоновку машинних відділень.

Проведені глибокі теоретичні дослідження впливу ВПЕ на робочий процес. Створені перші напівпромислові установки для отримання емульзованого палива з автоматичним дозуванням води. На флотах є деякий досвід роботи суднових дизелів на емульзованому паливі. Кілька суден постійно працюють на ВПЕ.

При роботі дизелів на важких сортах палив можуть погіршитися якість розпилювання, сумішоутворення і згоряння палива, зрости температура випускних газів і димність, збільшитися корозійний знос деталей циліндро-поршневої групи і паливної апаратури. Внаслідок цього необхідно розробляти нові методи вдосконалення процесу згоряння важких палив в дизелях. Застосування водопаливних емульсій дозволяє частково вирішити виникаючі проблеми при використанні важких палив.

Наявність води в паливі прийнято вважати небажаним, так як вода знижує теплоту згоряння палива і підвищує температуру його застигання, а крім того, двигун може працювати нестабільно. Все це справедливо в тому випадку, якщо вода присутня в паливі в шаровому вигляді або нерівномірно вводиться разом з робочою сумішшю в камеру згоряння. Для отримання однорідної суміші необхідно рівномірно розподілити воду в паливі і при цьому таким чином, щоб спектр крапель води в паливі був оптимальним. Така суміш води і палива є емульсією.

Водопаливні емульсії, які утворені двома рідинами (вода і мазут), між якими немає взаємодії, відносяться до гідрофобних. Емульсії бувають прямого і зворотного типів. Стосовно до двигунів внутрішнього згоряння найбільший інтерес представляють емульсії зворотного типу вода-масло, в яких дисперсною фазою є вода, а дисперсійним середовищем – органічна рідина (масло, паливо). При утворенні емульсії відбуваються дроблення дисперсної фази (води) і перемішування її з дисперсійним середовищем. В результаті диспергування вода розбивається на дрібні крапельки розміром від 1 до 5 мкм, причому кожна краплина води з зовнішнього боку, по межі розділу фаз, покрита тонким шаром природного або штучного емульгатора, що запобігає злиттю крапельок і підвищує стійкість емульсії.

У той же час шар емульгаторів може перешкоджати прямому контакту металевих поверхонь деталей паливної апаратури і води. При наявності у воді присадок вони можуть захищати метал від корозії.

При використанні емульгованого палива на базі мазуту не потрібно додатково вводити емульгатор, так як в мазуті в достатній кількості є асфальтени – природні емульгатори, що забезпечують високу стабільність емульсії.

Вода, що вводится в паливо, робить істотний вплив на деякі його фізико-хімічні показники: теплоту згоряння, щільність, в'язкість, поверхневий натяг, температуру спалаху.

Теплота згоряння водомазутних емульсій залежить в основному від вмісту в них води у зв'язку з витратами теплоти на її випаровування. При використанні емульсій мазутів М-40, М-60, М-80 з вмістом води 10...20% збільшення витрати мазуту становить 0,8...1,5% на 1% води по відношенню до безводному мазуту.

Щільність емульсії залежить від щільності компонентів і їх кількісного співвідношення при даній температурі.

$$\rho_{\Sigma}^{(H)} = \rho_T^{(H)} S_T + \rho_B^{(H)} S_B$$

де $\rho_{\Sigma}, \rho_T, \rho_B$ – щільність емульсії, палива і води; S_T, S_B – об'ємні частки палива і води.

В'язкість емульсії залежить від процентного вмісту і в'язкості дисперсної фази (води) і дисперсного середовища (палива), а також від температури підігріву. В'язкість ВПЕ вище в'язкості вихідних палив (дизельного, моторного). Зі збільшенням температури підігріву емульсії розрив між в'язкістю емульсії і вихідного палива скорочується. На рис. 2.1 представлена залежність в'язкості емульсії моторного палива дизельного палива від температури при різних вологості. За цими даними отримана емпірична залежність в'язкості емульсії від процентного вмісту в ній води

$$\nu_e = (1 + 16,3W^{1,4}) \nu_T$$

де ν_e – кінематична в'язкість емульсії і палива, $\text{м}^2/\text{с}$; W – відносний вміст води в емульсії.

У дослідях застосовували природні та штучні емульгатори для стабілізації ВПЕ. Природним стабілізатором ВПЕ є добавка 5% мазуту. Крім того, застосовували суміш 0,5% гумового клею і 0,5% емульсолу 32 для ВПЕ на основі дизельного палива і газу.

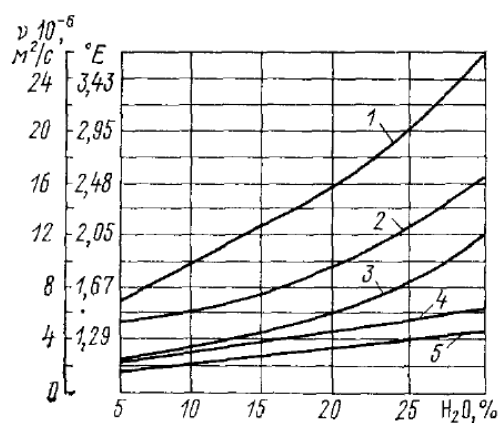


Рисунок 2.1 Залежність в'язкості емульсії моторного палива ДТ від температури: 1 – ДП; 2 – ДП + 10% води; 3 – ДП + 20% води; 4 – ДП + 30% води; 5 – ДП + 40% води

Як видно з кривих, в'язкість ВПЕ на основі газу і дизельного палива зі збільшенням вмісту води зростає, але з різною інтенсивністю.

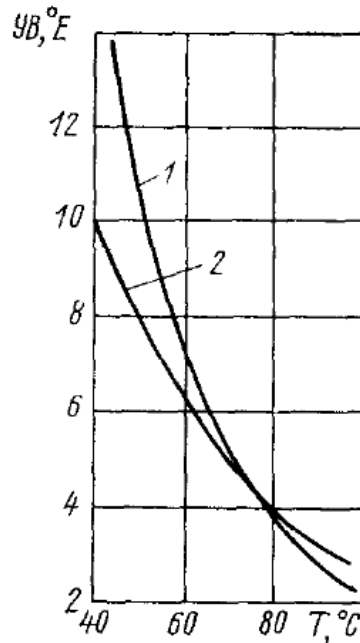


Рисунок 2.2 Залежність в'язкості водопаливної емульсії мазуту від температури

Поверхневий натяг є одним з параметрів, що визначають ефективність розпилювання палива, і залежить від температури, виду рідини і дотичних з цією рідиною фаз (газ-рідина, вода-паливо). Для емульсії дуже важливе значення має поверхневий натяг $\sigma_{ш}$ на межі розділу дисперсної фази і дисперсійного середовища, яке впливає на дисперсність і стійкість емульсії, тому що чим менше ця величина, тим швидше, тонше і рівномірніше можна розділити дисперсну фазу і отримати більш якісну і стабільну емульсію. Від поверхневого натягу σ_z на границі з повітрям (газом) залежить якість розпилювання емульсії в камері згоряння. Чим нижче ця величина, тим менше опір рідини збільшенню її поверхні і тонше розпил палива, що забезпечує більш ефективне і повне його згоряння. На рис. 3.3 представлена залежність поверхневого натягу емульсії моторного палива дизельного палива на границі з повітрям від температури. Поверхневий натяг емульгованого палива в значній мірі залежить від температури і тим сильніше, чим більше води в емульсії.

Температура спалаху $T_{сп}$ є експлуатаційним фактором, який визначає ступінь пожежної безпеки використовуваного палива і регламентується резистром. З ростом процентного вмісту води температура спалаху емульгованого палива підвищується і, відповідно, підвищується безпека використання такого палива. Залежність можна представити у вигляді емпіричної формули

$$T_{сп} = 88 + 668W$$

Температура застигання T_3 також відноситься до експлуатаційних факторів. Величина T_3 емульгованого палива вища, ніж вихідного палива. Для моторного палива з $T_3 = -10^\circ\text{C}$ вода, що вводить в паливо, буде підвищувати температуру застигання по залежності.

$$T_3 = 20,7W - 10$$

Водопаливну емульсію контролюють по дисперсності, яка вбирає в себе інші показники, що характеризують емульсію як паливо.

Дисперсність — головний показник якості емульсії, що відображає рівномірність розподілу води в масі палива, стійкість емульсії, її в'язкість і ін. Чим вище дисперсність, тим менше розмір краплі водної фази і відмінність крапель один від одного, тим рівномірніше розподіляється вода в паливі і вище якість емульсії як палива. Розміри крапель води повинні становити 1...5 мкм. Дисперсність емульсії залежить від щільності, в'язкості, поверхневого натягу вихідного палива та установки для приготування емульсії.

Питання про оптимальну дисперсності (спектр) емульсії надзвичайно важливе, але мало досліджене. Очевидно, оптимальні розміри частинок води залежать від базового палива, типу паливної апаратури, конструкції камери згоряння, ступеня форсування дизеля і режимів його роботи.

За структурою ВПЕ можуть бути: 1 – водосмолистими; 2 – водо-парафіновими; 3 – водопарафіносмолистими; 4 – водостабілізуючі (рис. 2.5).

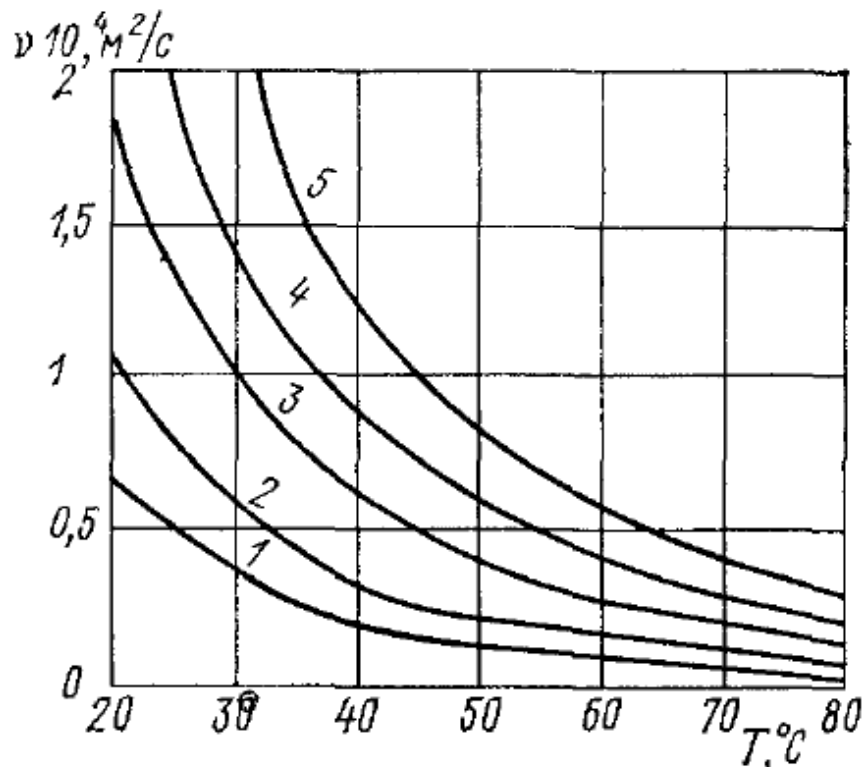


Рисунок 2.3 Залежність в'язкості емульсії дизельного палива ДЛ і гасу від вмісту води і емульгатора: 1 – емульсія ДЛ при 20 ° С і 5%; мазуту; 2 – емульсія ДЛ при 50 ° С і 5% мазуту; 3 – емульсія ДЛ при 20 ° С, 7,5% гумового клею і 0,5% емульсолів 32; 4 – емульсія ДЛ при 20 ° С і 0,5% емульсолів 32; 5 – емульсія гасу при 20 ° С, 0,5% гумового клею і 0,5% емульсолів 32

Перші три типи відносяться до ВПЕ з природними стабілізаторами, що входять до складу базового палива; останній – до ВПЕ з синтетичними стабілізаторами водної фази, які штучно вводяться.

Водосмолисті емульсії утворюються в результаті концентрації на поверхні водної краплі смол і асфальтенив палива, які внаслідок підвищеної поверхневої активності міцно обволікають частинки води. При цьому виходять досить стійкі емульсії. При охолодженні парафіністих палив, що містять воду, утворюються водопарафінові емульсії. Кристали парафіну утворюють кристалічну решітку навколо глобул води. Емульсії цього типу вельме нестабільні.

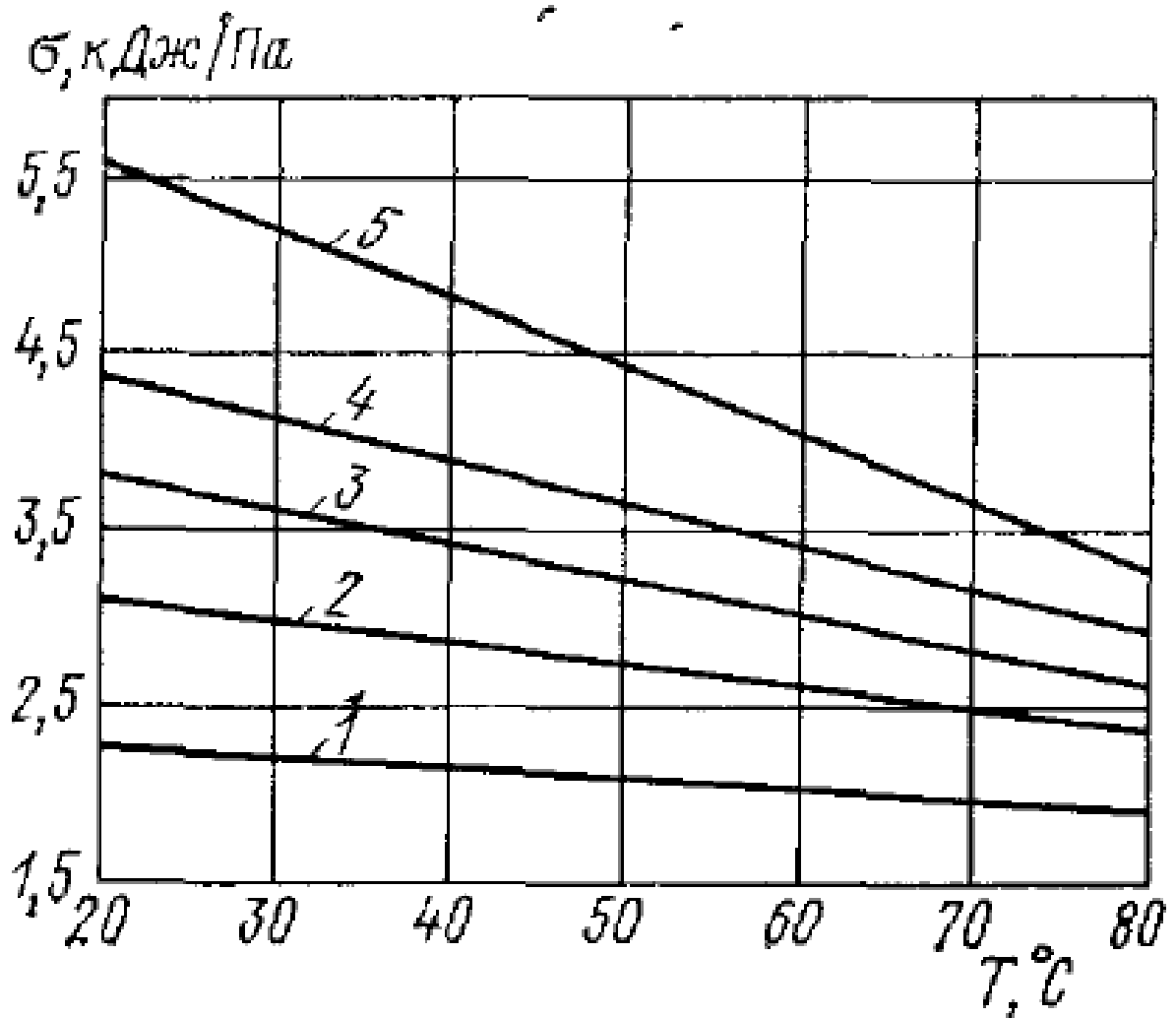


Рисунок 2.4 Залежність поверхневого натягу емульсії моторного палива ДТ від температури

Більшість палив мають вуглеводні парафінового та ароматичного роду і з водою утворюють водопарафіносмолисті емульсії. Поверхнево-активні асфальтени і смоли концентруються на поверхні водяних глобул. Утворюється система у вигляді парафіново кристалічної решітки з включеннями глобул води, оточених смолами і асфальтенами. При нагріванні парафінова решітка може руйнуватися, але система залишається міцною.

Цікаво, що при гомогенізації палив дробляться не тільки частинки механічних домішок, а й утворюються тонкодисперсні ВПЕ. Наприклад, в експортному мазуті при вмісті води 5% і 10% середній розмір глобул води становив 90...120 мкм, після гомогенізації 2...3 мкм.

Четвертий тип ВПЕ – штучно стабілізовані емульсії. У водну фазу вводять поверхнево-активні речовини (ПАР) та інші присадки, які обволікають глобули води стійкими молекулярними шарами і не дають їм об'єднуватися.

Використання спеціально приготованих емульсій у вигляді рівномірної суміші палива нафтового походження і прісної води дозволяє зменшити витрату палива при незмінному навантаженні дизеля на 4...10% в високооборотних і на 3...6% в середньо-і малооборотних дизелях. Витрата палива знижується завдяки поліпшенню сумішоутворення, підвищенню динаміки тепловиділення при згорянні і збільшенню повноти згорання палива.

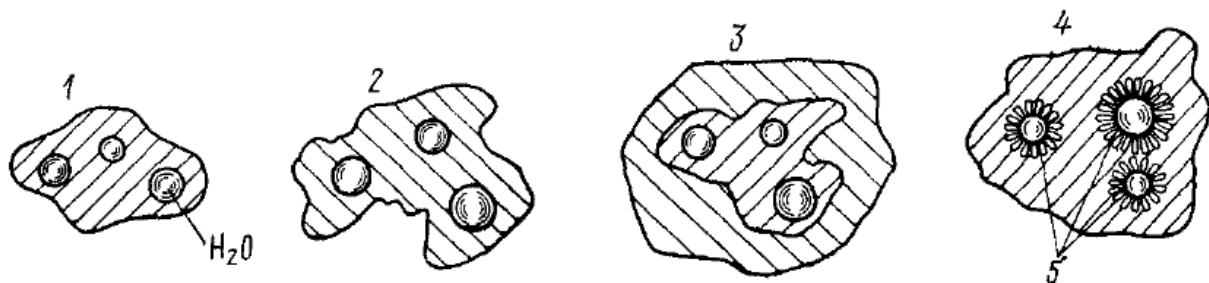


Рисунок 2.5 Структура водопаливної емульсії

Найбільша економічність двигуна при використанні емульсивного палива досягається при вмісті водної фази в емульсії 5...17%. Поза цими межами прирощення теплоти при згорянні палива від ефекту мікробудухів не компенсує витрат теплоти на випаровування і перегрів води.

Ефект зміни економічності двигуна при роботі на емульсивному паливі в порівнянні з «сухим» паливом залежить від дисперсності водної фази в емульсії. Найбільша економічність досягається при дисперсності водної фази 2...15 мкм. При занадто малих, а також при дуже великих розмірах крапель води економічність двигуна знижується. Збільшення повноти згорання палива при цьому виявляється незначним внаслідок ослаблення ефекту мікробудухів, і воно не компенсує витрат теплоти на випаровування і перегрів води.

При перекладі на емульсійне паливо і збереженні незмінного навантаження двигуна тривалість упорскування палива в циліндр зростає, температура випускних газів зменшується на 2...3%. Максимальний тиск циклу залежить від способу регулювання паливних насосів: при регулюванні паливних насосів по початку подачі воно підвищується на 5...6%, а при регулюванні по кінцю подачі — знижується на 2...3%.

При використанні емульсійних палив зменшується нагароутворення на деталях циліндро-поршневої групи. Нагар стає більш пухким. Заміри циліндрових втулок і поршневих кілець показують, що при роботі на емульсивному паливі підвищення інтенсивності зносу не спостерігається.

Фізичні властивості емульсійних і «сухих» палив різняться. Щільність емульсивного палива зростає, але із збільшенням щільності базового палива відмінність щільності «сухого» і емульсивного палива нівелюється. Співвідношення в'язкості «сухого» і емульсивного палив залежить від температури їх підігріву. При підвищенні температури розрив між в'язкістю емульсії і «сухого» палива скорочується, і при 85...95 °C в'язкість емульсії мало відрізняється від в'язкості «сухого» палива. Це дозволяє припускати, що якість розпилювання емульсивного палива в циліндрі дизеля зберігається такою ж, як при «сухому» паливі.

Природні емульгатори у важких паливах сприяють збереженню високої (до декількох місяців) стабільності емульсії. У емульсії на базі дизельних палив стабільність менше (до доби). Емульгатор може бути застосований в кількості, що не перевищує вміст води в емульсії.

Водопаливні емульсії відносяться до стійких колоїдних систем. При підігріві емульсивного палива, отриманого на базі мазуту, спостерігається спінювання палива при атмосферному тиску і температурі понад 90 °C. Щоб уникнути спінювання і подальшого викиду емульсії з відкритої ємності, де проводиться підігрів, температура не повинна перевищувати 90 °C.

Результати аналізу фільтрованості емульсійних палив показують, що фільтри працюють задовільно. За 72 год на фільтруючих елементах фільтрів тонкого очищення накопичується не більше 100 г відкладень, що становить менше 0,0001% відфільтрованого палива.

Істотний вплив на економічність двигуна при роботі на емульсійному паливі надає спосіб приготування емульсії. Наприклад, на теплоході «Полтава» при використанні кавітаційного змішувача з екраном витрата палива при постійному навантаженні двигуна зі збільшенням вмісту води в емульсії неухильно підвищувався, склавши приблизно 103% при вмісті води в емульсії 8%. У разі приготування емульсії аналогічним змішувачем без екрану витрата палива при тому ж вмісті води в емульсії склав уже 94% витрати палива при роботі на «сухому» паливі. Передбачається вплив на економічність двигуна дисперсності водної фази, питання це потребує подальшого вивчення.

Зі збільшенням частоти обертання двигуна оптимум питомої витрати палива в залежності від вмісту водяної фази зсувається в бік підвищеного вмісту води в емульсії. Відзначається зниження витрати масла та димності.

2.2 Вплив водопаливної емульсії на робочий процес двигунів

Струмінь палива, що впорскується складається з великої кількості крапель розміром 5...30 мкм. Емульзоване паливо має велику питому масу, підвищену в'язкість і поверхневий натяг. Тому спостерігається зменшення витоків палива в плунжерних парах паливних насосів і підвищення тиску палива в трубопроводі, що в свою чергу призводить до збільшення швидкості витікання палива з форсунки, дисперсності розпилювання палива, довжини факела, кута конуса струменя, а також до зміни розподілу палива за обсягом струменя.

При уприскуванні безводного палива в міру його випаровування загальна поверхня крапель зменшується, а у емульзованому паливі за рахунок мікробудови поверхня крапель збільшується в кілька разів. В результаті розриву крапель відбувається їх подріднення, більш інтенсивне перемішування парів палива з повітрям. Факел палива, що впорскується займає значно більший обсяг. Незважаючи на велику питому масу емульсії, далекобійність струменя не збільшується, а відбувається розширення факела по об'єму камери згорання. Вода, що знаходиться в емульзованому паливі, впливає на передіг всіх періодів процесу горіння.

Крапля емульсії, що впорснути, за період затримки самозаймання нагрівається і вибухає. Потім розірвана крапля з великою швидкістю випаровується і, перемішуючись з повітрям, починає реагувати з киснем. Нагрівання і випаровування крапельок води, що входить в емульсію, викликають додаткове охолодження робочого тіла, яке може привести до зменшення швидкості хімічної реакції і збільшенню тривалості періоду затримки самозаймання. Однак період затримки самозаймання залежить від температури і тиску в камері, тому тривалість його можна зменшити більш раннім уприскуванням ВПЕ, збільшенням ступеня стиснення та ін.

Період швидкого початкового горіння звичайно приймається від початку запалення палива до моменту досягнення максимального тиску в циліндрі. Цей період характеризується значним наростанням швидкості згорання, зростанням тиску і температури в циліндрі. Основним фактором, що впливає на протікання процесу, є накопичення палива за період затримки самозаймання.

При спалюванні водопаливної емульсії накопичення палива відбувається повільніше, ніж при використанні звичайного палива, так як деяку частину уприснутого обсягу займає вода, входить до емульсії. Згорання емульзованого палива протікає швидше, ніж безводного. Наприклад, емульсія мазуту згорає на 25–30% швидше, ніж безводний мазут.

Періодом основного горіння вважається період від моменту досягнення максимального тиску до точки, в якій показник політропи розширення дорівнює адіабаті ($p_2 = k$) Цей період

характеризується різким зменшенням кількості проміжних продуктів реакції і швидким збільшенням кінцевих продуктів реакції. Тривалість періоду визначається досконалістю підведення повітря до палива і продуктів його проміжного окислення. Інтенсивність перемішування реагуючих компонентів набуває вирішального значення.

При використанні ВПЕ в період основного горіння вприскується велика кількість палива. Через більш тривале уприскування і мікробудування відбувається додаткове перемішування парів палива, повітря і кінцевих продуктів реакції. Збільшення кількості уприскуваного емульгованого палива сприятливо позначається і на регулюванні процесу згоряння. У той же час зростання загальної тривалості горіння небажано, надмірна розтягнутість вприскування може різко скоротити досягнутий ефект.

В останньому періоді підвищена концентрація водяної пари в зоні займання-горіння, має найбільший вплив на швидкість процесу окислення і горіння палива при найвищих температурах циклу.

Останній період характеризується безперервним зниженням температури робочого тіла і концентрації вихідних компонентів – палива і кисню. Тривалість періоду залежить від ступеня турбулізації суміші. Підвищений вміст вологи в високотемпературній газовій суміші сприяє активному протіканню процесів газифікації сажистих залишків палива, це також підтверджується зменшенням коксоутворення і нагароутворення при введенні води в циліндр дизеля. Зменшення подачі водопаливної емульсії в останній період (враховуючи збільшення її подачі в попередньому періоді) дозволить підвищити економічність циклу.

Вивчення впливу водопаливних емульсій на процес згоряння палива в двигунах внутрішнього згоряння показало, що додавка води до палива дає можливість якісно регулювати окремі періоди процесу згоряння.

Вплив емульгованого палива на робочий процес дизеля оцінювали багато дослідників, як у нас в країні, так і за кордоном.

Явища, що відбуваються в камері згоряння дизеля можна представити у вигляді комплексу взаємно впливаючих та доповнюючих фізичних і хімічних процесів.

2. Фізична дія на макро і мікросумішоутворення. До них відносяться процеси, що забезпечують більш тонке розпилювання і вторинне дроблення крапель ВПЕ в результаті мікробудувань.

2. Хімічна і каталітична дія води на процес горіння палива.

Емульсією називають суміш, що складається з двох нерозчинних рідин, одна з яких розподілена в іншій у вигляді частинок діаметром 0,1...100 мкм.

Мікрогетерогенні прийнято називати емульсії, що складаються з частинок води розміром від 1 до 10 мкм. Невидимі в оптичний мікроскоп частинки називають колоїдними. Розмір колоїдних частинок знаходиться в діапазоні від 1 до 400 нм. Для вивчення колоїдних розчинів використовують електронні мікроскопи.

Фізичні властивості ВПЕ (в'язкість, щільність, температура спалаху і застигання та ін.) визначаються тими ж показниками, що і властивості безводного палива. Однак існують характеристики, які властиві тільки емульсіям. До них відносяться: дисперсність, гетерогенність, концентрація дисперсної фази, стійкість.

Дисперсність називається величина зворотно пропорційна середньому діаметру крапель води і характеризує тонкість приготування емульсії. Зі збільшенням дисперсності збільшується сумарна поверхня і площа контакту води з паливом, підвищується вплив механізмів, діючих на розділі

незмішуваних між собою рідин. Якщо дисперсна фаза рухлива, то система називається вільнодисперсна.

Кількість води в емульсії впливає на економічні, екологічні та ресурсні показники дизеля. Оптимальний вміст води залежить від виду палива, конструкції дизеля і режиму його роботи. Вибір оптимальної концентрації проводиться за результатами випробувань конкретного двигуна і носить компромісний характер. У суднових дизелях використовуються концентровані ВПЕ з масовою концентрацією води в діапазоні 5...25%.

Стійкістю емульсії прийнято називати її здатність зберігати з часом дисперсність і рівномірність розподілу водної фази в займаному обсязі. Стійкість є важливою характеристикою ВПЕ, так як вона багато в чому визначає безвідмовність і надійність роботи дизеля.

Емульсія, приготувана з дистильованого дизельного палива і води, є нестійкою. Відразу ж після приготування, емульсія починає розшаровуватися на воду і пальне. Основними видами втрати стійкості емульсії є седиментація і коалесценція.

Седиментацією називають явище розшарування між собою компонентів під дією сили тяжіння, які не змішуються (легкі частинки прагнуть спливати, а важкі випасти в осад).

Явищу седиментації сприяють процеси флокуляції та коалесценції.

Флокуляцією називають процес злипання окремих крапель без злиття в їх більш великі краплі. Швидкість седиментації флокульованих (злипаних між собою) крапель вище, ніж окремих крапель. Чим більше розходження в питомій вазі рідин і чим більше розміри включень води – тим інтенсивніше відбувається процес поділу рідин і випадання осаду.

Коалесценцією називають процес злиття дрібних крапель в більші. В результаті збільшується ступінь дисперсності емульсії. При коалесценції відбувається перехід з метастабільного в термодинамічно стійкий стан. Результатом цього процесу також може стати повне руйнування (розшарування) емульсії на воду і пальне.

Як було зазначено раніше, вода, що знаходиться в емульсії надає на процеси сумішоутворення і горіння розпорошеного в палива фізичне, хімічне та каталітичне дію.

До фізичних процесів, які поліпшують якість сумішоутворення і згорання при роботі на ВПЕ відносять і явища «мікробудухів» парів води в краплях палива. Мікробудухи знижують локальні температури в камері згорання і зменшують концентрацію оксидів азоту у відпрацьованих газах.

В оцінці впливу мікробудухів на робочий процес дизеля також немає єдиної думки. Одні вважають, що мікробудухи є потужним засобом поліпшення сумішоутворення і згорання розпорошеної емульсії, інші – що це вплив вельми незначний.

Хімічний і каталітичний вплив води на робочий процес визначається наступними явищами. Згідно теорії про каталітичний вплив води на процеси займання і горіння палива, підвищений вміст парів води в горючій суміші і в продуктах згорання робить позитивний вплив на процес горіння палива. Відомо, що в безводневій суміші вигорання окису вуглецю практично не відбувається. Однак при підвищенні вологості в 1% спостерігається майже повне її вигорання. Це явище пояснюють каталітичним дією парів води. У полум'ї, вода частково розкладається на водень, кисень і гідроксильну групу і діє на процес окислення окису вуглецю як каталізатор.

Каталітична дія води здійснюється наступним чином. Молекули води і кисню мають приблизно однакову резонансну частоту коливань, і енергія, передана однією молекулою, буде легко прийматися іншою. Крім того, молекула води полярна, а це означає, що присутність води додатково поляризує середовище, в якому відбувається процес горіння.

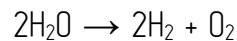
Найбільш повно пояснює каталітичний вплив парів води на горіння палива теорія горіння і ланцюгових реакцій. Відповідно до неї, вихідні речовини перетворюються в кінцеві продукти з утворенням ряду проміжних хімічних сполук.

У початковій стадії окислення швидкість ланцюгової реакції залежить від концентрації атомарного водню. Далі хімічна реакція йде зі значним самоприскоренням і підвищенням температури, подібно екзотермічно. Для прискореного розвитку ланцюгової реакції необхідно збільшувати початкову концентрацію атомів водню. У дизелях це можна досягти за допомогою введення присадки води до палива.

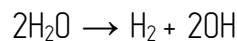
Перші досліді, що стосуються дослідження впливу води на процес горіння вуглеводневого палива, були проведені шляхом додавання у камеру згорання двигуна разом з паливом важкої води, що містить ізотопи кисню. При аналізі складу відпрацьованих газів, у вуглекислом газі було виявлено близько 45% ізопів кисню.

При високій температурі відбувається термічна дисоціація молекул води на водень і кисень, а також дисоціація молекул води на водень і гідроксил. Наявність у полум'ї великої кількості активних центрів гідроксилу і атомарного водню сприяють підвищенню швидкості горіння вуглеводневих палив.

Процес дисоціації води відбувається в наступній послідовності. Спочатку за рахунок високої температури горіння палива відбувається дисоціація молекул водяної пари на водень і кисень.



Потім відбувається дисоціація води на водень і гідроксил



Кисень, водень і гідроксил, що утворилися з води, надалі беруть участь в процесі горіння вуглеводневого палива. Крім цього, при введенні води в якості присадки до палива або повітря збільшується концентрація активних центрів. У зв'язку з тим, що швидкість ланцюгових реакцій пропорційна концентрації активних центрів, то наявність парів води в камері згорання дизеля збільшує швидкість хімічних реакцій при горінні палива.

2.3 Технічна пропозиція при використанні водопаливних емульсій

Пропонуються провести модернізацію паливної системи головного двигуна, що дозволить використовувати в ньому водопаливну емульсію. Це передбачає диспергування палива безпосередньо перед ПНВТ. При цьому компоненти ВПЕ зберігаються окремо і стадії первинної обробки (фільтрація, підігрів) також виконуються окремо. Такий підхід дозволяє оптимізувати вміст води та інших компонентів в ВПЕ режимів його роботи, сорту палива і пріоритету мети — економія палива, переведення двигуна на більш важке паливо, форсування по потужності, зниження димності і токсичності.

До позитивних якостей такої системи відносяться простота очищення вихідних продуктів ВПЕ, можливість роботи на важких паливах, що вимагають підігріву перед ПНВТ, і простий перехід дизеля з чистого палива на ВПЕ і навпаки. Дана система не вимагає додаткових витрат на підтримку стабільності емульсії, так як ВПЕ витрачається відразу після її отримання.

2.4 Дослідження параметрів головного двигуна при використанні водопаливних емульсій

В роботі наведені результати досліджень дизеля двухтактного суднового типу 4RLB76 фірми Sulzer, що працює на емульгованому водою паливі. Як палив використовувалися дизельне паливо і важке дизельне паливо в'язкістю $\nu_m = 400 \text{ мм}^2/\text{с}$ при 50°C . В'язкісні характеристики важкого дизельного палива і його емульсії з водою при різних температурах наведені на рис. 2.6. Оскільки водопаливна емульсія важкого палива має більш високу в'язкість, ніж саме важке дизельне паливо, то застосовувався підігрів емульсії до температури $t=130^\circ\text{C}$. При дослідженнях використано три системи підготовки та подачі емульсії в дизель 4RLB76, схеми яких представлені на рис. 2.7. Всі три системи забезпечують підготовку емульсії з близькими властивостями. Розподіл об'ємів крапель води в водопаливній емульсії, підготовленої в системі показано на рис. 2.8.

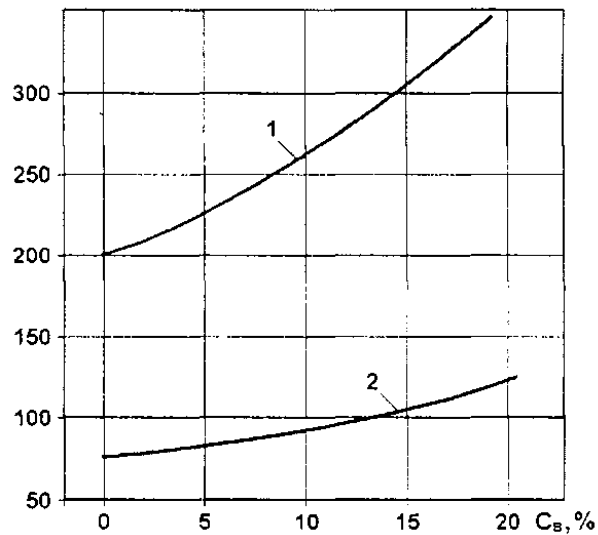


Рисунок 2.6 Залежність в'язкості водопаливної емульсії на базі важкого дизельного палива від вмісту води при різних температурах: 1-60 °C, 2-80 °C.

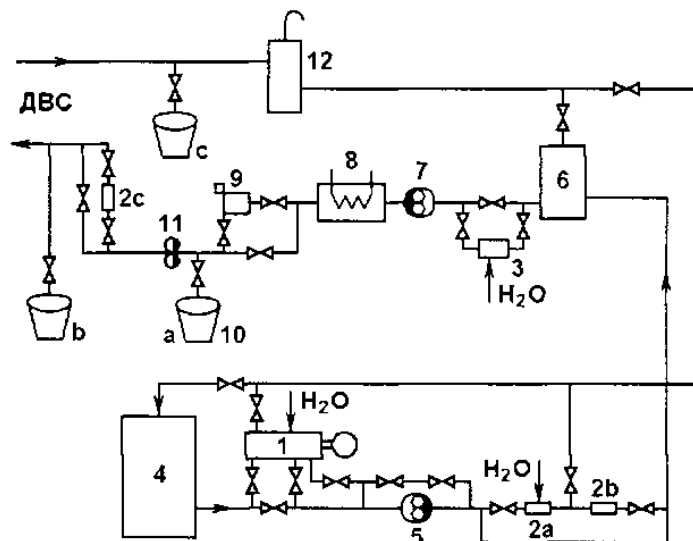


Рисунок 2.7 Схема системи підготовки та подачі водопаливної емульсії

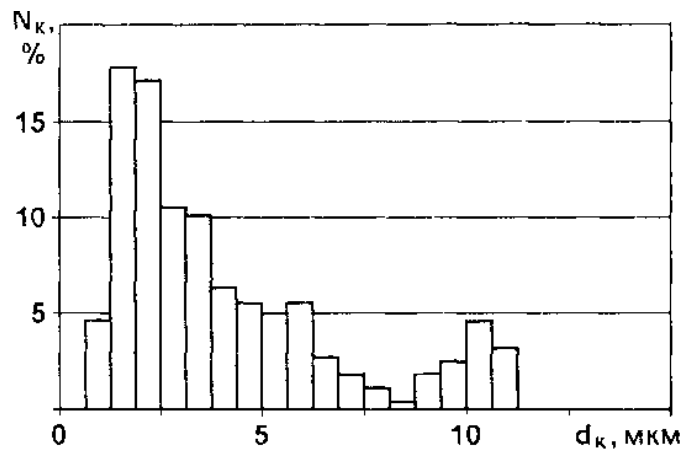


Рисунок 2.8 Розподіл розмірів крапель води у водопаливній емульсії (N_k — відносне число крапель; d_k — діаметр крапель)

В процесі випробувань відзначено, що застосування різних систем підготовки емульсії не робить помітного впливу на параметри дизеля. Наведені на рис. 2.9 залежності параметрів дизеля 4RLB76 фірми Sulzer від навантаження, свідчать про те, при його роботі на водопаливній емульсії, що містить 20% води, основні показники роботи дизеля поліпшуються. Зокрема, температури газів на вході в турбіну t_{BT} і на виході з турбіни при роботі дизеля на ВТЕ, що містить 20% води, виявилися на 10 °C нижче, ніж при роботі на дизельному паливі. Тиск кінця стиснення p_c і максимальний тиск згоряння p_z при роботі дизеля на дизельному паливі і ВТЕ виявилися практично однаковими. При роботі дизеля на ВТЕ, що містить до 20 % води, концентрація оксидів азоту NO_x в ОГ знижується лише на 8% при одночасному зменшенні питомої ефективної витрати палива g_e .

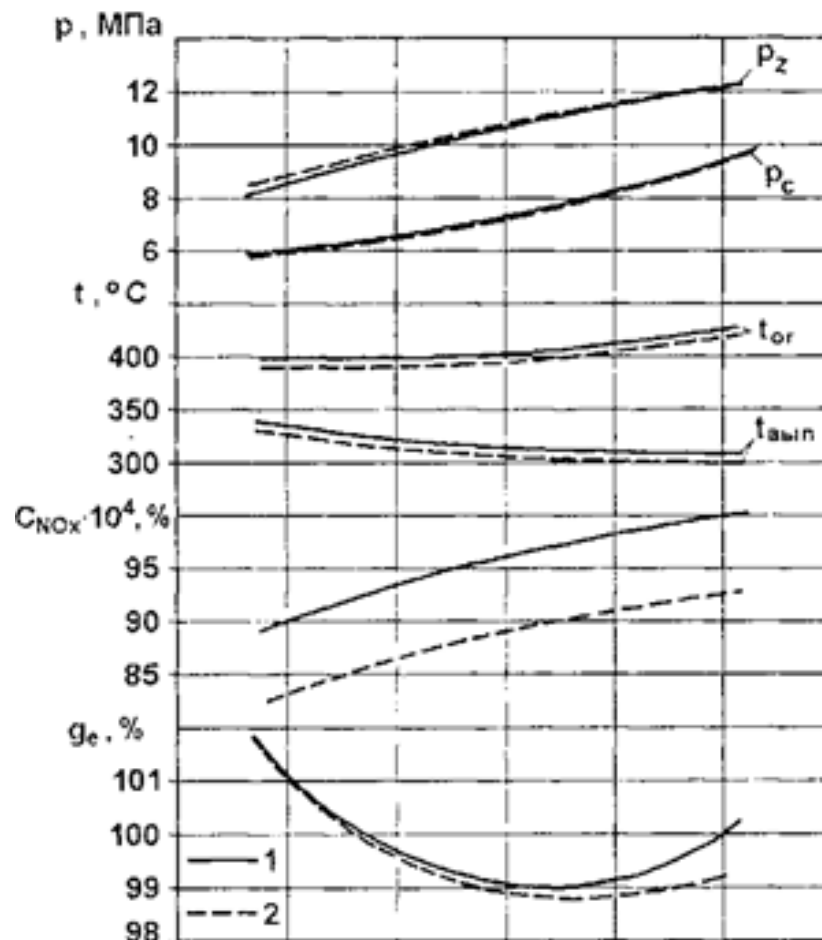


Рисунок 2.9 Параметри дизеля від навантаження при його роботі на різних паливах: 1 — на дизельному паливі; 2 — на водопаливній емульсії, що містить 20% води.

Випробування показали, що в міру збільшення вмісту води в емульсії необхідно застосовувати більш раннє впорскування палива, щоб зберегти максимальний тиск згоряння p_z на вихідному рівні. Робота дизеля не порушується при вмісті води в емульсії до 30%. Такий зміст води призводить до невеликого зниження g_e , при якому витрати на дообладнання паливної системи і систему підготовки емульсії не виправдовуються. В процесі випробувань не отримані дані про вплив емульзованого палива на технічний стан дизеля при його тривалій експлуатації.

Робота зазначеного двигуна на ВТЕ з 50% вмістом води дозволила знизити температури циклу, емісію оксидів азоту в середньому на 40%, твердих частинок — на 50%, монооксиду вуглецю — на 80% (рис. 2.10). Причому, кращі результати отримані на режимах з частковим навантаженням. Застосована схема подачі води не вплинула на пускові характеристики двигуна і його роботу на режимах з піковими навантаженнями.

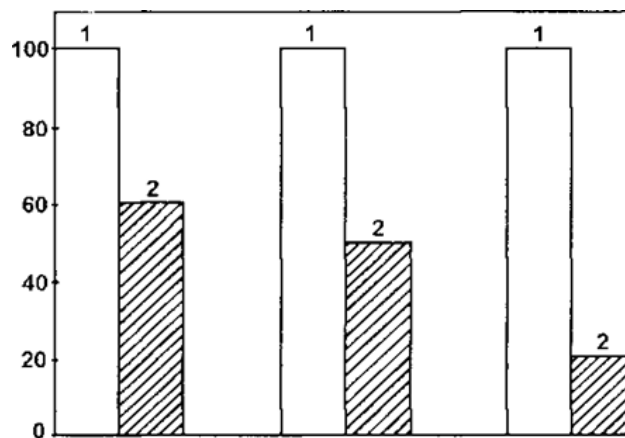


Рисунок 2.10 Діаграма зменшення викидів оксидів азоту NO, монооксиду вуглецю CO і твердих частинок з відпрацьованими газами дизеля с при його роботі на дизельному паливі (1) і на водопаливній емульсії (2) з вмістом води 50%.

Висновок: використання водопаливних емульсій призводить до покращення як ефективних так і екологічних показників СЕУ. Так питома витрата палива зменшується на 2...3%, проте викиди NOx зменшуються на 20...40%.

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

3.1 Вимоги, що висувуються до енергетичної установки судна

Головними вимогами, що висувуються 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 висувуються до СЕУ, варто віднести наступні техніко-експлуатаційні вимоги:

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

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

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

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

3.2 Аналіз різних типів і схем суднових енергетичних установок

3.2.1 Види суднових енергетичних установок

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

Паротурбінна установка (ПТУ) установлюється зазвичай на великих транспортних судах, де необхідні великі потужності. Встановлення на судні ПТУ передбачає встановлення головного котла, габарити якого досить великі, конденсатора, турбіни і редуктора. Усі перераховані вище складові ПТУ досить громіздкі та великі [7]: питома маса ПТУ 50 – 60 кг/кВт, енергонасиченість 22 – 37 кВт/м³. Витрата палива ПТУ досить велика і складає близько 250 г/(кВт·годину), що теж

має немало важке 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/м^2 і більше, а також малу питому масу $25 - 35 \text{ кг/кВт}$, проте поряд з цим характеризується низкою істотних недоліків:

- підвищена витрата палива, навіть за умови утилізації теплоти газів, що відходять, питома витрата палива складає $240 - 250 \text{ г/(кВт}\cdot\text{годину)}$;
- 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 зниженій частоті обертання гребного вала;
- 3) забезпечення тривалих часткових режимів роботи.

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

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

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

Варіант встановлення ДРА з ВОД є недоцільним, оскільки діапазон потужностей ВОД, 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;

- підвищеній 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_{ϕ} на вихідному валу в доколових 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 гребних гвинтів, числа гребних валів і способу реверсування

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

На контейнеровозах, супербалкерах зі збільшеною потужністю і неможливістю розміщення гвинта 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 $D_{ГВ\max}$ 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.

3.4 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.

3.5 Вибір головного двигуна

3.5.1 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 приближенні можна прийняти такими ж як і для судна-прототипу, то необхідне значення експлуатаційної потужності буде дорівнювати

$$N_e = (N_e)_{пр} \cdot \left[\frac{v_s}{(v_s)_{пр}} \right]^3 = 7300 \cdot \left[\frac{14,75}{14,4} \right]^3 = 7861 \text{ кВт},$$

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

v_s – експлуатаційна швидкість судна згідно завдання на проектування, вуз; $v_s = 14,75$ вуз;

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

3.5.2 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. 3.1, 3.2) провідних фірм-виробників: "MAN B&W"; "Wartsila"; "Mitsubishi Heavy Industries", у яких потужність 7861 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 фірми "MAN B&W", ефективною потужністю в точці $L_1 = 8340$ кВт при частоті обертання колінчастого валу 111 хв^{-1} .

3.5.3 Основні технічні дані

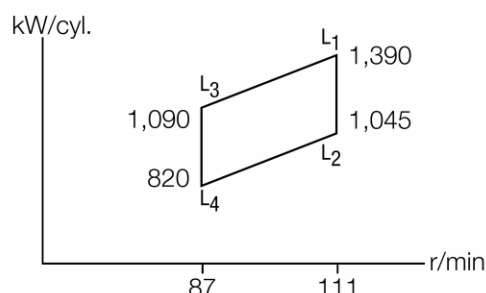
Технічні дані двигуна 6G45ME-C9 подано у табл. 3.3 та рис. 3.1.

Таблиця 3.3 Технічні характеристики двигуна 6G45ME-C9

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, кг/(кВт:годину)	170
Питома витрата масла, г/(кВт:годину)	0,6
Діаметр циліндра, мм	450
Хід поршня, мм	2250

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

Stroke: 2,250 mm



Fuel Oil

L₁ MEP: 21.0 bar

MAN B&W G45ME-C9

L₁ SFOC [g/kWh]

SFOC-optimised load range	Tuning	50%	75%	100%
High load	-	168.5	166.0	170.0
Part load	EGB	165.5	164.5	171.5
Low load	EGB	163.5	165.5	171.5

Dual Fuel Mode for GI (Methane)

L₁ MEP: 21.0 bar

MAN B&W G45ME-C9-GI

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

SFOC-optimised load range	Tuning	50%	75%	100%
High load	-	164.5	162.0	169.0
Part load	EGB	165.5	164.5	171.5
Low load	EGB	163.5	165.5	171.5

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

SFOC-optimised load range	Tuning	50%	75%	100%
High load	-	133.6 (8.0)	133.2 (6.1)	140.0 (5.1)
Part load	EGB	134.4 (8.2)	135.3 (6.2)	142.1 (5.1)
Low load	EGB	132.7 (8.2)	136.1 (6.2)	142.1 (5.1)

Рисунок 3.1 Характеристики двигуна, згідно даних заводу-виробника

3.5.4 Опис конструкції двигуна

Фундаментна рама двигуна виконана з упорним підшипником у кормовій частині. Вона являє собою сталю зварну конструкцію з повздожньою балкою з литими сталевими постілями для

рамових підшипників. Рамові підшипники, тонкостінної конструкції, залиті білим 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 блоку 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.

Циліндрова втулка двигуна виконана з чавунної відливки і встановлюється на блоці за допомогою фланця. У верхній частині маютьсвердлення 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 гідравлічно.

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 сталюий 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 гребінь для упорного підшипника. Кормовий фланець з'єднується з маховиком та проміжним валом за допомогою призонних болтами. 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 ділого металу.

Упорний вал складова частина 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 гребеня на рамовій шийці, а корпус розташований на основі підшипника.

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

Охолоджувачі наддувочного повітря масло-ділочного типу окремі для кожного турбонагнітача. У ньому повітря охолоджується забортною 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 забортної води може досягати 12 °C.

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.

Труби 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 імператором.

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 Dugasel 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 штовбового кріплення двигуна.

3.6 Рейсова лінія та гістограми гідрометеорологічних параметрів

Балкер "WESTERN LUCREZIA" має необмежений район плавання (див. п. 1.1.2). Для нового судна у цій серії з обраним головним двигуном 6G45ME-C9 приймаємо, що його основним транспортним перевезенням будуть продовольчі вантажі (зерно, цукор-сирець тощо), метал, промислове обладнання, контейнерні вантажі з порту Mersin (Туреччина) до порту Порт-Елізабет (ПАР), а у зворотному напрямку – вугілля, руда. Обрана рейсова лінія "Mersin – Порт- Елізабет" (рис. 3.2), довжина якої складає орієнтовно $L=5300$ миль, проходить через 3-ій район Середземного моря [6].

На підставі узагальнених відомостей, поданих у вигляді частотних таблиць [6], будуюмо для цього району гістограми річного розподілу швидкості вітру та висоти хвиль (рис. 3.3).

Розраховуємо математичні сподівання гідрометеорологічних параметрів: для швидкості вітру (табл. 3.4) – $M(V)=9,725$ м/с, для висоти хвиль (табл. 3.5) – $M(H_{3\%})=16,44$ м. Саме на ці значення й буде налаштовано головний двигун 6G45ME-C9.

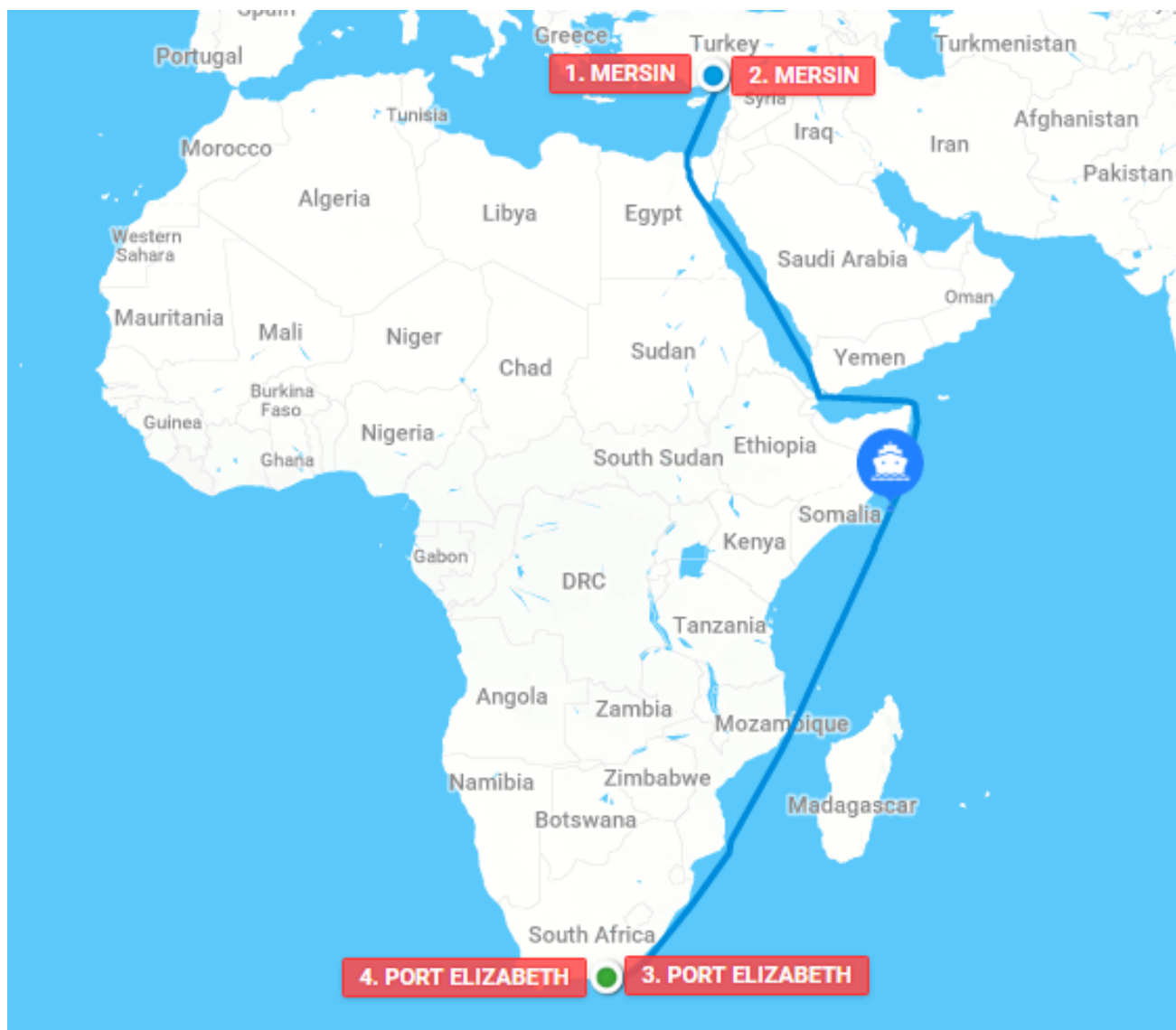


Рисунок 3.2 Рейсова лінія "Mersin – Порт- Елізабет"

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

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

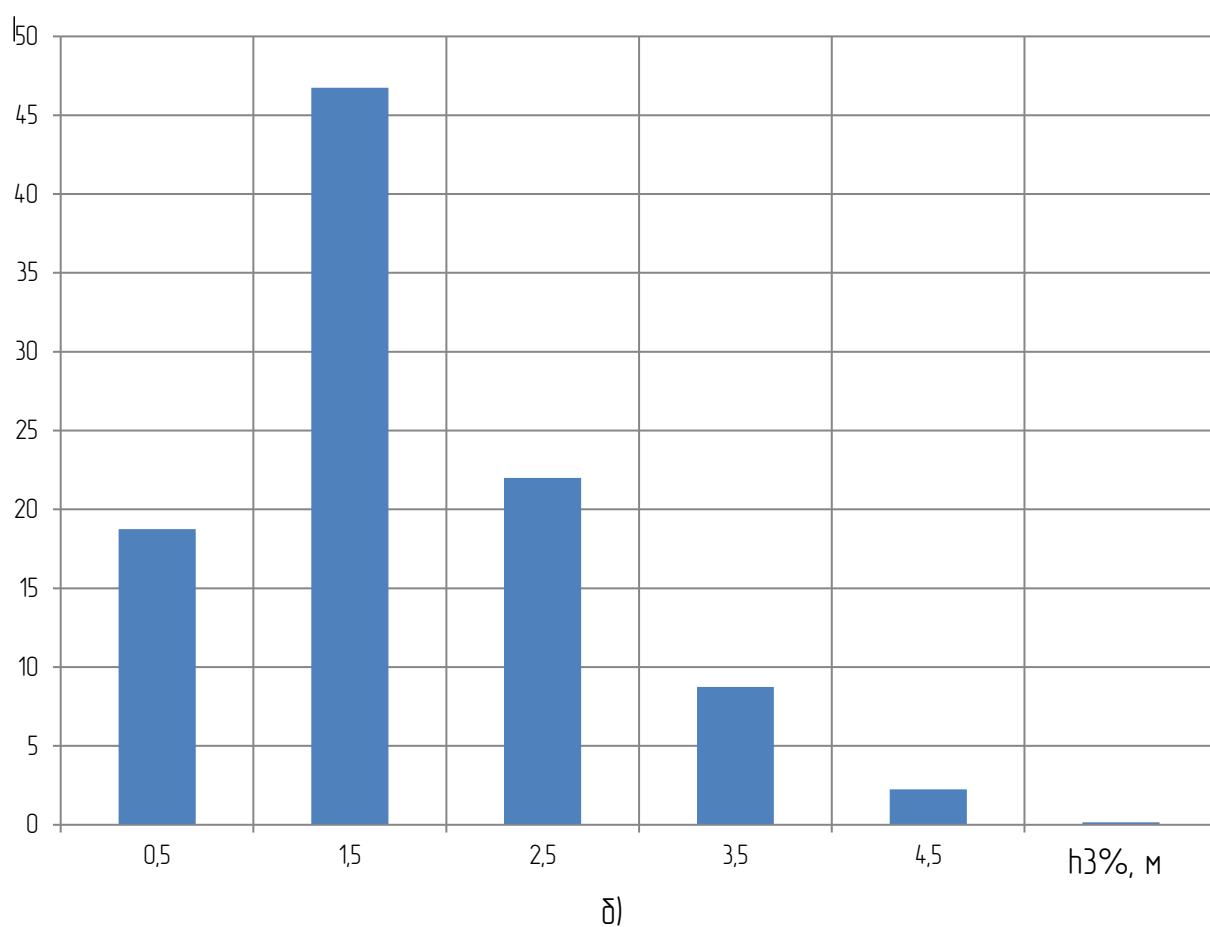
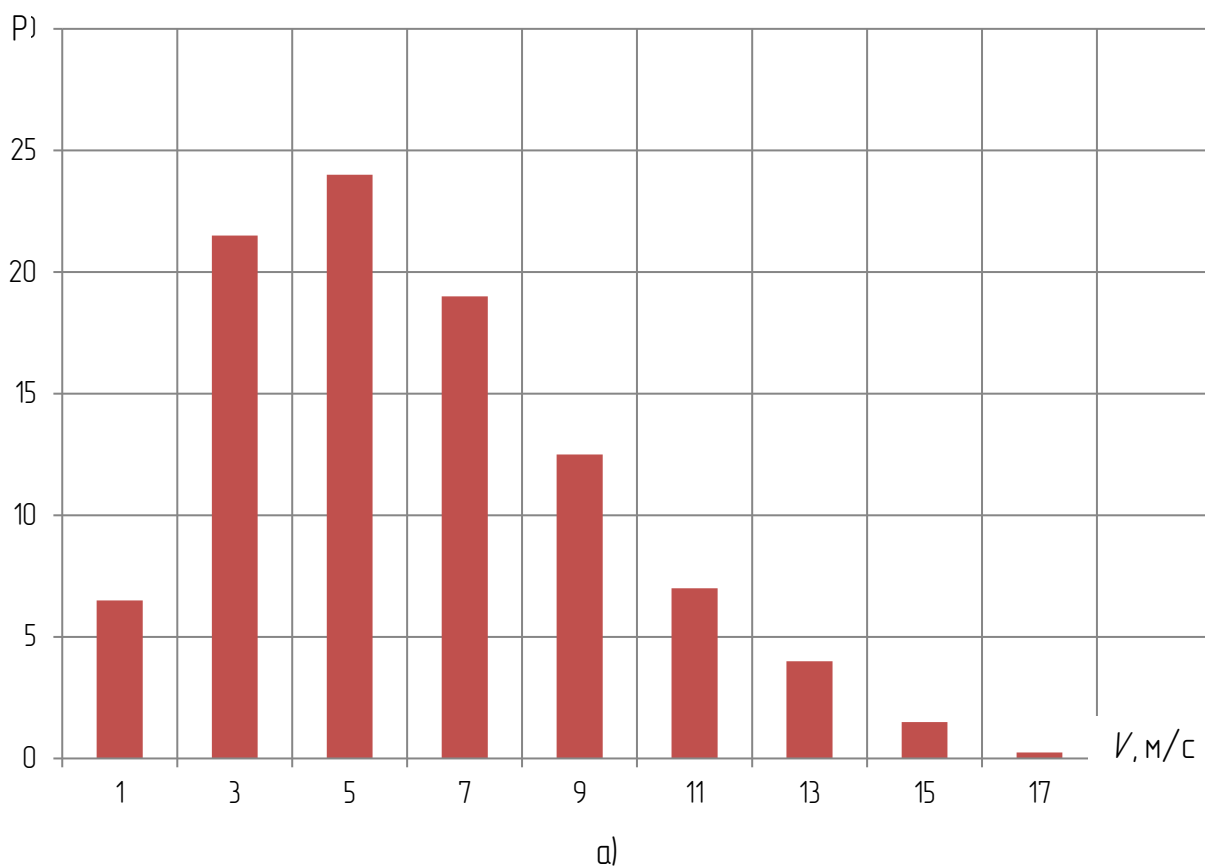


Рисунок 3.3 Гістограми річного розподілу висоти хвиль ($h_{3\%}$) і швидкості вітру (V) на рейсовій лінії "Южне — Порт-Саїд" та їх математичне сподівання:

а) гістограма швидкості вітру; б) гістограма висоти хвиль

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

Висота хвиль, м		Повторюваність P_i , %				
		Зима	Весна	Літо	Осінь	Річна
Діапазон	$h_{3\% i}$	P_i^3	P_i^6	P_i^9	P_i^0	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

3.7 Проектування головної пропульсивної установки

Розміщення головного двигуна на судні

Для попередньої проектної розробки СЕУ передбачається застосування двигуна 6G45ME-C9, 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 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.

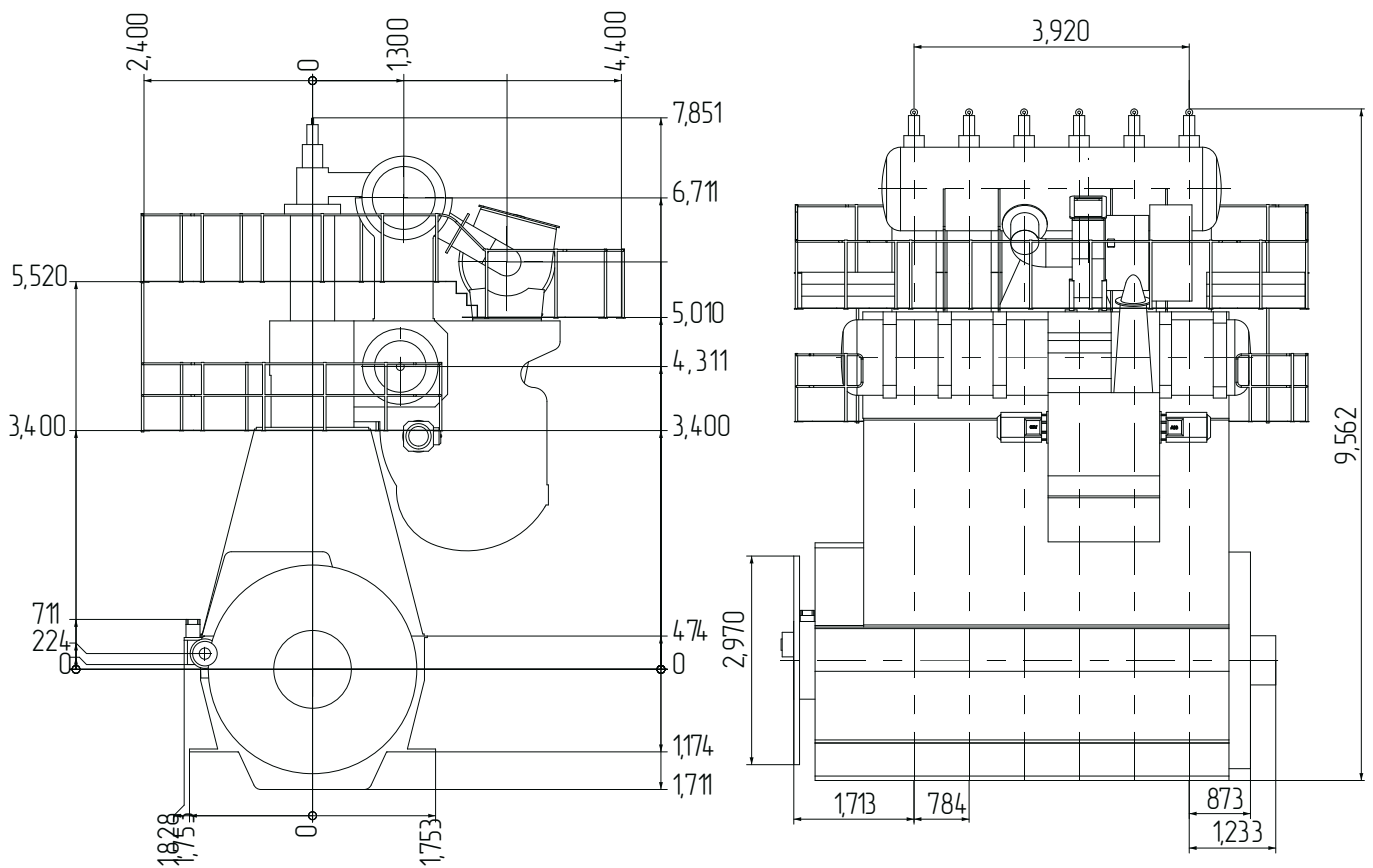


Рисунок. 3.4 Габаритні розміри двигуна

Виконані попередні проектні розробки щодо розміщення двигуна 6G45ME-C9 у машинному відділенні балкера (рис. 3.5) показали, що при установці цього двигуна можна дотриматися перелічених вище вимог до розташування головного двигуна у машинному відділенні.

3.7.1 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 гуксирувального опору $R = f(v_s)$, значення коефіцієнту розрахункового попутного потоку W_T .

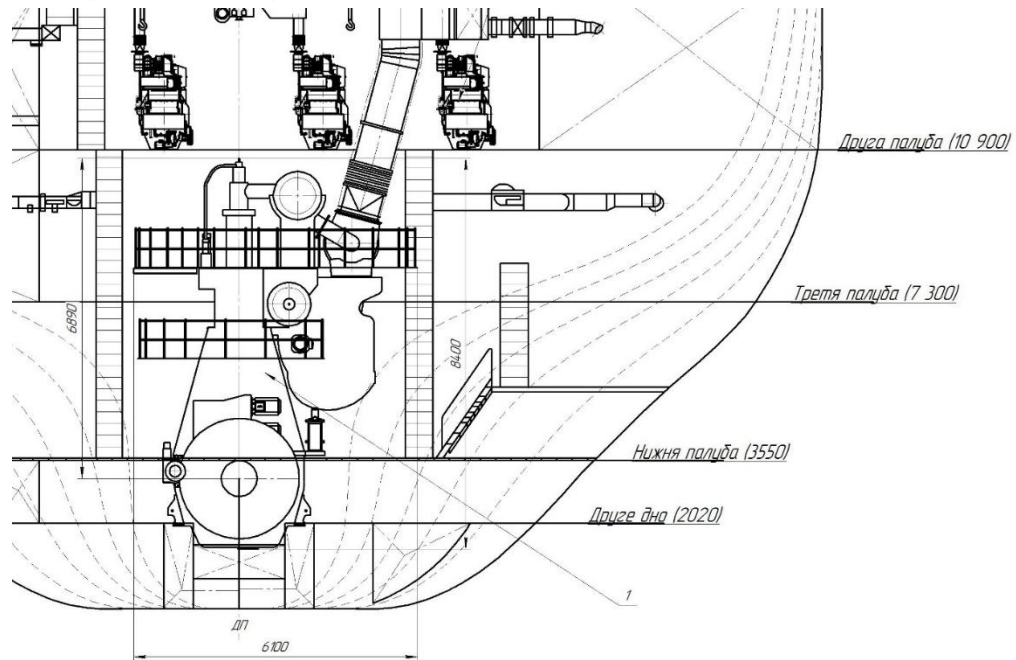


Рисунок 3.5 Розташування дизеля 6G45ME-C9 на судні (поперечний розріз, розміри в мм)

Залежність від $R = f(v_s)$, яка подана на рис 3.6, отримана за даними проєктної організації.

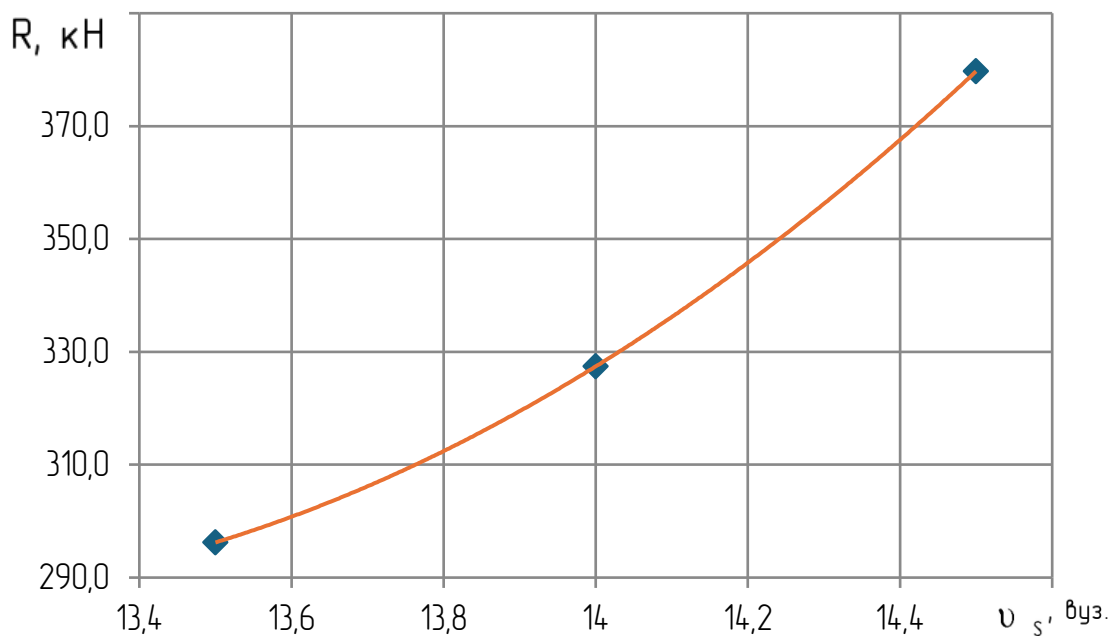


Рисунок 3.6 Залежність гуксирувального опору від швидкості ходу далкера за умови „здавально — приймальних випробувань”.

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 гвинта внаслідок зростання профільного опору. З цієї точки зору дискове відношення повинно бути мінімально можливим. Це мінімальне значення дискового відношення варто вибрати таким чином, щоб уникнути явища кавітації.

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

3.7.2 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 $K_{DT\ opt}$) 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 —	34 410 т;
гвинт марки —	B4—55 :
розрахунковий діаметр гвинта —	4,9 та 5,0 м;
головний двигун —	6G45ME—C9 ;
довжина судна між перпендикулярами —	$L_{PP} = 172$ м;
ширина судна —	$B = 30$ м;

– осадка –

$T = 9,0 \text{ м};$

заглиблення осі гребного гвинта –

$h_0 = 4,6 \text{ м}.$

Графічна інтерпретація розрахунку поданому у табл. 3.6 представлена на рис. 3.7.

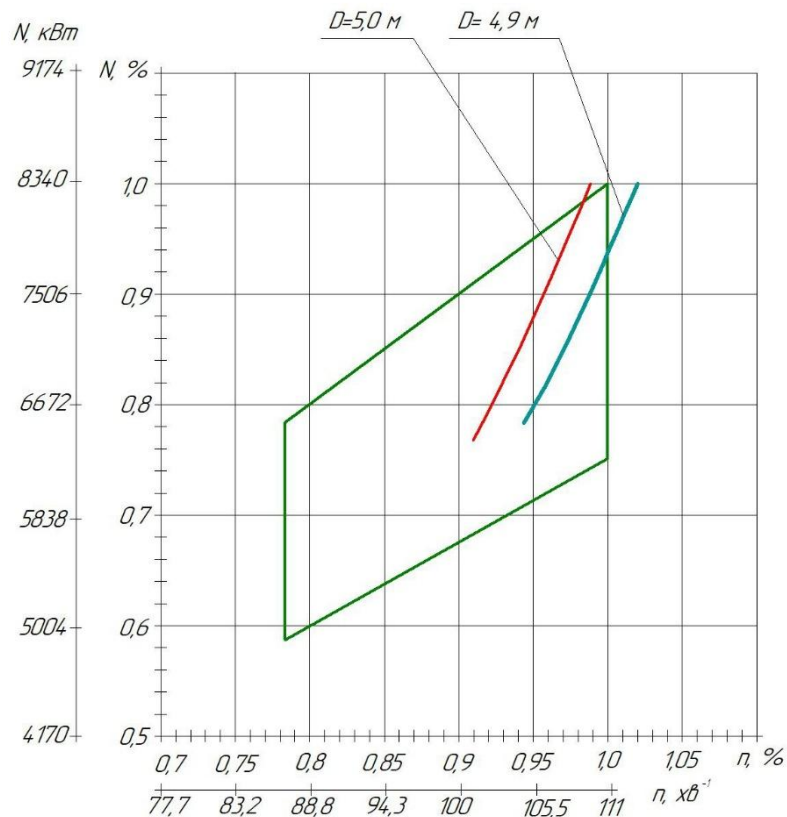


Рисунок 3.7 Поле робочих параметрів двигуна 6G45ME-C9, та гвинтові характеристики для різних діаметрів рушія

Беручи до уваги рис. 3.7, та аналізуючи розрахунок гвинтових характеристик за розрахункових умов експлуатації, приходимо до висновку, що гвинт діаметром $D = 4,9 \text{ м}$ — 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 $D = 5,0 \text{ м}$ марки В4 з дисковим відношенням $A_E/A_0 = 0,7$ і оптимальним кроковим відношенням $P/D = 1,0$.

3.7.3 Побудова суміщених характеристик двигуна та рушія

На рис. 3.8 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 $D = 5,0 \text{ м}$.

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.

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 $N_e^c = 0,9$ $N_e^h = 7861$ кВт
тривала експлуатаційна потужність N_e^e — це потужність, при якій передбачається нормальне використання двигуна, згідно $N_e^e = 0,9$ N_e^c ($N_e^e = 7075$ 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 $N_e^o = 0,87$ $N_e^h = 6870$ кВт.
У табл. 3.7 подано значення потужності і частоти обертання для встановленого на судні двигуна, що відповідають рис. 3.8, а також максимальна перевантажувальна потужність, яка, згідно з визначенням на 10% більша за N_e^c .

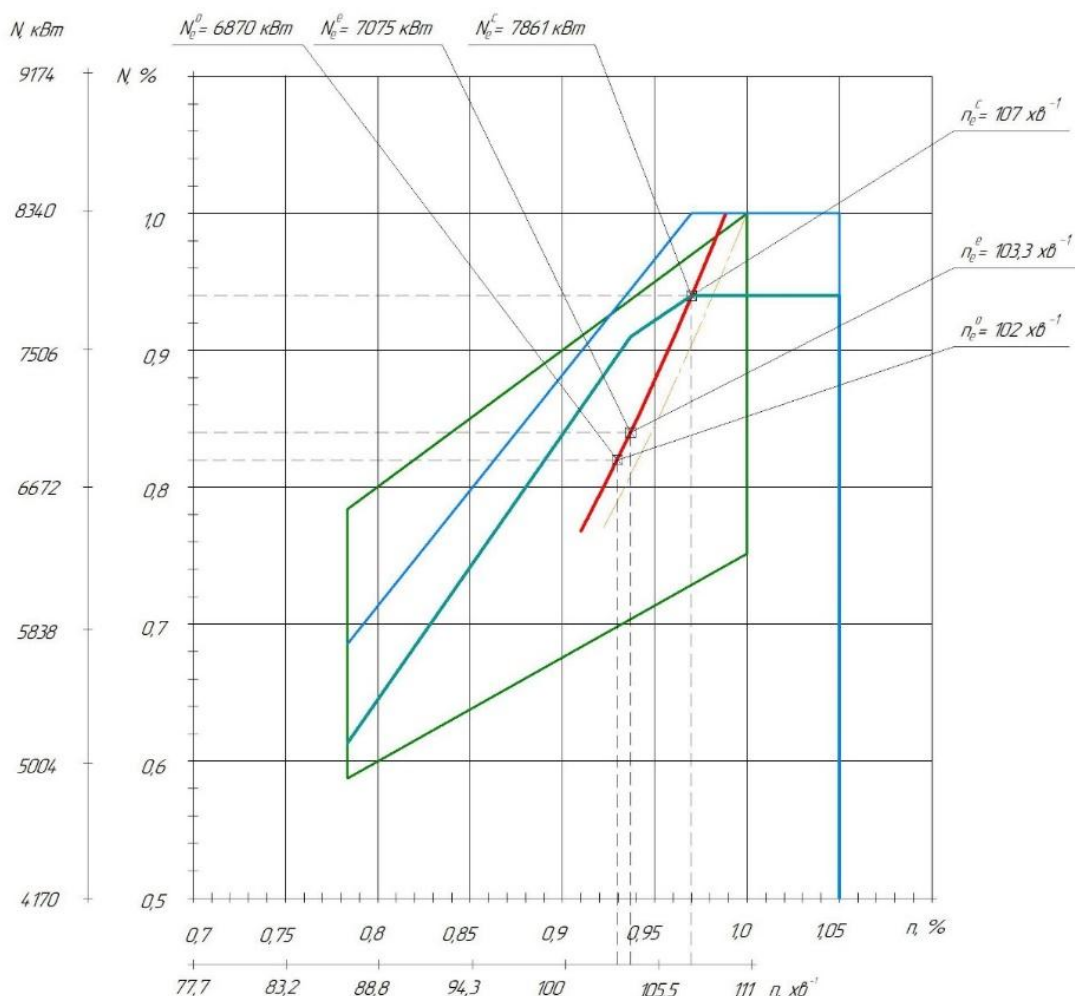


Рисунок 3.8 Діаграма робочих параметрів двигуна 6G45ME-C9 з $N_e^c = 7861$ кВт, значення потужності і числа обертання в характерних робочих точках

Таблиця 3.8 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. 3.8, з кутовими коефіцієнтами 2,10 і лінія $n = \text{const}$, що проходять через точку з координатами N_e^c і n_c , 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. 3.9. Тут же показані швидкості ходу судна v_s^c і v_s^e відповідно при потужностях N_e^c і N_e^e для чистого корпусу, глибокої тихої води та осадки судна в повному вантажі.

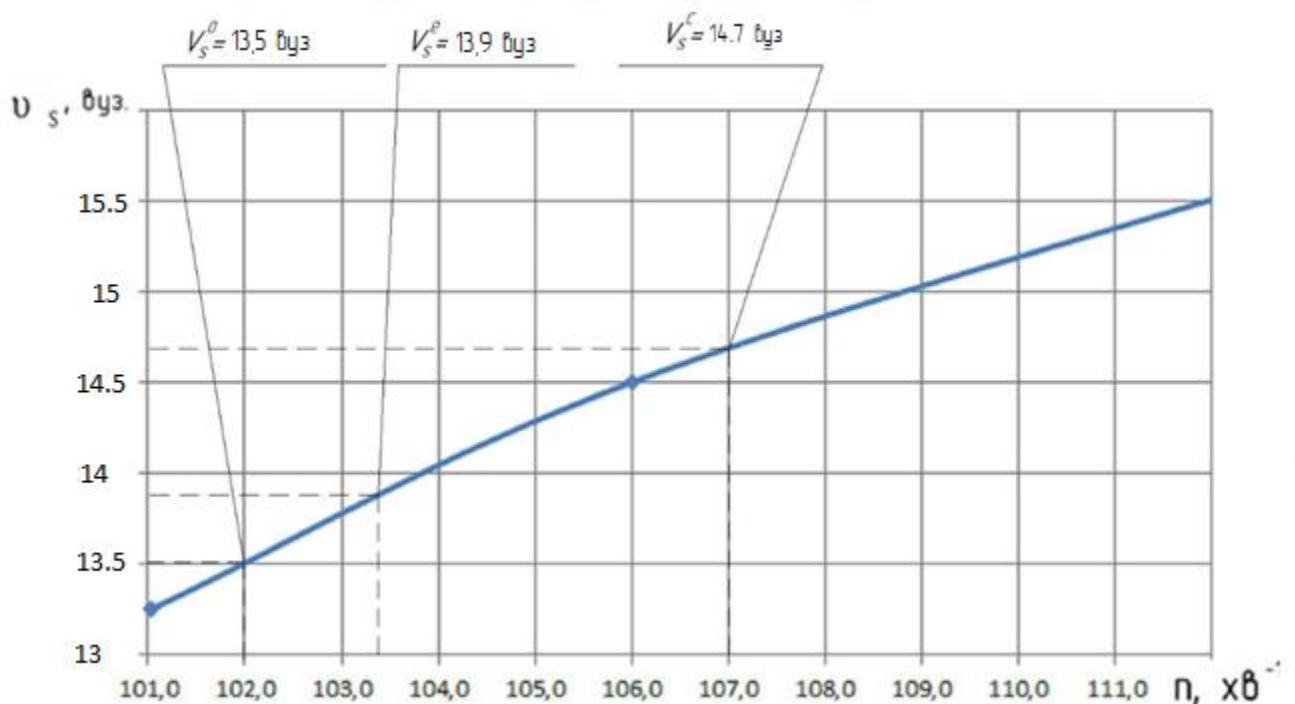


Рисунок 3.9 Залежність швидкості ходу судна від частоти обертання рушія за умов експлуатації

3.7.4 Характеристики гребного гвинта

Взаємне розташування гвинтової характеристики і поля робочих параметрів двигуна 6G45ME-C9 (див. рис. 3.8) 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 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..... $\eta_0 = 0,6$;
 кількість лопатей..... $Z = 4$,

який забезпечує розрахункову швидкість руху судна (див. рис. 3.10) при осадці $T_{cp} = 10,4$ м і за умов, що відповідають здавально – приймальним випробуванням. Показана робоча точка звинта, яка відповідає оптимальному значенню $P/D = 1,0$ експлуатаційна потужність 7075 кВт.

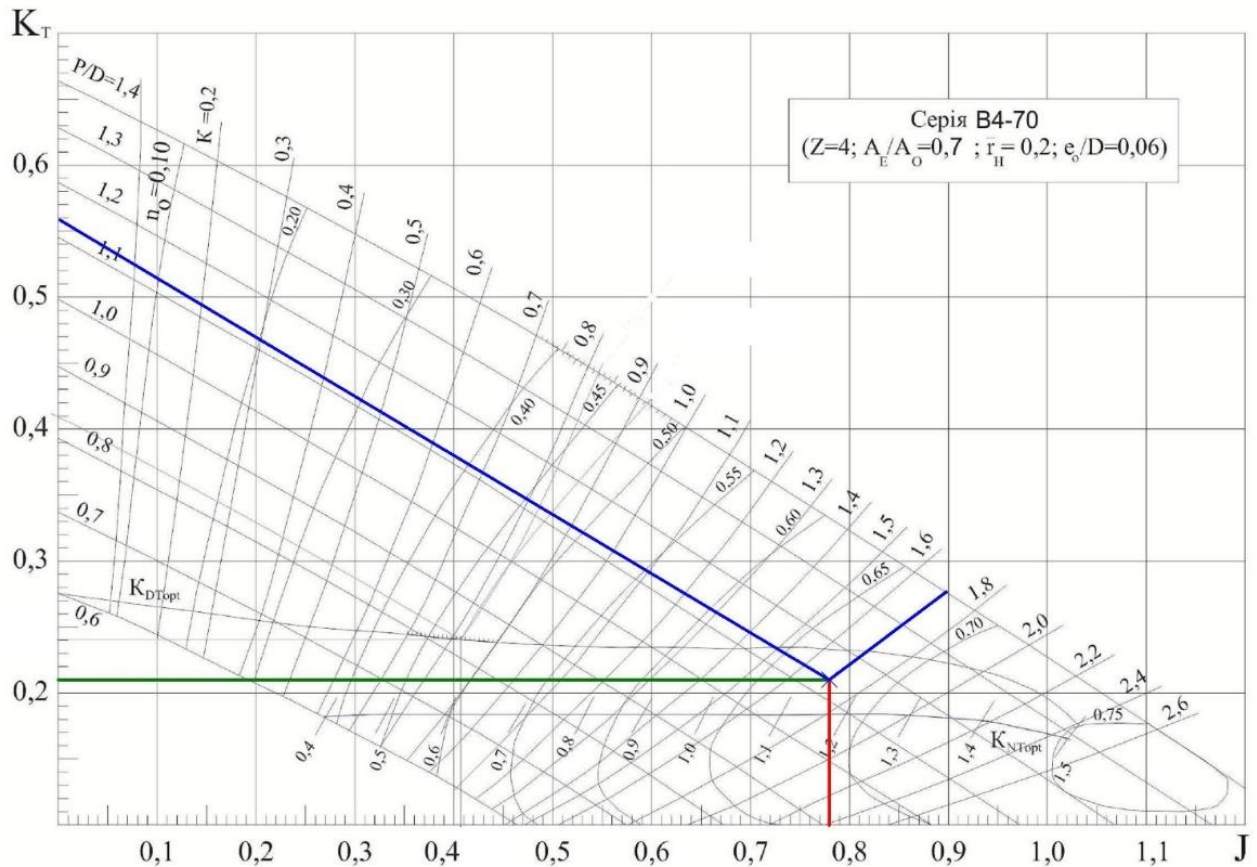


Рисунок 3.10 Діаграма для розрахунку звинтів та характеристики прийнятого звинта.

3.7.5 Визначення основних експлуатаційних характеристик двигуна 6G45ME-C9

Витрата палива

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

Дана програма призначена для розрахунку основних параметрів двигунів фірми «MAN», та дає можливість виконувати розрахунки поля робочих параметрів двигуна (рис. 3.13) та основних параметрів двигуна на даному режимі (рис. 3.14), в тому числі витрати палива головним двигуном.

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

При цьому температура зріючого середовища:

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

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:

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

Отже витрата палива RMG-380 головним двигуном становитиме $b_{\text{еф}}^H = 183$ 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. 3.14).

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

тиску навколишнього повітря 1000 м бар;

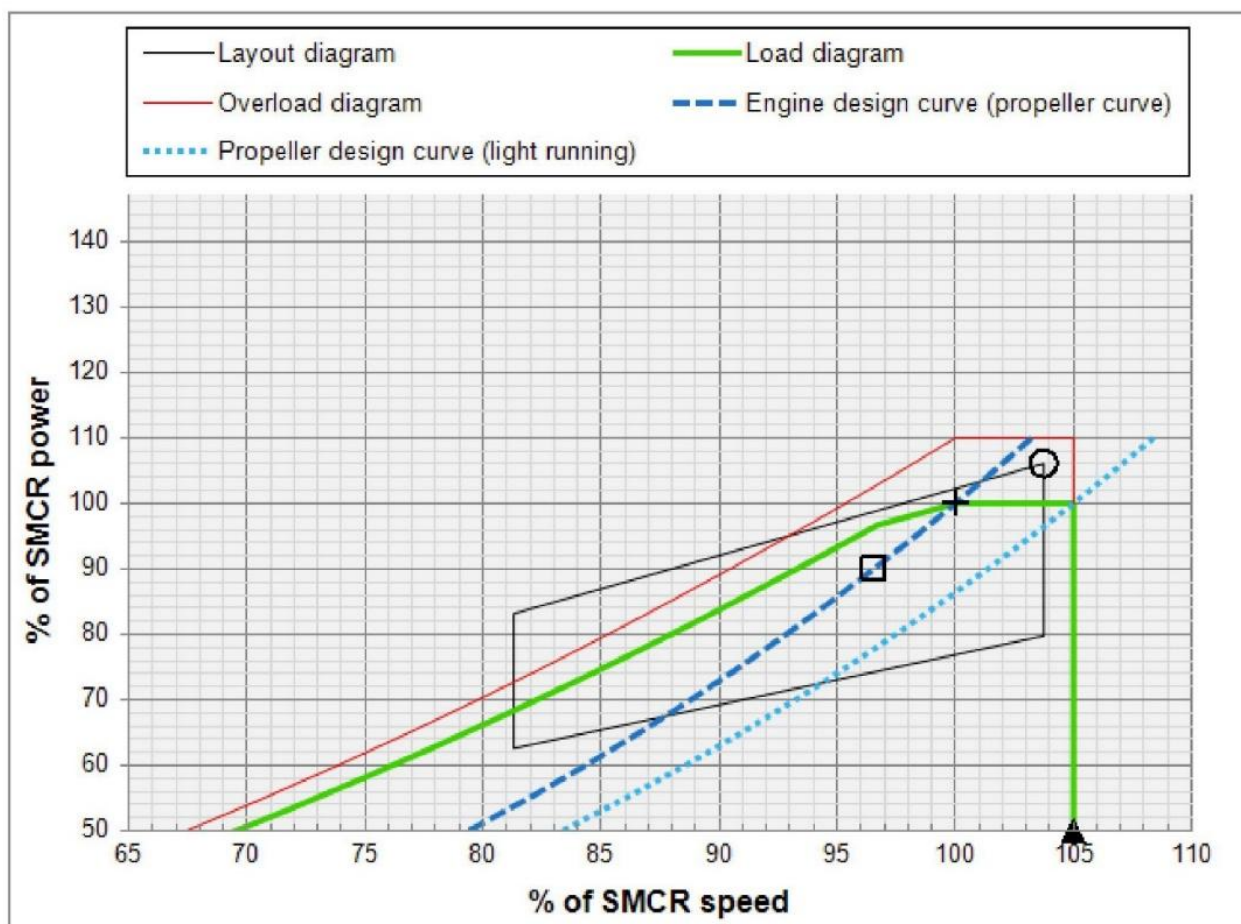
температурі навколишнього повітря 25°C.

Для даного двигуна обирається паливо за діаграмою рис. 3.13

MAN Diesel & Turbo



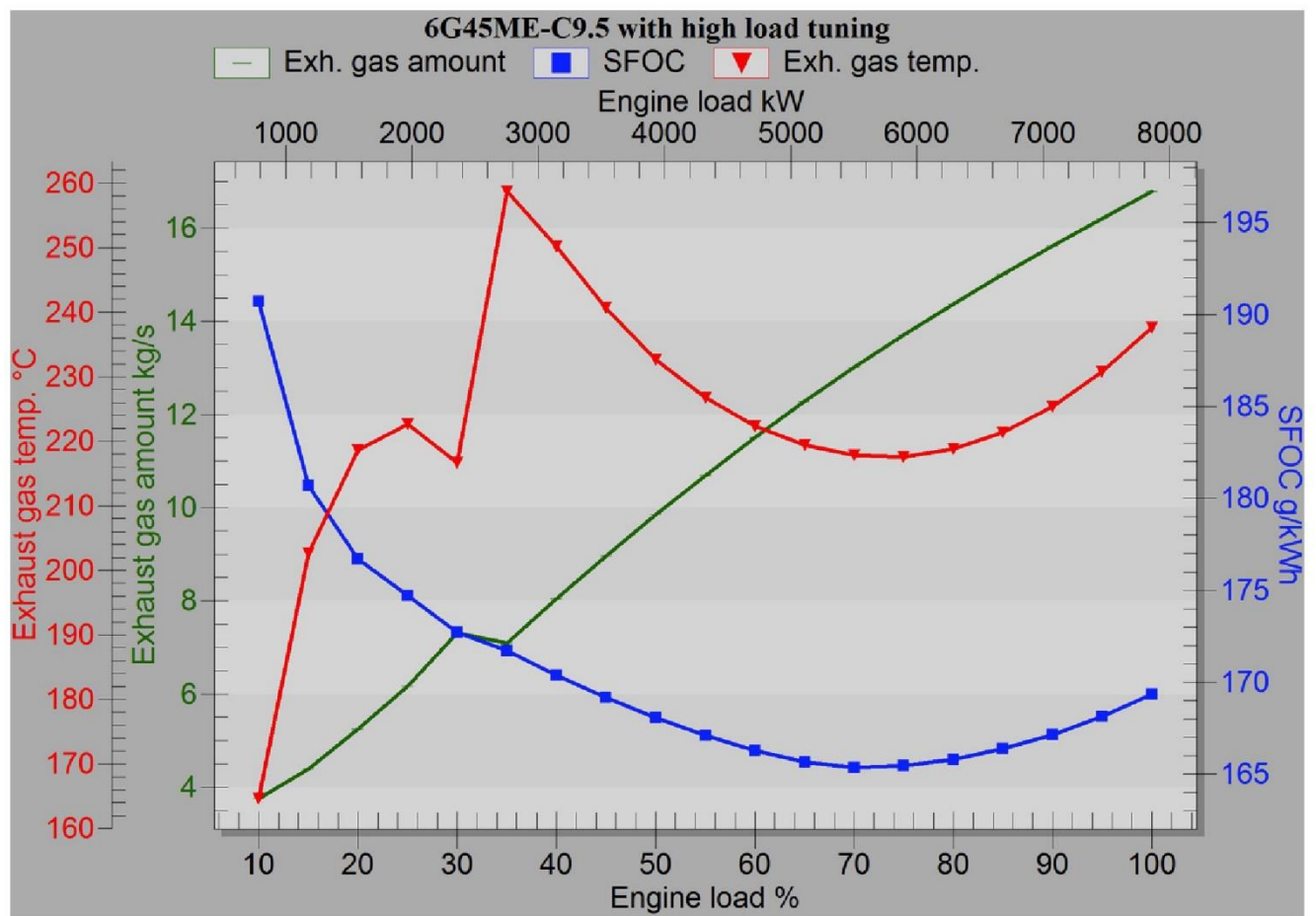
CEAS Engine Data report 6G45ME-C9.5 with high load tuning Project name: Report made by: student



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 3.11 Поле робочих параметрів при виконанні розрахунків в програмі фірми "MAN"



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

Load % SMCR	Power kW	Speed r/min	SFOC g/kWh	Exh. gas kg/s	Exh. gas ^{*)} °C	Steam ^{**)} kg/h
100	7,861	107.0	169.3	16.8	238	1,330
95	7,468	105.2	168.1	16.2	231	1,120
90	7,075	103.3	167.2	15.6	225	940
85	6,682	101.4	166.4	15.0	221	810
80	6,289	99.3	165.8	14.4	219	720
75	5,896	97.2	165.5	13.7	218	660
70	5,503	95.0	165.3	13.0	218	630
65	5,110	92.7	165.7	12.3	219	630
60	4,717	90.2	166.3	11.5	222	640
55	4,324	87.7	167.1	10.7	227	670
50	3,931	84.9	168.1	9.8	233	710
45	3,537	82.0	169.2	9.0	241	760
40	3,144	78.8	170.4	8.0	250	800
35	2,751	75.4	171.7	7.1	259	800
30	2,358	71.6	172.7	7.3	217	340
25	1,965	67.4	174.7	6.2	223	350
20	1,572	62.6	176.7	5.2	219	260
15	1,179	56.9	180.7	4.4	203	110
10	786	49.7	190.7	3.8	165	0

Рисунок 3.12 Значення основних параметрів двигуна з розрахунку на специфікаційну потужність

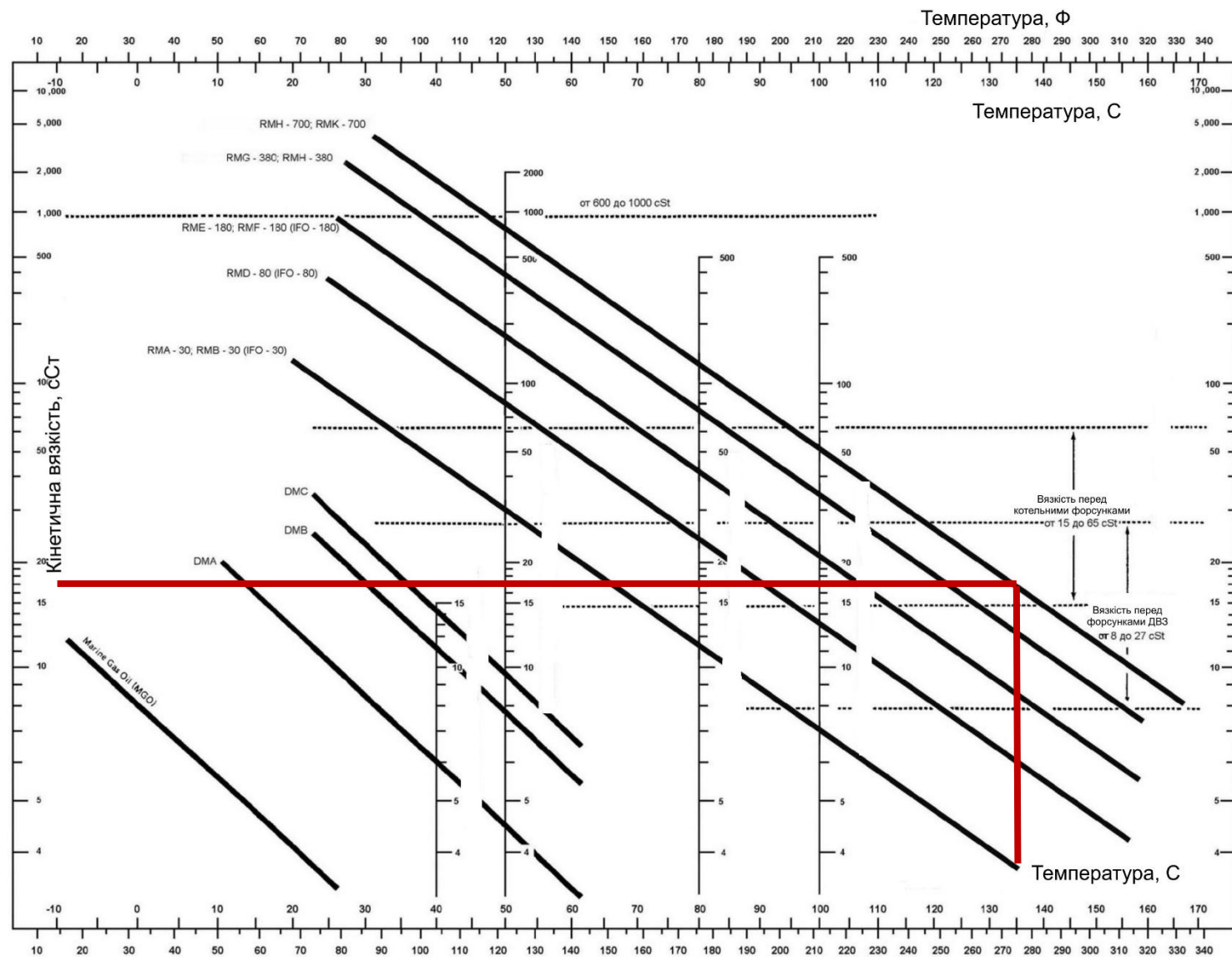


Рисунок 3.13 Номограма визначення в'язкості палива

3.7.6 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 дейдвудна за допомогою фланців і щільно пристосованих болтів. Передбачено гальмовий пристрій для утримання від провертання валопроводу при буксируванні 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, сприйняття 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 — проставка, проміжні, упорний) і їх же з'єднання, опорні і упорні підшипники, дейдвудні пристрої і передірні ущільнення, устрої, (валоповоротне, гальмове).

Розрахунок валопроводу проводиться у відповідності з 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 вала $d'_{np} = 450$ мм.

Мінімальний розрахунковий діаметр гребного валу :

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

де K — коефіцієнт, який залежить від конструкції вала.

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

25:

$$d_{gp} = d'_{gp} \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{R_{mB} + 160}} = 528,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{480 + 160}} = 505 \text{ мм}$$

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

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

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

$$d_{\delta} = 0,65 \sqrt[3]{d_{zp}^3 (R_{m\delta}+160)/(iDR_{m\delta})}, \text{ мм}$$

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

$R_{m\delta} = 520$ МПа — тимчасовий опір матеріалу вала;

$R_{m\delta} = 660$ МПа — тимчасовий опір матеріалу долтів;

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

$D = 1000$ мм — діаметр центрової окружності з'єднувальних долтів

Підставивши значення отримаємо:

$$d_{\delta} = 0,65 \sqrt[3]{530^3(520+160)/(12 \cdot 1000 \cdot 880)} = 63,5 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр з'єднувальних долтів 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 долта d_{δ} , 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 3.9 Таблиця порівняння СЕУ

Найменування величин	Позначення	Одиниці виміру	Порівнювальні варіанти	
			СЕУ-δ	СЕУ-п
Головний двигун			6S50MC-C	6G45ME-C9
Потужність ГД				
номінальна	Ne ^H	кВт	7900	8340
специфікаційна	Ne ^C	кВт	7300	7861

експлуатаційна	Ne^e	кВт	6550	7075
Питома витрата палива $Q_H=42700$ кВт/кг				
при Ne^c	be^c	г/(кВт год)	171	169,3
при Ne^e	be^e	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^c	вуз	14,4	14,75
експлуатаційна	V_s^e	вуз	–	13,75

3.8 Розробка теплової схеми установки. Проектування допоміжних комплексів.

3.8.1 Розробка теплової схеми суднової установки

Теплова схема суднової установки подана на креслені *ВМР. 135 6220зм 01 11 08*

Випускні гази після розширення в турбіні надходять в утилізаційний котел. В ньому випускні гази 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.

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

Задортна вода охолоджує масло, наддувочне повітря другого контуру у відповідних охолоджувачах ДГ. Задортна 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 задортною водою. Прісна вода підігріває наддувочне повітря у 1-му контурі охолоджувача повітря ДГ.

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

Частина прісної води направляється у водоопріснювальну установку, яка використовує теплоту прісної води системи охолодження ГД після її виходу з ГД. Кількість води, яка іде на водоопріснювальну установку регулюється автоматично регулятором. Таким чином, утилізація тепла випускних газів здійснюється в утилізаційному котлі, а тепло прісної води – у водоопріснювальній установці.

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.

3.8.2 Видір суднової електростанції

Видір роду струму

Призначення суднової електростанції — генерація струму необхідних параметрів і розподіл його між судновими споживачами відповідно до режимів роботи судна. Основними елементами суднової електростанції є джерела електричної енергії (первинні двигуни і генератори струму), розподільні пристрої (ГРЩ і розподільні щити окремих споживачів) і електрична мережа.

У даний час більшість споживачів використовують перемінний струм напругою 400 В, чи 230 В і частотою 50 Гц. Застосування перемінного струму у якості основного, визідно тим, що синхронні генератори перемінного струму мають дільш просту конструкцію, дільш 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.

Видір основних джерел енергії

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

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

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

група ЕР– механізми і пристрої, які працюють епізодично.

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

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

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

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

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

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

де $\cos \phi$ – 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:

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

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.

Вибір типу дизель — генераторів

Для вибору ДДГ було проведено порівняння (табл. 4.1) основних параметрів дизель-генераторів виробництва провідних світових фірм.

Як ДДГ обираємо три автоматизовані дизель-генератори 5H17/28 (5CH17/28) фірми "Himsen" електричною потужністю $M_{el} = 575$ кВт. Такий вибір полегшує обслуговування усієї СЕС в цілому, оскільки ГД був також обраний цієї фірми.

Основні технічні характеристики дизель-генератора 5H17/28 наведено на рис. 4.1, а його поперечний переріз представлено на рис. 4.2.

3.8.3 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;

Таблиця 3.10 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

H17/28 | Bore: 170 mm, Stroke: 280 mm

Main Data

Speed	900 rpm		1000 rpm	
Frequency	60 Hz		50 Hz	
	Eng.kW	Gen.kW	Eng.kW	Gen.kW
5H17/28	575	538	600	561
6H17/28	690	645	720	673
7H17/28	805	757	840	790
8H17/28	920	865	960	902

Based on alternator efficiency of 93.5 ~ 94 %.

Specific Fuel Oil Consumption

Load	900 rpm	1000 rpm
100%	188 g/kWh	188 g/kWh

Dimensions

Speed	cyl.	Dimension (mm)				Dry Mass (ton)	
		A	B ₁₎	C ₁₎	H	Engine ₂₎	GenSet _{1),3)}
900 rpm	5	2,791	2,200	4,991	2,314	7.7	13.6
	6	3,071	2,200	5,271	2,314	8.5	14.5
	7	3,351	2,200	5,551	2,314	9.4	15.6
	8	3,631	2,320	5,951	2,314	10.4	16.7

Speed	cyl.	Dimension (mm)				Dry Mass (ton)	
		A	B ₁₎	C ₁₎	H	Engine ₂₎	GenSet _{1),3)}
1000 rpm	5	2,791	2,200	4,991	2,314	7.7	13.6
	6	3,071	2,200	5,271	2,314	8.5	14.5
	7	3,351	2,200	5,551	2,314	9.4	15.6
	8	3,631	2,320	5,951	2,314	10.4	16.7

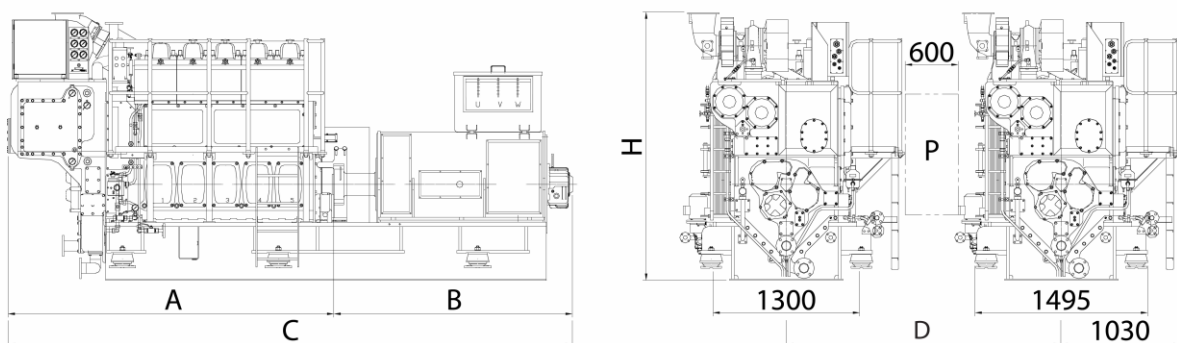
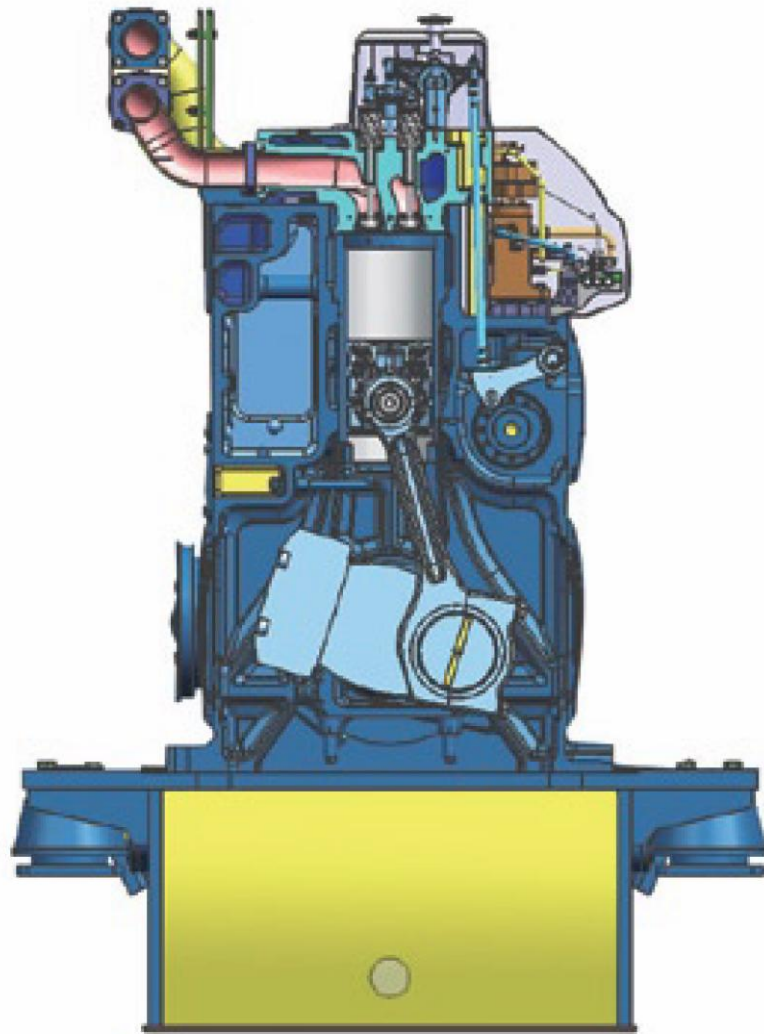


Рисунок 3.14 Технічні характеристики дизель-генератора 5H17/28



H17/28E & H17/28U Cross Section

Рисунок 3.15 Поперечний розріз дизеля 5H17/28

Для визначення продуктивності ДКУ на різних режимах роботи, підсумовуються витрати пари по всім споживачам зі складанням таблиці навантаження (табл. 4.2), 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, одігрів паливних цистерн, парове опалення, одігрів цистерн і система кондиціювання у зимовий час;

Б – працюючі періодично: підігрівачі сепараторів палива і масла, підігрівачі питної води і води, якою миються 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 3.11 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 лляльних 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 паропроодуктивності утилізаційного котла в режимі роботи від ГД

Можливу паропроодуктивність утилізаційного котла визначимо з вираження [12]:

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

де: $L'_0 = 13,8 \text{ кг/кг}$ – 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);

$N_e^{\Gamma D} = 7861$ кВт — специфікаційна потужність двигуна;

$g_e^{\Gamma D} = 183$ 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;

$c_{pr} = 1,03$ кДж/(кг·К) — середня масова ізодарна теплоємність газу відповідно на вході і виході

з УК;

$T_{\Gamma} = 511$ К — температура відпрацьованих в ГД газів на вході в УК;

$T_{yx} = 454$ К — температура газів на виході з УК;

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

$i_{жв} = 310$ кДж/кг — ентальпія живильної води (в теплому ящику)

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

На основі розрахунку, паропроодуктивність у котла Aalborg ОС 1,2/1,0 (табл 4.3). На ходових режимах це враховується при одночасній роботі котлів для забезпечення всіх споживачів пари.

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

Таблиця 3.12 Основні характеристики котлоагрегату Aalborg ОС 1,2/1,0

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

3.8.4 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. 4.4.

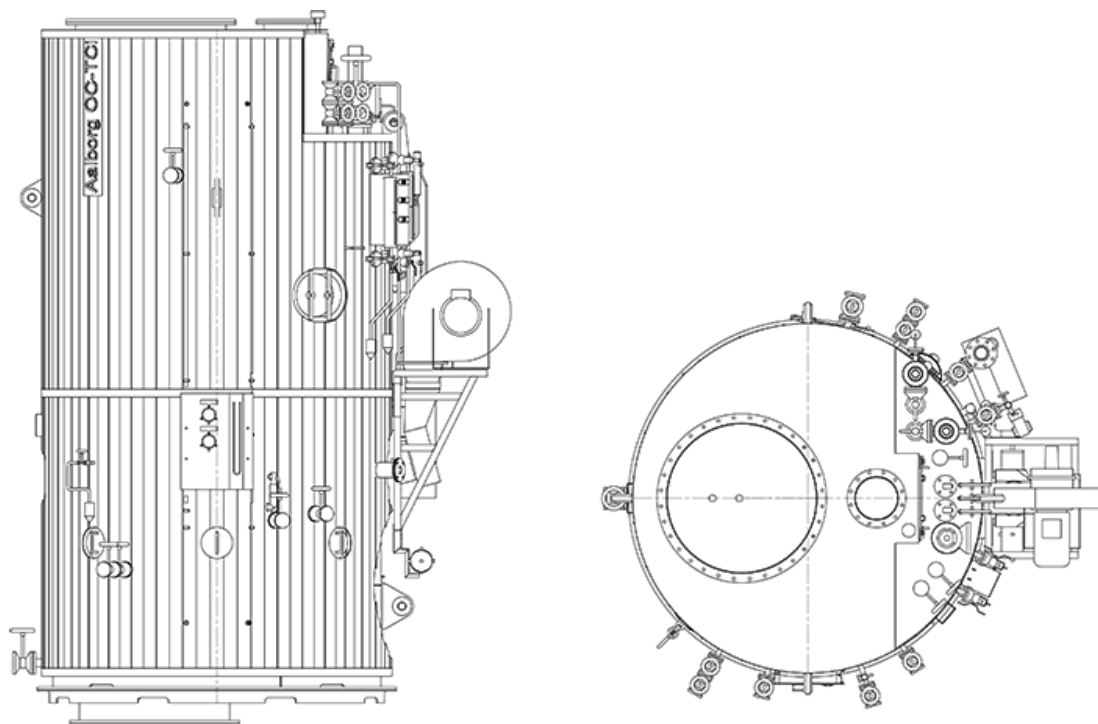


Рисунок 3.16 Зовнішній вигляд котлоагрегату Aalborg OC 1,2/1,0

Таблиця 3.13 Навантаження суднової електростанції в аварійному режимі

Найменування	Потужність, кВт
Аварійне освітлення	17
Навігаційне цистаткування	12
Аварійний пожежний насос	48,2
Аварійний агрегат кермової машини	37
Освіщувальний 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 3.14 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

3.8.5 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:

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

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

$$C_{\max} = (24 \cdot 0,06 \cdot 0,185 \cdot 39000 \cdot 7861) / (1000 \cdot 3000 \cdot 0,8) = 38 \text{ т/доб.}$$

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. 4.6).



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		
DPU-36-CAS100	1470	57.9	1810	71.3	1840	72.4	2520	99.2	2050	80.7	1660	3670	450	17.7
DPU-36-CS100	1470	57.9	1810	71.3	1840	72.4	2520	99.2	2050	80.7	1690	3730	x	x
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	821	32.3
DPU-36-CS125	1470	57.9	2130	83.9	1840	72.4	2580	101.6	2370	93.3	2080	4590		

Рисунок 3.17 Зовнішній вигляд та параметри водоопріснювальної установки

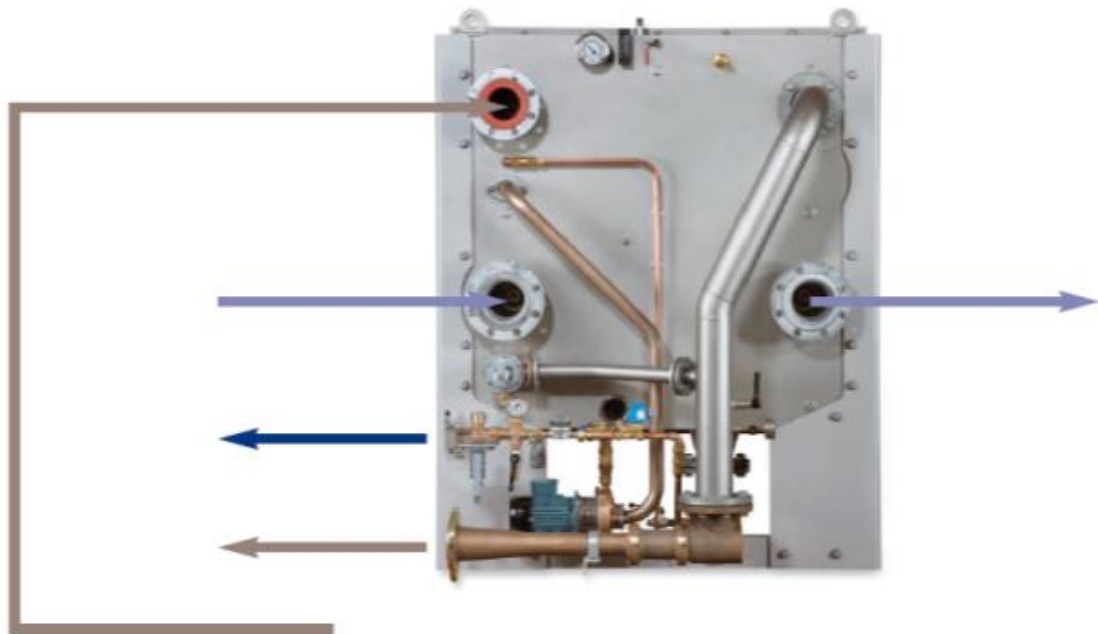


Рисунок 3.18 Схема підключення патрубків до водопріснювальної установки

Таблиця 3.15 Основні характеристики опріснювальної установки

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

3.8.6 Енерговикористання в режимі повного ходу

Основні вихідні дані для розрахунку потоків енергії в СЕУ наведені у табл. 4.7.

Таблиця 3.16 Основні вихідні дані для розрахунку потоків енергії в СЕУ

№ з/п	Найменування характеристики	Одиниця вимірювань	Позначення	Джерело	Числове значення
1	<u>Головний двигун 6G45ME-C9.5</u>				
1.1	Діаметр циліндра	м	D_c	табл. 2.1	0,45
1.2	Хід поршня	м	S	табл. 2.1	2,25
1.3	Кількість циліндрів	шт.	i	табл. 2.1	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 ізобарна теплоємність умовного палива	кДж/(кг·К)	$\overline{C_{p \text{ пал}}}$	[12]	2
1.11	Температура підігріву палива	К	$T_{\text{пал}}$	[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 ізобарна теплоємність повітря	кДж/(кг·К)	$\overline{C_{p \text{ пад}}}$	[17; 18]	1
1.16	Середня ізобарна теплоємність ВГ	кДж/(кг·К)	$\overline{C_{p \text{ г}}}$	[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	–	η_H	[17; 18]	0,85
№ з/п	Найменування характеристики	Одиниця вимірювань	Позначення	Джерело	Числове значення
2	<u>Допоміжний дизель-генератор 5Н17/28</u>				
2.1	Діаметр циліндра	м	D_c	табл. 4.3	0,17
2.2	Хід поршня	м	S	табл. 4.3	0,28
2.3	Кількість циліндрів	шт.	i	табл. 4.3	5
2.4	Тактність	–	z	[17; 18]	0,5
2.5	Електрична потужність дизель-генератора	кВт	$N_{\text{ел}}$	табл. 4.3	538
2.6	Частота обертання колінчастого вала	хв. ⁻¹	$n_{\text{ДДГ}}$	табл. 4.3	900
2.7	Потужність приводного двигуна	кВт	$N_e^{\text{ДДГ}}$	табл. 4.3	575
2.8	Питома витрата умовного палива	кг/(кВт·годину)	$g_e^{\text{ДДГ}}$	табл. 4.3	0,188
2.9	Температура ВГ за ДДГ	К	T_z	[13; 14]	598
2.10	Коефіцієнт продування допоміжного двигуна	–	φ_a	[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)	$\overline{C_{p \text{ г}}}$	[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	–	η_H	[17; 18]	0,95
3	Комбінований котел Aalborg OC 1,2/1,0				
4.1	Тиск пари	МПа	p_s	п. 4.2	0,7
4.2	Температура живильної води	°C	$t_{жв}$	п. 4.2	50
4.3	Температура ВГ на вході в УК	К	T_z	п. 4.2	517
4.4	Температура ВГ на виході з УК	К	T_{yx}	п. 4.2	472
4.5	Продуктивність УСКК по насиченій парі	кг/годину	$D_{пг}$	п. 4.2	1000
4.6	Максимальна продуктивність ТСКК по насиченій парі	кг/годину	D_S^{DK}	п. 4.2	1200
4.7	Нижча теплота згоряння ВВП	кДж/кг	Q_H^δ	[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	Водоопріснювальна установка DPU36–C100				
4.1	Продуктивність	м³/добу	$D_{воч}$	табл. 4.7	35
4.2	Температура живильної заборотної води	°C	$t_{жв}$	прийнято	85

Розрахунок енергетичного балансу головного двигуна 6G45ME–C9.5

Витрата палива ГД при специфікаційній потужності

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

Витрата повітря, яке потрапляє до ГД,

$$G_{пов}^{ГД} = G_{пал}^{ГД} \cdot L'_0 \cdot \varphi_a \cdot \alpha = 0,37 \cdot 14,1 \cdot 1,25 \cdot 2,5 = 16,3 \text{ кг/с.}$$

Витрата відхідних газів ГД

$$G_z^{ГД} = G_{пал}^{ГД} + G_{пов}^{ГД} = 0,37 + 16,3 = 16,67 \text{ кг/с.}$$

Тиск наддувочного повітря

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

Температура наддувочного повітря після компресора

$$T'_k = T_{пов} \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_k} \right] = 300 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{0,373}{0,101} \right)^{0,286} - 1}{0,85} \right] = 457 \text{ К.}$$

Енергетичний баланс головного двигуна

$$Q_{пал}^{ГД} + Q_{під.пал}^{ГД} + Q_{пов}^{ГД} = N_e^{ГД} + Q_z^{ГД} + \Delta Q_{пв}^{ГД} + \Delta Q_{м}^{ГД} + \Delta Q_{нп}^{ГД} + \Delta N_{мех}^{ГД}$$

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Теплова потужність умовного палива при згорянні в ГД

$$Q_{пал}^{ГД} = G_{пал}^{ГД} \cdot Q_H^p = 0,37 \cdot 42700 = 15786 \text{ кВт.}$$

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

$$Q_{під.пал}^{ГД} = G_{пал}^{ГД} \cdot \overline{C_{p \text{ пал}}} \cdot T_{пал} = 0,37 \cdot 2,0 \cdot 433 = 320 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність повітря, яке потрапляє до наддувочного компресора ГД

$$Q_{пов}^{ГД} = G_{пов}^{ГД} \cdot \overline{C_{p \text{ пов}}} \cdot T_{пов} = 16,3 \cdot 1,0 \cdot 298 = 4854 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, яку мають вихідні гази ГД

$$Q_2^{ГД} = G_2^{ГД} \cdot \overline{C_{p \text{ з}}} \cdot T_2 = 16,67 \cdot 1,03 \cdot 511 = 8768 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що втрачається з циркуляційною прісною водою

$$\Delta Q_{ПВ}^{ГД} = a_{ПВ}^{ГД} \cdot Q_{пал}^{ГД} = 0,06 \cdot 15786 = 947 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що втрачається з циркуляційним маслом

$$\Delta Q_M^{ГД} = a_M^{ГД} \cdot Q_{пал}^{ГД} = 0,04 \cdot 15786 = 631 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що втрачається при охолодженні наддувочного повітря ГД

$$\Delta Q_{НП}^{ГД} = G_{пов}^{ГД} \cdot \overline{C_{p \text{ пов}}} \cdot (T'_K - T_K) = 16,3 \cdot 1,0 \cdot (457 - 320) = 2231 \text{ кВт.}$$

Механічні втрати потужності в ГД переходять до деталей остова двигуна у вигляді теплоти.

Втрати механічної потужності через деталі остова складають приблизно 50 % ($a_{ост}^* \approx 0,5$). Друга половина механічної потужності втрачається в масло та охолоджуючу прісну воду

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

Перевірка рівняння енергетичного балансу головного двигуна

$$Q_{пал}^{ГД} = N_e^{ГД} + \Delta Q_{ПВ}^{ГД} + \Delta Q_M^{ГД} + \Delta Q_{НП}^{ГД} + \Delta N_{Мех}^{ГД} + \Delta Q_2^{ГД},$$

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

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

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

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

Абсолютна похибка при визначенні складових балансу

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

Відносна похибка розрахунку

$$\overline{\Delta} = \frac{\Delta}{Q_{пал}^{ГД}} = \frac{314}{15786} = 0,02.$$

Таблиця 3.17 Відносні складові балансу ГД

$\overline{N_e^{ГД}}$	$\overline{\Delta Q_{ПВ}^{ГД}}$	$\overline{\Delta Q_M^{ГД}}$	$\overline{\Delta Q_{НП}^{ГД}}$	$\overline{\Delta N_{Мех}^{ГД}}$	$\overline{\Delta Q_2^{ГД}}$
0,498	0,06	0,04	0,141	0,013	0,228

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

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. 4.6.

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

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

Витрата відхідних газів ДДГ

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

Тиск наддубочного 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 наддубочного 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

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

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;

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

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

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

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

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

Теплова потужність умовного палива при згорянні в допоміжному двигуні

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

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 наддубочного 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

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

Теплова потужність, що витрачається з циркуляційною прісною водою

$$\Delta Q_{ПВ}^{ДДГ} = \alpha_{ПВ}^{ДДГ} \cdot Q_{пал}^{ДДГ} = 0,065 \cdot 1282 = 103 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що витрачається з циркуляційним маслом

$$\Delta Q_M^{ДДГ} = \alpha_M^{ДДГ} \cdot Q_{пал}^{ДДГ} = 0,05 \cdot 1282 = 90 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що витрачається при охолодженні наддубовного повітря допоміжного двигуна

$$\Delta Q_{НП}^{ДДГ} = G_{поб}^{ДДГ} \cdot \overline{C_{p\text{ поб}}} \cdot (T'_K - T_K) = 1,1 \cdot 1,0 \cdot (441 - 320) = 169 \text{ кВт.}$$

Механічні втрати потужності в допоміжному двигуні

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

Перевірка рівняння енергетичного балансу допоміжного двигуна

$$Q_{пал}^{ДДГ} = N_e^{ДДГ} + \Delta Q_{ПВ}^{ДДГ} + \Delta Q_M^{ДДГ} + \Delta Q_{НП}^{ДДГ} + \Delta N_{Мех}^{ДДГ} + \Delta Q_2^{ДДГ},$$

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

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

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

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

Абсолютна похибка при визначенні складових балансу

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

Відносна похибка розрахунку

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

Таблиця 3.18 Відносні складові балансу ДДГ

$\overline{N_e^{ДДГ}}$	$\overline{\Delta Q_{ПВ}^{ДДГ}}$	$\overline{\Delta Q_M^{ДДГ}}$	$\overline{\Delta Q_{НП}^{ДДГ}}$	$\overline{\Delta N_{Мех}^{ДДГ}}$	$\overline{\Delta Q_2^{ДДГ}}$
0,448	0,08	0,07	0,132	0,012	0,271

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

Розрахунок енергетичного балансу комбінованого котла Aalborg ОС 1,2/1,0

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

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

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

Теплова потужність, яку мають ВГ після УК,

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

де $T_{yx} = 454 \text{ K}$ ($181 \text{ }^\circ\text{C}$) - температура ВГ після УК (див. п. 4.2).

Енергетичний баланс УСКК

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

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

$Q_2^{ГД}$ – теплова потужність, яку мають гази після ГД (див. п. 4.4.2).

Коефіцієнт використання теплоти в УК

$$\eta_{УПГ} = \frac{Q_s^{УПГ}}{Q_2^{ГД}} = \frac{262}{8768} = 0,13.$$

Теплова потужність, що виділилась при спалюванні палива в ДК,

$$Q_{пал}^{ДК} = \frac{0,08 \cdot D_S^{ДК} \cdot Q_H^B}{3600} = \frac{0,08 \cdot 1200 \cdot 39000}{3600} = 1040 \text{ кВт}.$$

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

$D_S^{ДК} = 2000$ кг/годину – продуктивність по насиченій парі (див. п. 4.2);

$Q_H^B = 39000$ кДж/кг – нижча теплота згоряння ВВП.

Теплова потужність пари, яка виробляється в ДК,

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

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

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

Витрата палива ДК для вироблення пари

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

Кількість повітря для згоряння палива в ДК

$$G_{пов}^{ДК} = G_{пал}^{ДК} \cdot L'_0 \cdot \alpha = 0,027 \cdot 12,6 \cdot 1,1 = 0,37 \text{ кг/с}.$$

Кількість відхідних газів ДК

$$G_z^{ДК} = G_{пал}^{ДК} + G_{пов}^{ДК} = 0,027 + 0,37 = 0,4 \text{ кг/с}.$$

Теплова потужність відхідних газів ДК

$$Q_z^{ДК} = G_z^{ДК} \cdot \overline{C_{p\ z}} \cdot T_{ух}^{ДК} = 0,4 \cdot 1,03 \cdot 453 = 186 \text{ кВт},$$

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

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

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

Теплова потужність повітря, яке подається до форсунки,

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

Енергетичний баланс ДК

$$Q_{пал}^{ДК} + Q_{під\ пал}^{ДК} + Q_{пов}^{ДК} = \Delta Q_{пар}^{ДК} + Q_z^{ДК} + Q_{втр}^{ДК}$$

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

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

Коефіцієнт використання теплоти в ДК

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

Розрахунок енергетичного балансу водоопріснювальної установки

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

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

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

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

Отже, коефіцієнт використання теплоти в ВОУ

$$\Delta_{ВОУ} = \frac{Q_{ВОУ}}{\Delta Q_{ПВ}^{ГД}} = \frac{823}{947} = 0,87$$

Розрахунок перетворення механічної потужності головного двигуна в механічну потужність упору гвинта

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

$$N_e^{ГД} = N_R + Q_{ПВ} + Q_D.$$

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

$Q_{ПВ}$ – теплова потужність, що втрачається в підшипниках валопроводу, кВт;

Q_D – витрата механічної потужності на рушії, кВт.

Теплова потужність, що втрачається в підшипниках валопроводу,

$$Q_{ПВ} = N_e^{ГД} \cdot (1 - \eta_{ВП}) = 7861 \cdot (1 - 0,98) = 157 \text{ кВт},$$

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

До рушії підводиться потужність

$$N_{ВП} = N_e - Q_{ПВ} = 7861 - 157 = 7704 \text{ кВт}.$$

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

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

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

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

Інакше можна записати

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

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, $Q_{пв}$ та Q_D .

ККД пропульсивного комплексу визначимо за виразом

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

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

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

ККД СЕУ на ходовому режимі

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

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

$$(\eta_{BT}^{СЕУ})_{ст.з.ВО} = \frac{2 \times N_{ел} + 4Q_{пар}^{ДК}}{2 \times Q_{пал}^{ДДГ} + Q_{пал}^{ДК}} = \frac{2 \times 575 + 782}{2 \times 1282 + 1040} = 0,583.$$

Висновок: В розділі обрано енергетичне обладнання СЕУ (табл. 4.10). В результаті розрахунку визначено потоки енергії в судновій енергетичній установці на різних режимах роботи. Розраховано потоки енергії в СЕУ та визначено її ефективність.

Таблиця 3.19 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	Aalborg OC 1,2/1,0	1	–	1.0/1.2 т/годину
Опріснювальна установка	DPU36-C100	1	–	35 т/добу

3.9 Визначення основних параметрів систем СЕУ. Розробка, розрахунок і комплектація системи змащення

3.9.1 Паливна система

Призначення і склад

Паливна система складається з:

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

Система прийому, зберігання і перекачування палива складається з:

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

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

Паливна система ГД і ДДГ складається з:

- витратно-паливного трубопроводу ГД і ДДГ;
- дренажного трубопроводу.

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

Дренажний трубопровід забезпечує:

- зливання відстою і протікань від паливних і масляних цистерн і фільтра палива в піддони;
- зливання із піддонів у цистерну збирання нафтовідходів;
- зливання від паливних насосів дизеля.

Вимоги Регістру до системи

До паливної системи Російський морський реєстр судноплавства висуває наступні вимоги [10]

- 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 °С нижче за температуру спалаху палива;

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

- довжина повітряних труб цих цистерн або застосування охолоджуючих пристроїв дозволить понизити температуру парів, що виходять, до рівня принаймні на 15 °C нижче за температуру спалаху;
- на повітряних трубах будуть застосовані чутливі елементи, що подають попереджувальний сигнал при перевищенні граничної температури, встановленої на 15 °C нижче за температуру спалаху;
- буде виключена можливість проникнення парів з верхньої частини цистерни і повітряного трубопроводу в машинні приміщення;
- закриті простори не розташовуватимуться безпосередньо вище за ці паливні цистерни, за винятком добре вентильованих 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 витoku палива повинні забезпечуватися піддонами;
 - внутрішній діаметр стічних труб повинен бути не менше 25 мм;
 - наповнювальні трубопроводи цистерн, розташованих вище подвійного дна, повинні приєднуватися до верхніх частин цистерн. Якщо це здійснити не можна, наповнювальні труби повинні мати неповоротні клапани, встановлювані безпосередньо на цистернах. Коли наповнювальна труба використовується як приймальня, замість неповоротного клапана слід встановлювати замочний клапан з дистанційним закриттям, виведеним в 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 головних 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.

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 два сепаратори ВВП марки МАРХ-207.

Приймаємо для установки два паливопідкачуючих 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 8 м³/годину і тиском 0,4 МПа.

3.9.2 Система масляна

Циркуляційні масляні системи поділяються на напірну, гравітаційну і напірно-гравітаційну.

Напірна система змащення передбачає циркуляцію масла під тиском, створюваним головним масляним насосом, по замкнутому контурі. Тиск масла в системі 0,3 – 0,5 МПа, а на окремих ділянках і вище, у залежності від типу двигуна.

Системи змащення дизельних двигунів можуть бути із сухим і мокрим картером. При мокрому картері масло, що заливається в систему змащення, знаходиться в нижній його частині (піддоні). При сухому картері стікаюче з підшипників масло безупинно віддаляється з нього (самопливом чи насосом) і направляється в спеціальний маслозбірник (циркуляційну цистерну).

У гравітаційній системі на відміну від напірної охолоджене масло надходить до місць змащення в результаті природного напору від високо розташованих у МВ напірних цистерн. Під час роботи системи напірні цистерни безупинно поповнюються маслом, яке подається насосом зі стічної цистерни двигуна. Тиск масла в системі змащення 0,07 – 0,10 МПа і залежить від висоти розташування напірної масляної цистерни.

Характеристики устаткування систем змащення залежать від призначення системи, кількості теплоти, яка відводиться маслом, і підвищення температури масла, що допускається в процесі циркуляції.

У залежності від їхнього основного призначення розрізняють масляні трубопроводи: приймально-перекачуючий циркуляційної системи змащення, проточної системи змащення, сепарування масла, дренажний, підігріву масла.

При проектуванні масляної системи повинні бути забезпечені: працездатність системи при всіх можливих умовах експлуатації; живучість; резервування; ремонтоздатність і зручність експлуатації; технологічність; уніфікація й агрегування механізмів, устаткування, труди і арматури; ударо- і вібростійкість; рівні інтенсивності повітряного шуму і вібрації відповідно до вимог, що висуваються до цих систем; спеціальні вимоги, оговорені технічним завданням на проектування судна (придатність до експлуатації в тропічних і арктичних умовах тощо). Крім того, термін служби системи до списання повинен дорівнювати терміну служби судна за умови заміни відповідних елементів у період ремонтів; для кожного сорту масла необхідно мати окремий приймально-перекачуючий трубопровід.

Найдільш складну систему змащення мають СДУ великої потужності, що можуть містити в собі наступні незалежні системи: напірну циркуляційну головного двигуна й охолодження його поршнів (якщо поршні охолоджуються маслом); гравітаційну (чи циркуляційну) газотурбонаддувочних агрегатів; напірну циркуляційну приводів паливних асосів; лінійну змащення циліндрів; циркуляційну змащення редукторних і гідродинамічних передач; напірну змащення допоміжних двигунів.

Комплектація, конструювання і виготовлення систем змащення здійснюються у відповідності з Правилами Регістра і залузових правил та нормами проектування. Необхідна кількість масла в системі залежить від кратності його циркуляції і може бути визначена за питомим об'ємом (у середньому).

Циркуляційна система дизелів характеризується наступними показниками: кратністю циркуляції масла, питомим маслостоком, питомою місткістю. Оптимальна кратність циркуляції, що забезпечує максимальну довговічність масла дизелів, складає при водяному охолодженні поршнів не більше 10 годин⁻¹, при охолодженні поршнів маслом від загальної циркуляційної системи 5 – 7 годин⁻¹. Зменшення кратності циркуляції в два рази збільшує термін старіння масла в три-чотири рази.

Питома витрата циркуляційного масла залежить від типу і потужності двигуна. У МОД вона складає 0,8 – 1,3 г/(кВт·годину), у СОД – 1,3 – 2,0 г/(кВт·годину). Менші значення питомої витрати масла характерні для двигунів більшої потужності.

Призначення і склад системи

Система призначена для прийому, перекачування, збереження, очищення і подачі масла до місць охолодження і змащення тертьових деталей головних і допоміжних машин і механізмів, а також для видачі його іншим суднам.

Масляна система в СЕУ служить для змащення і відведення теплоти від тертьових поверхонь двигунів, механічних передач, дейдвудних, опорних і упорних підшипників валопроводів, охолодження поршнів дизелів (у дизелях до 8 – 12 % теплоти палива відводиться з циркуляційним маслом), а також для прийому, збереження, перекачування, підігріву і очищення масла.

Масляна система складається з:

1) трубопроводу прийому, перекачування і сепарації масла, призначеного для:

- прийому циркуляційного масла в цистерну 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.

Вимоги Правил Регістру, що висуваються до системи

При одному ГД повинно бути не менше двох насосів циркуляційного змащення рівної подачі, один із яких може мати привод від двигуна.

У системі змащення газотурбонагнітачів ГД з автономним електроприводом, варто передбачати установку резервного насоса і гравітаційну цистерну, ємністю достатньою для забезпечення змащення підшипників протягом вільного виїзду.

Кінці зливальних труб з картера двигуна в стічно-циркуляційну цистерну повинні бути розташовані в ній таким чином, щоб під час роботи двигуна вони були постійно занурені в масло.

У системі циркуляційного змащення повинна бути передбачена ефективне очищення масла, при цьому повинні бути встановлені:

- на всмоктувальному трубопроводі насоса збудчастих передач, як правило, магнітний фільтр;
- на всмоктувальному трубопроводі насоса – один фільтр зрубого очищення (сітка);
- на нагнітальному трубопроводі ГД – два рівнодіжних фільтри, чи один здвоєний фільтр, що переключається, чи один самоочисний фільтр.

Пропускна здатність фільтра повинна перевищувати на 10 % найбільшу подачу насоса.

Масляна система повинна забезпечуватися необхідними контрольно-вимірювальними приладами.

Манометр, що показує тиск масла за маслоохолоджувачем, повинен бути виведений на пост керування.

Розрахунок основних елементів системи

Розрахунок основних елементів системи проводиться відповідно до рекомендацій [21; 22] і виконаний у табл. 5.1.

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 два сепаратори типу МАРХ-207 пропускною спроможністю 3,5 м³/годину.

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

3.9.3 Система охолодження

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 управління роботою системи.

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

Вимоги Регістру до системи

До системи охолодження Регістр висуває наступні вимоги [10]:

- система охолодження заборотною 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 заборотної води, подача якого повинна бути не менше за подачу основних насосів;

- при цьому повинні бути вжиті заходи, що не допускають змішання заборотної та прісної води;

- у системі охолодження заборотною 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 заборотною водою будь-якого з двигунів; при цьому повинні бути вжиті заходи, що не допускають змішання заборотної 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 заборотної 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 заборотної 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 (зарядному резерві), при необхідності повинне передбачатися постійне прокачування їх зарядною 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 (днищевим і бортовим), розташованими у МВ та 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 відливного трубопроводу заборотної води повинне забезпечувати заповнення водою найвищих охолоджуваних полостей двигунів, водо- і маслоохолоджувачів, а також виключати утворення застійних зон;

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

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 кожухотрудового типу з площею теплообміну 25 м² у кількості 2 штук;

– холодильник прісної води ДДГ кожухотрудового 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.

3.9.4 Система пускового повітря

Призначення і склад системи

Системи стиснутого повітря застосовуються на суднах з енергетичними установками будь-якого типу. Найбільш розповсюджені ці системи на дизельних (транспортних і промислових), а також на газотурбінних суднах.

Системи стиснутого повітря розділяють на системи низького (до 1 МПа), середнього (до 3 МПа) і високого (більше 5 МПа) тиску. Повітря низького тиску використовується на господарські потреби судна; середнього – в основному для пуску і реверсу ДВЗ, а високого – для керування ГД і для інших цілей.

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

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

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 у двох повітрозберігачах або в двох групах повітрозберігачів, встановлених так, щоб користування ними могло бути незалежним; при цьому в одному з цих двох повітрозберігачів або в кожній групі повітрозберігачів повинен зберігатися запас стиснутого повітря в кількості не менше половини від того, що вимагається.

Запас стиснутого повітря у всіх повітрозберігачах, призначених для пуску і реверсування ГД, повинен забезпечувати не менше 12 пусків поперемінно на передній і задній хід кожного двигуна, підготовленого до дії, але не працюючого, а також функціонування систем управління двигунами. Для суден із льодовими посиленнями, а також кризоламів 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 6 пусків кожного двигуна, підготовленого до дії, але не працюючого, а за наявності більше двох двигунів – не менше 3 пусків кожного двигуна. При цьому повинна забезпечуватися також робота систем керування двигунами.

Для пуску допоміжних двигунів повинен бути передбачений принаймні один повітрозберігач місткістю, достатньою для виконання 6 пусків підготовленого до дії одного двигуна найбільшої потужності. За узгодженням з Регістром такий повітрозберігач може не встановлюватися. У цьому випадку повинна передбачатися можливість пуску допоміжних двигунів від одного повітрозберігача або однієї групи повітрозберігачів ГД.

Допускається використання запасу пускового повітря з одного повітрозберігача або однієї групи повітрозберігачів ГД для роботи тифона і на господарські потреби. Це допускається за умови збільшення місткості повітрозберігачів на величину, передбачену нижче для спеціального повітрозберігача тифона або за наявності автоматичного підкачування 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 автоматичне підкачування 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 криголамів число і подача компресорів є в кожному випадку предметом спеціального розгляду Регістром. На суднах, головні та допоміжні двигуни яких пускаються стиснутим повітрям, повинен бути передбачений пристрій, що забезпечує можливість пуску основних пускових компресорів протягом не більше 1 години. Для цієї мети може застосовуватися ручний компресор або дизель-компресор з ручним пуском двигуна, що заповнюють окремий 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 із вказаних в 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.

Устаткування системи пускового повітря

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

3.9.5 Система газовідведення

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 ВГ на судні встановлено утилізаційний парогенератор MISSION™ XS-2V, який одночасно є й іскрозасником. Газопровід виготовлено зі спеціальних сталевих труб з приварними або вільними фланцями.

Вимоги Регістру до системи

На нафтоналивних суднах димоходи котлів, головних та допоміжних двигунів повинні бути обладнані іскрозасниками або іскроуловлювачами 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 УПГ і комбінованих котлах, які за своєю конструкцією не можуть передувати без води при обігріві їх ВГ, повинні передбачатися одвідні трубопроводи з перепускними заслінками, що відключають котли від ВГ.

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 сход-трапи.

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

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

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

При встановленні УПГ і іскрозасників макрого типу повинні передбачатися пристрої, що запобігають можливості попадання води у двигун. Спускні труди цих пристроїв мають направлятися у льяли МВ і мати гідрозатвори [10].

Розрахунок основних елементів системи

Діаметр газовідвідної труди від ГД

$$d_{\varepsilon}^{\prime\prime} = 3,18 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{\frac{g_e^{\prime\prime} \cdot N_e^{\prime\prime} \cdot (\alpha_{\Sigma} \cdot L_0' + 1) \cdot T_2}{p_{\varepsilon} \cdot v_{\varepsilon}}} = 3,18 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{0,179 \cdot 7900 \cdot (3,2 \cdot 13,5 + 1) \cdot 533}{0,105 \cdot 40}} = 1,33 \text{ м}$$

де $\square_5 = 3,2$ – сумарний коефіцієнт надлишку повітря для ГД (див. п. 3.3);

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

$T_2 = 496$ К – температура ВГ перед УПГ (див. п. 3.3);

$p_2 = 0,105$ МПа – тиск ВГ у газоході;

$v_2 = 40$ м/с – швидкість ВГ у газоході.

Діаметр газовідвідних труб від ДДГ

$$d_z^{DDG} = 3,18 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{\frac{g_e^{DDG} \cdot N_e^{DDG} \cdot (\alpha_{\Sigma} \cdot L'_0 + 1) \cdot T_2}{p_2 \cdot v_2}} = 3,18 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{0,205 \cdot 2310 \cdot (2,3 \cdot 13,5 + 1) \cdot 603}{0,105 \cdot 50}} = 0,420 \text{ м,}$$

де g_e^{DDG} – питома ефективна витрата ВВП (див. п. 3.1)

$$g_e^{DDG} = g_e^{DDG} \cdot \frac{42700}{39000} = 0,187 \cdot \frac{42700}{39000} = 0,205 \text{ кг/(кВт·годину);}$$

$\square_5 = 2,3$ – сумарний коефіцієнт надлишку повітря для ДДГ (див. табл. 3.5);

$T_2 = 603$ К (330 °С) – температура ВГ (див. табл. 3.5).

Діаметр газовідвідних труб від ДК, м,

$$d_z^{DK} = 1,128 \sqrt{F_{DK}} = 1,128 \sqrt{\frac{14,3 \cdot \square \cdot G_{пал}^{DK}}{\square \cdot v_{DK}}},$$

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

$G_{пал}^{DK}$ – витрата палива у ДК (див. п. 3.5.6), кг/с;

$v_{DK} = 25$ м/с – допустима швидкість ВГ;

ρ – густина ВГ, кг/м³.

Густина ВГ

$$\square = 10^3 \frac{p_2}{R_2 \cdot T_2} = 10^3 \frac{0,105}{0,287 \cdot 453} = 0,808 \text{ кг/м}^3,$$

де $R_2 = 0,287$ кДж/(кг·К) – газова постійна;

$T_2 = 453$ К – температура ВГ на виході з ДК (див. табл. 3.5).

$$d_z^{DK} = 1,128 \sqrt{\frac{14,3 \cdot 1,1 \cdot 0,056}{0,808 \cdot 25}} = 0,236 \text{ м.}$$

$$d_z^{DK} = 1,128 \sqrt{\frac{14,3 \cdot 1,1 \cdot 0,144}{0,808 \cdot 25}} = 0,378 \text{ м.}$$

Висновок

На газоходах ДДГ і ДК встановлюються глушники-іскрозасники. На газоході ГД іскрозасник непотрібний, оскільки УПГ має вбудований іскрозасник. На газоходах застосовані сальникові компенсатори.

Висновки з розділу

У даному розділі містяться опис та розрахунки основних систем СЕУ (паливна, масляна, охолодження, стиснутого повітря, газовідвідна). Було підібрано обладнання для ефективної роботи систем, визначені запаси палива, масла та стиснутого повітря, які необхідні для нормального функціонування судна.

Таблиця 3.20 Розрахунок системи змащення

Найменування величини, одиниці вимірювання		Позначення	Розрахункова залежність або джерело	Числове значення
1	Специфікаційна потужність ГД, кВт	$N_e^{ГД}$	табл. 2.6	8340
2	Питома витрата високов'язкого палива ГД, кг/(кВт·годину)	$g_e^{ГД}$	п. 3.3	0,1693
3	Механічний ККД ГД	$\eta_m^{ГД}$	[16; 17]	0,94
4	Частка теплоти тертя, що відводиться маслом	$\alpha_{тр}$	[16; 17]	0,5
5	Теплота тертя, що відводиться маслом, кДж/годину	$Q_{тр}^{ГД}$	$Q_{тр}^{ГД} = 3600 \cdot N_e^{ГД} \cdot \left(\frac{1}{\eta_m^{ГД}} - 1 \right) \cdot \alpha_{тр}$	958213
6	Теплоємність масла, кДж/(кг·годину)	C_m	[12]	1,9
7	Густина масла, кг/м³	ρ_m	[12]	890
8	Ступінь нагрівання масла за рахунок теплоти тертя, °С	Δt_m	[21; 22]	10
9	Витрата масла для відводу виділеної теплоти тертя, м³/годину	$W_1^{ГД}$	$W_1^{ГД} = \frac{Q_{тр}^{ГД}}{C_m \cdot \rho_m \cdot \Delta t_m}$	56,7
10	Частка теплоти, що відводиться маслом від поршня	α_n	[21; 22]	0,03
11	Нижча питома теплота згоряння палива, кДж/кг	Q_H^p	[12]	42700
12	Теплота, що відводиться маслом від поршня, кДж/годину	$Q_n^{ГД}$	$Q_n^{ГД} = \alpha_n \cdot g_e^{ГД} \cdot N_e^{ГД} \cdot Q_H^p$	1808723
13	Ступінь нагрівання масла, що охолоджує поршні, °С	Δt_n	[21; 22]	15
14	Витрата масла для охолодження поршнів, м³/годину	$W_2^{ГД}$	$W_2^{ГД} = \frac{Q_n^{ГД}}{C_m \cdot \rho_m \cdot \Delta t_n}$	71,3

Найменування величини, одиниці вимірювання		Позначення	Розрахункова залежність або джерело	Числове значення
15	Коефіцієнт запасу подачі	$\kappa_v^{ГД}$	[21; 22]	1,25
16	Подача головного циркуляційного насосу змащення, м ³ /годину	$W_{цн}^{ГД}$	$W_{цн}^{ГД} = \kappa_v^{ГД} \cdot (W_1^{ГД} + W_2^{ГД})$	160,0
17	Напір головного циркуляційного насоса змащення, м	$H_{цн}^{ГД}$	Прийнято для обраного насоса	100
18	ККД головного циркуляційного насоса змащення	$\eta_{цн}^{ГД}$	Прийнято для обраного насоса	0,85
19	Потужність, споживана головним циркуляційним насосом змащення, кВт	$P_{цн}^{ГД}$	$P_{цн}^{ГД} = 2,72 \cdot 10^{-6} \frac{W_{цн}^{ГД} \cdot H_{цн}^{ГД} \cdot \rho_m}{\eta_{цн}^{ГД}}$	45,6
20	Припустима швидкість масла, що проходить через фільтр грубого очищення (ФГО), м/с	V_m	[21; 22]	0,05
21	Коефіцієнт живого перетину ФГО	$K_{жп}$	[21; 22]	0,25
22	Площа фільтруючої поверхні ФГО, м ²	$F_{ф20}^{ГД}$	$F_{ф20}^{ГД} = \frac{W_{цн}^{ГД}}{3600 \cdot V_m \cdot K_{жп}}$	3,6
23	Температура масла на вході в ГД, °С	$t_1^м$	[21; 22]	65
24	Температура масла на виході з ГД, °С	$t_2^м$	[21; 22]	75
25	Температура води на вході в охолоджувач масла, °С	$t_1^в$	[21; 22]	32
26	Температура води на виході з охолоджувача масла, °С	$t_2^в$	[21; 22]	40

Найменування величини, одиниці вимірювання		Позначення	Розрахункова залежність або джерело	Числове значення
27	Середній температурний напір між маслом та водою, °C	Δt	$\Delta t = \frac{t_1^M + t_2^M}{2} - \frac{t_1^B + t_2^B}{2}$	34
28	Коефіцієнт теплопередачі для трубок діаметром 15 мм, кДж/(м²·годину)	к	[21; 22]	950
29	Коефіцієнт забруднення охолоджувача масла	K_3	[21; 22]	1,2
30	Площа теплопередаючої поверхні охолоджувача масла, м²	$F_M^{\Gamma \Delta}$	$F_M^{\Gamma \Delta} = \frac{Q_{mp}^{\Gamma \Delta} + Q_n^{\Gamma \Delta}}{K \cdot K_3 \cdot \Delta t}$	71
31	Номінальна потужність ДДГ, кВт	$P_e^{\Delta \Delta \Gamma}$	табл. 3.2	575
32	Питома витрата високов'язкого палива ДДГ, кг/(кВт·годину)	$g_e^{\Delta \Delta \Gamma}$	п. 4.5.3	0,188
33	Механічний ККД ДДГ	$\eta_M^{\Delta \Delta \Gamma}$	[13]	0,95
34	Частка теплоти тертя, що відводиться маслом	α_{mp}	[21; 22]	0,45
35	Теплота тертя, що відводиться маслом, кДж/годину	$Q_{mp}^{\Delta \Delta \Gamma}$	$Q_{mp}^{\Delta \Delta \Gamma} = 3600 \cdot N_e^{\Delta \Delta \Gamma} \cdot \left(\frac{1}{\eta_M^{\Delta \Delta \Gamma}} - 1 \right) \cdot \alpha_{mp}$	49026
36	Ступінь нагрівання масла за рахунок теплоти тертя, °C	Δt_M	[21; 22]	10
37	Витрата масла для відводу виділеної теплоти тертя, м³/годину	$W_1^{\Delta \Delta \Gamma}$	$W_1^{\Delta \Delta \Gamma} = \frac{Q_{mp}^{\Delta \Delta \Gamma}}{\zeta_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M}$	2,9
38	Частка теплоти, що відводиться маслом від поршнів	α_n	Прийнято для тронкового ДВЗ	0,02

Найменування величини, одиниці вимірювання		Позначення	Розрахункова залежність або джерело	Числове значення
39	Теплота, що відводиться маслом від поршнів, кДж/годину	$Q_n^{ДДГ}$	$Q_n^{ДДГ} = \alpha_n \cdot g_e^{ДДГ} \cdot p_e^{ДДГ} \cdot Q_n^p$	92317,4
40	Ступінь нагрівання масла, що охолоджує поршні, °C	Δt_n	[21; 22]	15
41	Витрата мастила для охолодження поршнів, м³/годину	$W_2^{ДДГ}$	$W_2^{ДДГ} = \frac{Q_n^{ДДГ}}{c_m \cdot \rho_m \cdot \Delta t_n}$	18
42	Коефіцієнт запасу подачі	$\kappa_v^{ДДГ}$	[21; 22]	1,25
43	Подача циркуляційного масляного насосу ДДГ, м³/годину	$W_{цн}^{ДДГ}$	$W_{цн}^{ДДГ} = \kappa_v^{ДДГ} \cdot (W_1^{ДДГ} + W_2^{ДДГ})$	26,1
44	Напір головного циркуляційного масляного насосу, м. вод. ст.	$H_{цн}^{ДДГ}$	Прийнято для обранного насосу	40
45	ККД головного циркуляційного масляного насосу	$\eta_{цн}^{ДДГ}$	Прийнято для обранного насосу	0,75
46	Потужність, споживана головним циркуляційним насосом змащення, кВт	$P_{цн}^{ДДГ}$	$P_{цн}^{ДДГ} = 2,72 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{W_{цн}^{ДДГ} \cdot H_{цн}^{ДДГ} \cdot \rho_m}{\eta_{цн}^{ДДГ}}$	3,4
47	Припустима швидкість масла, що проходить ФГО, м/с	V_m	[21; 22]	0,05
48	Коефіцієнт живого перетину ФГО	$\kappa_{жп}$	[21; 22]	0,25
49	Площа фільтруючої поверхні ФГО, м²	$F_{фго}^{ДДГ}$	$F_{фго}^{ДДГ} = \frac{W_{цн}^{ДДГ}}{3600 \cdot V_m \cdot \kappa_{жп}}$	0,6
50	Питома пропускна здатність фільтруючого елемента фільтра тонкого очищення (ФТО), м³/(м²·годину)	$q_{фто}^{ДДГ}$	[21; 22]	2

Найменування величини, одиниці вимірювання		Позначення	Розрахункова залежність або джерело	Числове значення
51	Площа фільтруючої поверхні ФТО, м ²	$F_{\text{фто}}^{\text{ДДГ}}$	$F_{\text{фто}}^{\text{ДДГ}} = \frac{W_{\text{цн}}^{\text{ДДГ}}}{q_{\text{фто}}^{\text{ДДГ}}}$	13,1
52	Температура масла на вході в ДДГ, °C	$t_1^{\text{м}}$	[21; 22]	65
53	Температура масла на виході з ДДГ, °C	$t_2^{\text{м}}$	[21; 22]	75
54	Температура води на вході до охолоджувача масла, °C	$t_1^{\text{в}}$	[21; 22]	32
55	Температура води на виході з охолоджувача масла, °C	$t_2^{\text{в}}$	[21; 22]	40
56	Середній температурний напір між маслом і водою, °C	Δt	$\Delta t = \frac{t_1^{\text{м}} + t_2^{\text{м}}}{2} - \frac{t_1^{\text{в}} + t_2^{\text{в}}}{2}$	34
57	Коефіцієнт теплопередачі для трубок діаметром 15 мм, кДж/(м ² ·годину)	к	[21; 22]	950
58	Коефіцієнт забруднення охолоджувача масла	K_3	[21; 22]	1,2
59	Площа теплопередаючої поверхні охолоджувача масла, м ²	$F_{\text{м}}^{\text{ДДГ}}$	$F_{\text{м}}^{\text{ДДГ}} = \frac{Q_{\text{тр}}^{\text{ДДГ}} + Q_{\text{п}}^{\text{ДДГ}}}{k \cdot K_3 \cdot \Delta t}$	3,6
60	Коефіцієнт морського запасу	$K_{\text{м}}$	[21; 22]	1,2
61	Питома витрата циркуляційного масла ГД, кг/(кВт·годину)	$g_{\text{м}}^{\text{ГД}}$	[16; 17]	0,0005
62	Дальність плавання, милі	L	п. 2.6	1200
63	Специфікаційна швидкість ходу, вуз.	$V_{\text{с}}$	п. 2.15	15,6
64	Час ходового режиму, годин	$\tau_{\text{х}}$	$\tau_{\text{х}} = \frac{L}{V_{\text{с}}}$	76,92

Найменування величини, одиниці вимірювання		Позначення	Розрахункова залежність або джерело	Числове значення
65	Маса масла в системі змащення ГД, кг	$G_{\text{сц}}^{\text{ГД}}$	[21; 22]	8000
66	Число змін масла за рейс	$K_{\text{с}}^{\text{ГД}}$	[21; 22]	1
67	Необхідний запас циркуляційного масла ГД, т	$G_{\text{цм}}^{\text{ГД}}$	$G_{\text{цм}}^{\text{ГД}} = K_{\text{м}} \left[g_{\text{м}}^{\text{ГД}} \cdot N_{\text{е}}^{\text{ГД}} \tau_{\text{х}} + G_{\text{сц}}^{\text{ГД}} \cdot (K_{\text{с}}^{\text{ГД}} + 1) \right] \cdot 10^{-3}$	
68	Потужність ДДГ на стоянці без вантажних операцій, кВт	N_1	табл. 3.1	276,1
69	Потужність ДДГ на стоянці з вантажними операціями, кВт	N_2	табл. 3.1	728,8
70	Час стоянок без вантажних операцій, годин	t_1	[21; 22]	36
71	Час стоянок з вантажними операціями, годин	t_2	[21; 22]	72
72	Питома витрата масла ДДГ, кг/(кВт·годину)	$g_{\text{м}}^{\text{ДДГ}}$	[21; 22]	0,002
73	Маса масла в системах змащення ДДГ, кг	$G_{\text{сц}}^{\text{ДДГ}}$	[21; 22]	3382
74	Число змін масла за рейс	$K_{\text{с}}^{\text{ДДГ}}$	[21; 22]	1
75	Необхідний запас циркуляційного масла ДДГ, т	$G_{\text{цм}}^{\text{ДДГ}}$	$G_{\text{цм}}^{\text{ДДГ}} = \left[g_{\text{м}}^{\text{ДДГ}} \sum N_i \tau_i + G_{\text{сц}}^{\text{ДДГ}} (K_{\text{с}}^{\text{ДДГ}} + 1) \right] \cdot 10^{-3}$	
76	Питома витрата циліндрового масла ГД, кг/(кВт·годину)	$g_{\text{ц}}^{\text{ГД}}$	[21; 22]	0,001
77	Запас циліндрового масла ГД, т	$G_{\text{ц}}^{\text{ГД}}$	$G_{\text{ц}}^{\text{ГД}} = g_{\text{ц}}^{\text{ГД}} \cdot N_{\text{е}}^{\text{ГД}} \cdot \tau_{\text{х}} \cdot 10^{-3}$	
78	Число рейсів без поповнення запасів компресорного масла	i	[21; 22]	4
79	Сумарна витрата масла компресорами, кг/годину	$\Sigma G_{\text{зод}}$	[21; 22]	0,04
80	Кількість масла в картерах компресорів, кг	$\Sigma G_{\text{к}}$	[21; 22]	50

Найменування величини, одиниці вимірювання		Позначення	Розрахункова залежність або джерело	Числове значення
81	Термін служби компресорного масла, годин	t_m	[21; 22]	100
82	Коефіцієнт режиму роботи компресора	K_K	[21; 22]	0,4
83	Запас компресорного масла, т	G_{KM}	$G_{KM} = I \left[\Sigma G_{\text{зод}} \cdot \tau_x + \Sigma G_K \cdot \left(\frac{\tau_x}{\tau_n} + 1 \right) \right] \cdot K_K \cdot K_H \cdot 10^3$	0,2
84	Коефіцієнт захарашення цистерн елементами набору	K_1	[21; 22]	1,03
85	Коефіцієнт "мертвого" об'єму цистерни	K_2	[21; 22]	1,05
86	Місткість цистерн основного запасу циркуляційного масла ГД, м³	$\Sigma V_{03}^{ГД}$	$\Sigma V_{03}^{ГД} = \frac{G_{цм}^{ГД}}{\rho_H} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot 10^3$ $\Sigma V_{03}^{ДДГ} = \frac{G_{цм}^{ДДГ}}{\rho_H} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot 10^3$ $\Sigma V_4^{ГД} = \frac{G_4^{ГД}}{\rho_H} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot 10^3$ $\Sigma V_{KM} = \frac{G_{KM}}{\rho_H} K_1 K_2 \cdot 10^3$	23,8
87	Місткість цистерн основного запасу циркуляційного масла ДДГ, м³	$\Sigma V_{03}^{ДДГ}$		8,4
88	Місткість цистерн запасу циліндрового масла ГД, м³	$\Sigma V_4^{ГД}$		0,8
89	Місткість цистерн запасу компресорного масла, м³	ΣV_{KM}		0,2
90	Частота циркуляції масла в системі циркуляційного змащення ГД, годин ⁻¹	$Z_4^{ГД}$	[21; 22]	12
91	Місткість стічно-циркуляційної цистерни ГД, м³	$V_{сц}^{ГД}$	$V_{сц}^{ГД} = 1,5 \cdot \frac{W_{цн}^{ГД}}{Z_4^{ГД}}$	20,0

Найменування величини, одиниці вимірювання		Позначення	Розрахункова залежність або джерело	Числове значення
92	Коефіцієнт, що визначає втрати масла при очищенні	$K_{\text{вм}}$	[21; 22]	0,8
93	Місткість цистерн відпрацьованного масла ГД, м ³	$V_{\text{вм}}^{\text{ГД}}$	$V_{\text{вм}}^{\text{ГД}} = K_{\text{вм}} \cdot K_c^{\text{ГД}} \cdot V_{\text{сц}}^{\text{ГД}}$	16,0
94	Місткість цистерн відсепарованного масла ГД, м ³	$V_{\text{см}}^{\text{ГД}}$	$V_{\text{см}}^{\text{ГД}} \approx V_{\text{вм}}^{\text{ГД}}$	16,0
95	Припустима швидкість масла при прийомі, м/с	$V_{\text{пр}}$	[21; 22]	0,5
96	Час, що відводиться для прийому масла, годин	$\tau_{\text{пр}}$	[21; 22]	3
97	Діаметр прийомного трубопроводу для системи циркуляційного змащення ГД і ДДГ, м	d	$d = \sqrt{\frac{(G_{\text{цм}}^{\text{ГД}} + G_{\text{цм}}^{\text{ДДГ}}) \cdot \rho_{\text{м}} \cdot 10^{-3}}{2826 \cdot V_{\text{пр}} \cdot \tau_{\text{пр}}}}$	0,075
98	Час спорожнювання стічно-циркуляційної цистерни ГД, годин	τ	[21; 22]	1,5
99	Подача маслоперекачувального насосу, м ³ /годину	$W_{\text{мпн}}$	$W_{\text{мпн}} = \frac{V_{\text{сц}}^{\text{ГД}}}{\tau}$	13,3
100	Добовий час роботи сепараторів, годин	$\tau_{\text{с}}$	[21; 22]	16
101	Сумарна пропускна здатність сепараторів, м ³ /годину	$W_{\text{мс}}$	$W_{\text{мс}} = 2 \frac{V_{\text{сц}}^{\text{ГД}}}{\tau_{\text{с}}}$	2,5
102	Температура масла на вході в сепаратор, °С	$t_2^{\text{с}}$	[21; 22]	90
103	Температура масла на вході в підігрівач, °С	$t_1^{\text{с}}$	[21; 22]	70
104	Середній температурний напір між маслом і парою, °С	$\Delta t_{\text{с}}$	[21; 22]	98
105	Кількість одночасно працюючих сепараторів	$n_{\text{с}}$	[21; 22]	1
106	Коефіцієнт забруднення підігрівача масла	K_3	[21; 22]	1,15

Найменування величини, одиниці вимірювання		Позначення	Розрахункова залежність або джерело	Числове значення
107	Площа теплопередаючої поверхні підігрівача масла перед сепаратором, м ²	F_{nc}	$F_{nc} = \frac{W_{nc} \cdot \rho_m \cdot c_m \cdot (t_2^c - t_1^c)}{\eta_c \cdot k \cdot \Delta t_c} \cdot K_3$	1,04
108	Потужність, передана зредним валом, кВт	N_B	п. 3.5.7	3514
109	ККД дейдвудного пристрою	$\eta_{дп}$	[21; 22]	0,99
110	Коефіцієнт запасу подачі	K_3	[21; 22]	1,2
111	Ступінь нагрівання масла в дейдвудном пристрої, °C	Δt_m	[21; 22]	10
112	Подача масляного насосу автономного змащення дейдвудного пристрою, м ³ /годину	$W_{дп}$	$W_{дп} = 3600 \cdot \frac{N_{гв} \cdot (1 - \eta_{дч}) \cdot K_3}{c_m \cdot \rho_m \cdot \Delta t_m}$	9,0

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

4.1. Розробка питань технічної експлуатації за рахунок дослідження впливу зазору в паливному насосі головного двигуна

Досліди проведені на експериментальній установці для випробування паливної апаратури у лабораторії кафедри СЕУ НУК. На установці змонтована паливна апаратура дизеля ДКРН 74/160.

Дослідження впливу зазору між втулкою плунжера і корпусом всмоктувального клапана проводилось на режимах звинтової характеристики, що відповідають циліндровій потужності $N_{e.c}$ 100, 90, 80, 70 і 50 % навантаження, а також на режимі мінімально стійкої частоти обертання $n_{min}=35 \text{ хв}^{-1}$. Досліди виконані при шести різних зазорах, а саме: $d_{b.k}$ дорівнювало 5, 33, 42, 58, 84 і 100 мкм.

Якщо циклова подача із збільшенням зазору спочатку зменшується порівняно мало (при збільшенні зазору $d_{b.k}$ до 30 – 35 мкм), то при більших зазорах (понад 40 мкм) падіння q_c практично пропорційно збільшенню зазору. На цих режимах і при $d_{b.k} = 42$ мкм значення d_{qc} порівняно мале, тобто 4,4 і 3,9 %. На режимах 0,5 $N_{e.ном}$ і мінімально стійкої частоті обертання q_c практично постійне при зміні зазору $d_{b.k}$ від 5 до 33 мкм. При дуже великих значеннях зазору, а саме: при $d_{b.k} = 84$ мкм і $d_{b.k} = 100$ мкм результати дослідження при $n = 120 \text{ хв}^{-1}$ і номінальній цикловій подачі, яка забезпечується за рахунок збільшення індексу паливної рейки ПНВТ – т.

Таким чином, якщо порівняти дані осцилографування при зазорах 5 і 42 мкм, то можна зробити висновок, що початок і тривалість впорскування палива змінюються незначно, а максимальний тиск, хоча й суттєво знижується, але знаходиться ще на достатньо високому рівні, при якому забезпечується якісне розпилювання палива.

З цієї причини при збільшенні зазору $d_{b.k}$ до 40 мкм не повинно відбутися помітного зниження економічності дизеля, тобто підвищення питомої витрати палива. При зазорі $d_{b.k} = 42$ мкм і більше спостерігаються вже більш значні зміни у процесі впорскування палива, що наочно демонструється порівнянням кривих тиску палива перед розпилювачем форсунки № 1 і ходу її голки.

При зростанні зазору $d_{b.k}$ з 5 до 100 мкм початок впорскування палива змістився на 1,4 ПКВ, тривалість впорскування зросла на 4,4 ПКВ, а максимальний тиск впав на 19,0 МПа. При таких змінах показників процесу впорскування палива можна очікувати помітного зниження економічності дизеля і підвищення температури відпрацьованих газів, що й спостерігається на окремих суднах. Якщо врахувати, що на суднах трапляються випадки роботи паливних насосів з ще більшими зазорами $d_{b.k}$, то можна зробити однозначний висновок про неприпустимість експлуатації дизелів.

З метою розширення гранично припустимого зазору $d_{b.k}$ в експлуатації на корпусі всмоктувального клапана були проточені лабіринтні ущільнення. Канавки ущільнення виготовлялися різної висоти, ширини, а також змінювалась їх кількість.

Для досягнення поставленої мети, перевірки зносу в вузлах паливної апаратури які подані у монографії проф. Шишкіна В.А., у роботі вирішені такі задачі:

- проведено широке експериментальне дослідження процесу паливоподачі по вивченню впливу зазору між корпусом всмоктувального клапана і втулкою плунжера $d_{в.к}$ на основні параметри процесу вприскування палива при роботі широко розповсюдженого суднового дизеля 6ДКРН 74/160–3, що працює за звинтовою характеристикою, а також при постійному індексі паливної рейки ПНВТ;
- розроблено математичну модель, яка описує процес паливоподачі, і метод гідродинамічного розрахунку вприскування палива для систем подачі палива з ПНВТ, які мають додаткову прецизійну пару “втулка плунжера – корпус всмоктувального клапана”;
- розроблено комплексний метод сумісного розрахунку вприскування палива і робочого процесу дизеля, який є теоретичною базою для розрахунково-аналітичного дослідження;
- розроблено структурну схему і програму сумісного розрахунку паливоподачі і робочого процесу дизеля на ПЕОМ;
- виконано числовий експеримент з допомогою розробленого методу і програми розрахунку і встановлена адекватність розробленої математичної моделі результатам експериментальних досліджень;
- розроблено спрощений метод розрахунку і визначення в експлуатації параметрів вприскування палива;
- вироблено практичні рекомендації по збільшенню в експлуатації дизеля гранично припустимого значення зазору $d_{в.к}$, при якому забезпечується якісне вприскування палива;
- об’єкт дослідження – гідродинамічний процес, що відбувається у паливній системі високого тиску дизеля;
- предмет дослідження – удосконалення процесів паливоподачі суднових малообертових дизелів, та аналіз гідродинамічного процесу, що відбувається у паливній системі високого тиску дизеля;

Методика дослідження. У роботі використані експериментальні методи вимірювання, а також розрахунково-аналітичні методи дослідження.

Експериментальні дослідження здійснювалися в лабораторії кафедри СЕУ і ТЕ ОНМУ на спеціальній установці для дослідження гідродинамічних процесів у системах паливоподачі суднових дизелів, на якій була встановлена реальна паливна апаратура суднового дизеля 6ДКРН 74/160.

При експериментальному дослідженні використовувалась сучасна електронна вимірювальна апаратура. Реєстрація параметрів, які характеризують досліджувані процеси у паливній апаратурі, здійснювалися осцилографуванням. Видір засобів вимірювання здійснювався за оцінкою достовірностей результатів вимірювань за допомогою методів теорії похибок. Обробка результатів експериментальних вимірювань здійснювалась з використанням методів математичної статистики. Розрахунково-аналітичне дослідження проводилося за допомогою сучасних ПЕОМ на базі розробленого комплексного метода розрахунку, який базується на сучасній теорії процесів паливоподачі і робочого процесу дизеля.

Реалізація результатів роботи. Практичні рекомендації з оптимальної експлуатації систем паливоподачі, які мають ПНВТ із зазором $d_{в.к}$ між корпусом всмоктувального клапана і втулкою плунжера, впроваджені у Чорноморському морському пароплаванні на суднових дизелях виробництва Брянського машинобудівного заводу і фірми “Бурмейстер і Вайн”; у державній

судноплавній компанії UKMAR SHIPMANAGEMENT LTD, на Одеському судноремонтному заводі "Україна", а також у Алжирському морському пароплаванні і Алжирському морському інституті м. Бусмаїл.

У вступі обґрунтована актуальність теми, сформульовані мета і задачі дослідження, зазначені новизна і практична цінність результатів роботи, дається її коротка характеристика.

- аналіз експлуатації систем паливоподачі з ПНВТ, які мають технологічний зазор $d_{в.к}$ між втулкою плунжера і корпусом всмоктувального клапана;

- огляд і аналіз методів розрахунків процесів вприскування палива і методів розрахунків робочого процесу дизеля;

Наявність зазору $d_{в.к}$ при розробці конструкції ПНВТ була обумовлена необхідністю переміщення втулки плунжера вздовж осі з метою зміни кута початку (випередження) вприскування $j_{оп}$ під час експлуатації суднових дизелів є прогресивним рішенням у конструкції ПНВТ, тому що це дозволяє встановлювати оптимальний кут $j_{оп}$ при зміні сорту палива і зношенні деталей ЦПГ, тобто зрештою підвищувати економічні показники дизелів у експлуатаційних умовах.

Однак результати експлуатації великої кількості дизелів ПО БМЗ ДКРН-3 і ДКРН-4 виявилися суперечливими. Багато хто з механіків взагалі не висувують жодних претензій до вузла "втулка плунжера – корпус всмоктувального клапана", при цьому вони не відмічають помітного впливу зазору в цьому вузлі на експлуатаційні показники дизелів. Інші механіки суден, як серйозний недолік ПНВТ цих дизелів відмічають суттєвий вплив на показники дизеля наявності зазору у вказаному вузлі насоса.

Збільшений зазор $d_{в.к}$ може в період вприскування палива привести до великих протічків палива з надплунжерної порожнини насоса у всмоктувальну порожнину. Природно, у цьому випадку знижується тиск палива (як максимальний, так і середній) під час вприскування, погіршується якість розпилювання палива, а для забезпечення заданої потужності двигуна, тобто циклової подачі палива, необхідно збільшувати тривалість вприскування. Останнє нерідко, частіше за все на режимах повної потужності, може помітно знизити економічність двигуна (підвищити питому витрату палива) і збільшити температуру відпрацьованих газів (підвищити теплову напруженість деталей ЦПГ). На режимах часткових навантажень це також приводить до неповного згоряння палива, а отже до нагароутворення на деталях ЦПГ та у проточній частині газотурбонагнітача, зниження ресурсу роботи дизелів і до забруднення довілля. Великі зазори $d_{в.к}$ особливо негативно впливають на роботу дизелів на режимах малих навантажень, при пусках і на мінімально стійкій частоті обертання.

Таким чином, має практичний інтерес дослідження впливу зазору $d_{в.к}$ на процес вприскування палива та на робочий процес дизеля і встановлення на цій основі граничного значення вказаного зазору, при якому буде ще забезпечена робота двигуна при заданих заводом-виробником параметрах.

Сучасні методи розрахунку паливоподачі у насосах високого тиску не прийнятні для розрахунку процесу вприскування палива у випадку встановлення на двигуні золотникових насосів зі всмоктувальним клапаном і зазором між корпусом цього клапана і втулкою плунжера насоса. В існуючих методах відсутній облік витоків палива через зазор $d_{в.к}$ в період

назнітального ходу плунжера. Немає і формули, яка дозволяє розраховувати витoki палива через зазор $d_{\text{вк}}$ у процесі розрахунку подачі палива насосом.

Дослідження впливу зазору між втулкою плунжера і корпусом всмоктувального клапана проводилось на режимах звинтової характеристики, що відповідають циліндровій потужності $N_{\text{ец}}$ 100, 90, 80, 70 і 50 % навантаження, а також на режимі мінімально стійкої частоти обертання $n_{\text{мін}}=35 \text{ хв}^{-1}$. Досліди виконані при шести різних зазорах, а саме: $d_{\text{вк}}$ дорівнювало 5, 33, 42, 58, 84 і 100 мкм.

При змінах показників процесу вприскування палива можна очікувати помітного зниження економічності дизеля і підвищення температури відпрацьованих газів, що й спостерігається на окремих суднах. Якщо врахувати, що на суднах трапляються випадки роботи паливних насосів з ще більшими зазорами $d_{\text{вк}}$, то можна зробити однозначний висновок про неприпустимість експлуатації дизелів.

З метою розширення гранично припустимого зазору $d_{\text{вк}}$ в експлуатації на корпусі всмоктувального клапана були проточені лабіринтні ущільнення. Канавки ущільнення виготовлялися різної висоти, ширини, а також змінювалась їх кількість.

Аналіз дослідних даних дозволяє зробити однозначний висновок про те, що проточка канавок привела до зменшення витоків палива через зазор, в результаті чого підвищився мінімальний тиск палива в залежності від режиму роботи на " 15 %, а циклова подача " на 9 %. Характер передігу вприскування палива практично лишається незмінним. Найбільший вплив на процес паливоподачі канавки справляли на режимі мінімально стійкої частоти обертання колінчатого валу $n=35 \text{ хв}^{-1}$.

Отже, проточка канавок на корпусі клапана привела до підвищення гідроцилістності пари "корпус клапана – втулка плунжера", що рівнозначно зниженню зазору на номінальному режимі на 15 мкм або збільшенню терміну експлуатації даної прецизійної пари.

В експлуатації дизелів ДКРН 74/160 відмічені випадки розривів паливопроводу підкачувальної магістралі, причому однією з причин, які обумовлюють ці розриви, деякі механіки вважають наявність хвильового процесу через великі витoki палива через зазор між корпусом всмоктувального клапана і втулкою плунжера у період назнітання палива насосом. У зв'язку з цим було проведено осцилографування тиску палива у всмоктувально-відсічній порожнині ПНВТ при різних зазорах $d_{\text{вк}}$, у тому числі і при закраних червономідних ущільнюючих поясах $d_{\text{вк}} = 0$.

Практично такий же тиск $P_{\text{ОТС}}$ отримано на режимі $n = 120 \text{ хв}^{-1}$ і при $d_{\text{вк}}$, що дорівнює 4, 35 і 80 мкм. Після закриття плунжером відсічних отворів спостерігається затухання коливань, що має місце при будь-яких зазорах, і ніяких додаткових імпульсів тиску, спричинених витокami палива крізь зазор $d_{\text{вк}}$, не спостерігається. Інтенсивні коливання тиску палива, як видно з осцилограм, виникають тільки під час відсічки подачі палива насосом (джерело 2). Відомо, що амплітуда коливань при відсіченні тим вища, чим більший тиск палива у системі в момент початку відсічки. У випадку, коли $d_{\text{вк}} = 0$, цей тиск значно вищий, ніж у випадку, коли $d_{\text{вк}} = 125$ мкм. В результаті максимальна амплітуда коливань тиску при відсіченні при $d_{\text{вк}} = 125$ мкм становить лише $P_{\text{ОТСmax}} = 2,8 \text{ МПа}$, тоді як при $d_{\text{вк}} = 0$ – $P_{\text{ОТСmax}} = 7,6 \text{ МПа}$. Значення тиску $P_{\text{ОТСmax}}$ були визначені і при інших зазорах, при цьому $P_{\text{ОТСmax}} = 7,5 \text{ МПа}$ при $d_{\text{вк}} = 4$ мкм і $P_{\text{ОТСmax}} = 3,8 \text{ МПа}$ при $d_{\text{вк}} = 80$ мкм, тобто підтверджена залежність тиску $P_{\text{ОТСmax}}$ від тиску палива в системі в момент відсічки.

Таким чином, думка, що великі зазори $d_{в.к}$ приводять до підсилення коливального процесу у підкачувальній магістралі є помилковою.

Осцилографування показало: чим більший зазор $d_{в.к}$, тим нижче РОТСмах, що повністю відповідає фізичним уявленням про коливання у лінії низького тиску.

Необхідно відзначити недолік ПНВТ дизелів ДКРН 74/160-3 та інших модифікацій, який полягає в тому, що незважаючи на установку демпфера, інтенсивність коливального процесу у підкачувальній магістралі дуже значна.

Загальна схема математичної моделі полягає у початковому розрахунку процесу вприскування палива, в результаті чого при певних не тільки конструкційних, але й експлуатаційних параметрах обчислюються значення циклової подачі палива q_c , тривалість вприскування палива $j_{вп}$ і кут початку вприскування палива форсункою по куту повороту розподільного вала $j_{оп}$. Після цього, отримані значення q_c , $j_{вп}$ і $j_{оп}$ використовуються при розрахунку робочого процесу дизеля.

Перший варіант розрахунку паливоподачі і робочого процесу (базовий варіант) проводиться при нульовому зазорі $d_{в.к}$ в парі "корпус всмоктувального клапана – напрямна". В результаті отримуємо базове значення кута початку вприскування палива $j_{оп.б}$ (за куту повороту паливного насоса високого тиску). Наступний розрахунок проводимо при будь-якому значенні зазору $d_{в.к}$ у всмоктувальному клапані, при цьому при розрахунку паливоподачі отримуємо новий кут початку вприскування палива $j_{оп}$ (він став менший, ніж $j_{оп.б}$). У зв'язку з цим проводимо коректування кута випередження вприскування палива у робочий циліндр $j_{оп}$. Подальший розрахунок робочого процесу дизеля дасть можливість оцінити зміну всіх параметрів робочого процесу дизеля при незмінній відсічці подачі палива насосом високого тиску і новому діаметральному зазорі $d_{в.к}$.

Розрахункова схема паливного насоса високого тиску показана на рис. 6

Під час всього ходу нагнітання плунжера можна виділити три етапи:

- I – від початку підйому плунжера до моменту перекриття плунжером відсічних отворів;
- II – від початку перекриття плунжером відсічних отворів до початку відсічки (активний хід плунжера);
- III – від початку відсічки до закінчення розрахунку процесу вприскування.

Методика розрахунку витоків палива по зазору між корпусом всмоктувального клапана і втулкою плунжера насоса у дизелях "Бурмейстер і Ваїн" у літературі відсутня. Немає також можливості визначити ці витoki з достатньою достовірністю дослідним шляхом, тому що витoki палива повертаються у всмоктувальну порожнину насоса. Через те розрахунок витоків палива $q_{в.к}$ зробимо за формулою руху рідини у вузькій кільцевій щілині, за аналогією з розрахунком витоків палива крізь зазор у компресійній частині плунжера. де $d_{в.к}$ – діаметральний зазор між корпусом всмоктувального клапана і втулкою плунжера, м; $d_{в.к}$ – діаметр корпуса всмоктувального клапана, м; $L_{в.к}$ – довжина компресійної частини корпуса всмоктувального клапана, м; B і B_1 – дослідні коефіцієнти; P_H – тиск палива у надплунжерній порожнині ПНВТ, МПа; η – кінематична в'язкість палива, с/ст.

Коефіцієнти B і B_1 визначаємо методом послідовних наближень. З цією метою була проведена серія дослідів на номінальному режимі роботи. Під час дослідів зазор $d_{в.к}$ змінювався від 0 до 100 мкм. Після цього була проведена серія розрахунків процесу вприскування палива за тих же умов, при яких проводилися дослідження. У розрахунках значення B змінювалися від

0,5 10–13 до 0,8 10–13, а В1 було прийнято рівним 0,036 (за аналогією з розрахунком витоків палива крізь зазор в компресійній частині плунжерної пари паливного насоса). Достовірність математичної моделі процесу вприскування палива системами, які мають золотникові насоси високого тиску зі всмоктувальним клапаном, була перевірена шляхом порівняння розрахункових параметрів процесу вприскування палива з дослідними для дизеля Брянського машинобудівного заводу марки 6ДКРН 74/160.

Найбільша відміна розрахункових значень від дослідних отримана для максимального тиску палива p_{ϕ} (майже 8%). Але в даному випадку підвищена помилка пояснюється не тільки похибкою математичної моделі, але й тією обставиною, що дослідне значення замірялося на відстані 50 мм від розрахункового.

Що ж стосується різниці у розрахункових і дослідних значеннях тривалості вприскування палива $j_{\phi n}$ і кута випередження $j_{\phi n}$, то вони знаходяться в межах дослідної розвідки при осцилографуванні процесу вприскування палива.

Відомо, що найбільший вплив зазор $d_{\phi k}$ на вприскування палива робить на режимах малих навантажень. Через те порівняння розрахункових параметрів процесу вприскування палива на цих режимах з дослідними являє собою найбільший інтерес. Але і в даному випадку відмічено задовільна збіжність розрахункових даних з дослідними по всіх чотирьох параметрах процесу вприскування палива: q_u , p_{ϕ} , $j_{\phi n}$, $D_{j\phi n}$.

Таким чином, достатньо широкий обчислювальний експеримент, проведений на базі розробленої методики розрахунку паливоподачі у ПНВТ дизелів БМЗ типу ДКРН, дав ті самі кінцеві результати, що й експериментальні дослідження. Це є переконливим доказом достатньої для інженерної практики достовірності розробленого метода розрахунку вприскування палива у дизелях, у яких ПНВТ має всмоктувальний клапан і додаткову прецизійну пару "корпус клапана – втулка плунжера".

Достовірність математичної моделі робочого процесу перевірена також на прикладі дизеля БМЗ марки 6ДКРН 74/160, паспортні дані по якому подані у монографії проф. Шишкіна В.А., де указано:

індикаторна потужність $N_i = 8667$ кВт;

питома індикаторна витрата палива $b_i = 0,1944$ кг/(кВтгод);

максимальний тиск згоряння $P_z = 6,86$ МПа.

Аналіз дослідних даних дозволяє зробити однозначний висновок про те, що проточка каналів привела до зменшення витоків палива через зазор, в результаті чого підвищився мінімальний тиск палива в залежності від режиму роботи на " 15 %, а циклова подача " на 9 %. Характер передігу вприскування палива практично лишається незмінним. Найбільший вплив на процес паливоподачі каналки справляли на режимі мінімально стійкої частоти обертання колінчастого валу $n=35 \times \text{с}^{-1}$.

Отже, проточка каналів на корпусі клапана привела до підвищення гідроцильності пари "корпус клапана – втулка плунжера", що рівнозначно зниженню зазору на номінальному режимі на 15 мкм або збільшенню терміну експлуатації даної прецизійної пари.

В експлуатації дизелів ДКРН 74/160 відмічені випадки розривів паливопроводу підкачувальної магістралі, причому однією з причин, які обумовлюють ці розриви, деякі механіки вважають наявність хвильового процесу через великі витoki палива через зазор між корпусом всмоктувального клапана і втулкою плунжера у період нагнітання палива насосом. У зв'язку з

цим було проведено осцилографування тиску палива у всмоктувально-відсічній порожнині ПНВТ при різних зазорах $d_{\delta,к}$, у тому числі і при закраних червономідних ущільнюючих поясах $d_{\delta,к} = 0$.

Практично такий же тиск РОТС отримано на режимі $n = 120 \times \text{хв}^{-1}$ і при $d_{\delta,к}$, що дорівнює 4, 35 і 80 мкм. Після закриття плунжером відсічних отворів спостерігається затухання коливань, що має місце при дудь-яких зазорах, і ніяких додаткових імпульсів тиску, спричинених витокami палива крізь зазор $d_{\delta,к}$, не спостерігається. Інтенсивні коливання тиску палива, як видно з осцилограм, виникають тільки під час відсічки подачі палива насосом. Відомо, що амплітуда коливань при відсіченні тим вища, чим більший тиск палива у системі в момент початку відсічки. У випадку, коли $d_{\delta,к} = 0$, цей тиск значно вищий, ніж у випадку, коли $d_{\delta,к} = 125$ мкм. В результаті максимальна амплітуда коливань тиску при відсіченні при $d_{\delta,к} = 125$ мкм становить лише $РОТС_{\max} = 2,8$ МПа, тоді як при $d_{\delta,к} = 0$ — $РОТС_{\max} = 7,6$ МПа. Значення тиску $РОТС_{\max}$ були визначені і при інших зазорах, при цьому $РОТС_{\max} = 7,5$ МПа при $d_{\delta,к} = 4$ мкм і $РОТС_{\max} = 3,8$ МПа при $d_{\delta,к} = 80$ мкм, тобто підтверджена залежність тиску $РОТС_{\max}$ від тиску палива в системі в момент відсічки.

Необхідно відзначити недолік ПНВТ дизелів ДКРН 74/160 та інших модифікацій, який полягає в тому, що незважаючи на установку демфера, інтенсивність коливального процесу у підкачувальній магістралі дуже значна і чим менший зазор $d_{\delta,к}$, тим вищі амплітуди коливань.

Методика розрахунку витоків палива по зазору між корпусом всмоктувального клапана і втулкою плунжера насоса у дизелях "Бурмейстер і Ваїн" у літературі відсутня. Немає також можливості визначити ці виток з достатньою достовірністю дослідним шляхом, тому що виток палива повертаються у всмоктувальну порожнину насоса.

Відомо, що найбільший вплив зазор $d_{\delta,к}$ на вприскування палива робить на режимах малих навантажень. Через те порівняння розрахункових параметрів процесу вприскування палива на цих режимах з дослідними являє собою найбільший інтерес. Але і в даному випадку відмічено задовільна збіжність розрахункових даних з дослідними по всіх чотирьох параметрах процесу вприскування палива: q_u , p_f , $j_{\delta n}$, D_{jon} .

Таким чином, достатньо широкий обчислювальний експеримент, проведений на базі розробленої методики розрахунку паливоподачі у ПНВТ дизелів БМЗ типу ДКРН, дав ті самі кінцеві результати, що і експериментальні дослідження. Це є переконливим доказом достатньої для інженерної практики достовірності розробленого методу розрахунку вприскування палива у дизелях, у яких ПНВТ має всмоктувальний клапан і додаткову прецизійну пару "корпус клапана – втулка плунжера".

Достовірність математичної моделі робочого процесу перевірена також на прикладі дизеля БМЗ марки 6ДКРН 74/160, паспортні дані по якому подані у монографії проф. Шишкіна В.А., де укаzano:

індикаторна потужність $N_i = 8667$ кВт;

питома індикаторна витрата палива $b_i = 0,1944$ кг/(кВтгод);

максимальний тиск згоряння $P_z = 6,86$ МПа.

4.2 Обов'язки другого механіка

Другий механік є заступником старшого механіка, здійснює правильну ТЕ свого завідування. Виконує обов'язки старшого механіка в його відсутність, або з причини його неможливості виконання ним своїх обов'язків.

Другий механік відповідає перед старшим механіком за:

- підготовку головного двигуна і інших механізмів перед виходом в море;
- організацію і контроль за несення вахти в машинному відділенні, роботами в безвахтенном машинному відділенні;
- дотримання техніки безпеки і впровадження безпечних методів роботи;
- запобігання забрудненню довкілля;
- відхід і належний вміст всіх відділень машинного відділення, внутрішніх металевих поверхонь;
- виконує вказівки старшого механіка по ТЕ головного двигуна, механізмів і пристроїв по завідуванню;
- несе ходову вахту з 00.00 до 04.00 і з 12.00 до 16.00;
- керує робочою бригадою МВ;
- виконує вказівки старшого механіка по прийому масла і його зберіганню.
- Завідування:
 - головний двигун, обслуговуючі його насоси і системи, ДАУ, ДУ (механічна частина);
 - установка і система кондиціювання повітря в житлових і службових приміщеннях.
 - пожежні насоси, аварійно – пожежний агрегат, системи пенно-, водогасіння, CO₂;
 - осушувальна система трюмів з насосами, баластна система з насосами;
 - масляні сепаратори і системи сепарації масла, перекачуюча система з насосами;
 - автоматика механізмів по завідуванню;
 - аварійне осушення МВ;
 - донно – забортна арматура і кінгстон;
 - рульова машина і рульовий пристрій;
 - ущільнення кінцевого валу, лінія валу, гвинт;
 - сепаратор льяльних вод, танки – накопичувачі, системи, попередить сигналізація (арматура) система сепаратора льяльних вод;
 - комори технічного постачання, інструменту і ЗІПа, устаткування майстернею;
 - відповідає за зберігання і рух матеріально – технічного постачання, закріпленого за ним наказом капітана;
 - аварійне постачання і устаткування по МВ (зберігання, контроль за сертифікацією);
 - протипожежне устаткування і постачання по МВ (зберігання, зважування балонів, періодична перевірка);
 - обслуговування всього стаціонарного протипожежного устаткування по безпеці в приміщеннях машинного відділення і резервних установок (включаючи приміщення машинного

відділення, що знаходяться зовні; аварійний генератор, CO₂ або подібну установку, аварійні і пожежні насоси і так далі);

- забезпечує і проводить тренування (навчання) машинної команди по вказівці старшого механіка;
- будь-які інші обов'язки по вказівці старшого механіка.

4.3 Несення машинної вахти

Вахтовий механік повинен забезпечувати встановлений порядок несення вахти і аби під його керівництвом рядовий склад машинної вахти, якщо такий є, сприяв безпечній і ефективній роботі рухової установки і допоміжного устаткування. Вахтовий механік продовжує нести відповідальність за роботу машинного відділення, не дивлячись на присутність в нім старшого механіка до тих пір, поки старший механік спеціально не повідомить його про перейняття відповідальності на себе, і це буде взаємно зрозуміло

Всі члени машинної вахти повинні знати свої обов'язки по несенню машинної вахти. Крім того, кожен член вахти повинен знати відносно свого судна наступне:

- користування відповідними системами внутрішньосуднового зв'язку;
- дороги евакуації з машинних приміщень;
- системи аварійно-попереджувальної сигналізації, використовувані в машинному відділенні, і повинен уміти розрізняти їх сигнали, особливо звертаючи увагу на сигнал про подачу вознесимої речовини;
- кількість, розташування і типи протипожежного устаткування, необхідного для боротьби за живучість в машинних приміщеннях, а також їх використання і різні заходи обережності, які необхідно дотримувати.

Будь-які машини і механізми, що працюють не належним чином або в яких передбачаються несправності, або що вимагають спеціального обслуговування, повинні дратися до уваги з врахуванням прийнятих заходів. У разі потреби, намічається план подальших дій.

У машинному відділенні, де необхідна постійна присутність вахти, вахтовий механік має бути у будь-який час готовий управляти руховою установкою, виконуючи розпорядження про зміну напрямку руху або швидкості

У тих випадках, коли машинне відділення знаходиться в періодично безвахтенном обслуговуваному стані, вахтовий механік має бути готовий у будь-який момент приділити в машинне відділення по виклику.

Всі розпорядження з містка повинні негайно виконуватися. Зміна напрямку руху або швидкості головної рухової установки повинні реєструватися, за винятком тих випадків, коли адміністрація судна вважає, що для судна певних розмірів або характеристик така реєстрація недоцільна. Вахтовий механік повинен при управлінні уручну під час маневрування або в положенні «приготуватися» забезпечувати наявність членів вахти в органі управління головною руховою установкою.

Належну увагу слід приділяти технічному обслуговуванню і догляду за всіма машинами і механізмами, включаючи механічні, електричні, електронні, гідравлічні і пневматичні системи, прилади управління ними і пристрої їх захисту, системи подуючого обслуговування і облік витрат запасів і запасних частин.

Коли машинне відділення приведене в стан готовності, вахтовий механік повинен забезпечити негайну готовність до дії всіх машин і механізмів і устаткування, які можуть потрібні для здійснення маневрів, і достатній резерв електроенергії для живлення рульового управління і інших споживачів.

Вахтовий механік не повинен виконувати обов'язки, що заважають обслуговувати головну рухову установку і допоміжне устаткування. Він повинен забезпечувати постійне спостереження за працею головної рухової установки і допоміжного устаткування до моменту належної передачі вахти, а також забезпечувати періодичні огляди машин і механізмів і відповідні обходи машинних приміщень і приміщень рульового приводу з метою спостереження за роботою і здобуття доповідей про ненормальність в роботі і поломках устаткування, а також для забезпечення звичайних регулювань, підтримка устаткування в належному стані і для інших необхідних цілей.

Вахтовий механік забезпечує спостереження за вахтою в машинному відділенні і організовує заміну, в разі нездатності якого-небудь члена вахти виконувати свої обов'язки. Вахта не повинна залишати машинне відділення без контролю, аби була відсутня можливість ручного управління установкою або паливною рейкою.

Вахтовий механік робить необхідні дії для обмеження наслідків пошкоджень, що виникають в результаті поломки устаткування, пожежі, затоплення, пробойни, зіткнення, посадки на міліну і інших причин.

До відходу з вахти, вахтовий механік повинен відповідним чином зареєструвати всі події вахти, що відносяться до головної і допоміжним установкам.

Вахтовий механік співробітничает з будь-яким механіком, відповідальним за технічне обслуговування, при проведенні всіх робіт по профілактиці, боротьбі за живучість або ремонту.

Така співпраця включає нижченаведене, але не обмежується цим:

відключення устаткування, на якому проводиться робота, і введення в роботу дублюючого устаткування;

регулювання установки, що залишається в роботі, для належної і безпечної роботи по технічному обслуговуванню і ремонту;

в допомогу змінюючим механікам і для ведення машинного журналу, занесення в машинний журнал або інший відповідний документ відомостей про устаткування, на якому проводяться роботи, зайнятий персонал, про прийняті запобіжні засоби і ким вони були прийняті

перевірки і введення в дію, при необхідності, відремонтованих машин, механізмів або устаткування.

Вахтовий механік повинен забезпечити, аби будь-який рядовий член машинної команди, що виконує роботи по технічному обслуговуванню, зміг допомогти в ручному управлінні машинами і механізмами в разі виходу з буд засобів автоматизації.

Вахтовий механік повинен брати до уваги, що зміна швидкості судна в результаті несправності машин і механізмів або втрата керованості можуть піддати загрозі безпеку судна і людське життя на морі. Необхідно негайно докладати на місток про випадки пожежі і будь-які неминучі дії в машинних приміщеннях, які можуть привести до зниження швидкості судна, безпосередньої загрози виходу з буд рульового пристрою, зупинки головного двигуна або яких-небудь змін у виробленні електроенергії або подібній загрозі безпеці. Це повідомлення, при

нагоді, має бути зроблене до зміни швидкості судна, з тим, аби надати містку максимальний час для прийняття всіх можливих дій, направлених на запобігання потенційній морській аварії.

Вахтовий механік негайно сповіщає старшого механіка в наступних випадках:

коли мають місце будь-які порушення в роботі, які можуть викликати поломку або вихід з буд головної рухової установки, допоміжних механізмів або систем управління і контролю і поставити під загрозу безпеку судна;

при будь-яких аварійних ситуаціях, коли він сумнівається в тому, яке прийняти рішення або заходи.

Не дивлячись на вимоги про негайне сповіщення старшого механіка у вказаних вище випадках, вахтовий механік повинен без вагання, якщо цього вимагають обставини, негайно родити дії для забезпечення безпеки судна, його машин, механізмів і екіпажа.

Вахтовий механік дає вахтовому персоналу всі необхідні інструкції і інформацію, яка забезпечує несення безпечної вахти, Поточне технічне обслуговування механізмів, що виконується як окремі роботи при несенні безпечної вахти, включається в розпорядок несення вахти. Детальний ремонт, що включає ремонт електричного, механічного, гідравлічного, пневматичного або електронного устаткування, по всьому судну проводиться з відома вахтового механіка і старшого механіка. Ці роботи документуються в машинному журналі.

Дії механіка при несенні вахти:

Огляд механізмів

Вахтовий механік повинен під час вахти періодично перевіряти працюючі механізми з тим, аби бути упевненим, що установка працює безпечно і ефективно.

Всі дані температури, тиску, рівнів, витрат і навантаження мають бути під контролем і в нормальних межах, а в разі спрацьовування аварійної сигналізації вахтовий механік повинен з'ясувати причину і приступити до її ліквідації.

У випадку якщо його дії не знімають аварійного сигналу, він негайно зобов'язаний проінформувати старшого механіка і ні в якому разі не вимикати сигнал тривоги. Всі аварійні ситуації мають бути зареєстровані у вахтовому машинному журналі з детальним поясненням дій з їх усунення.

д) Рівень води в котлах і теплообмінниках

Вахтовий механік зобов'язаний тримати під постійним контролем рівні води в казанах, теплообмінниках і у всіх парогенеруючих установках, він повинен перевіряти ще раз час від часу місцеві і дистанційні показники рівнів, аби переконатися, що вони всі показують правильно. Там, де є які-небудь сумніви відносно рівня води, він повинен продіти водомірне скло або, в разі використання дистанційної сигналізації рівня або показчика, продіти лінію підведення води до датчиків рівня.

Ні в якому разі не слід покладатися лише на свідчення рівня води в дистанційному показнику. Там, де вахтовий випробовує по будь-яких причинах скрути в забезпеченні рівнів води в заданих безпечних робочих межах в казані, він повинен негайно зробити дії, аби уберегти казан, а також проінформувати старшого механіка.

в) Зміни частоти обертання головного двигуна

За винятком тих випадків, коли слід підкорятися розпорядженням машинного телеграфу або/і запобігти пошкодженням суднової силової установки або загибелі людини, вахтовий механік не має права міняти число зворотів головного двигуна за власною ініціативою.

Якщо у будь-який час в машині створюються умови, при яких потрібно буде скинути звороти або зупинити головний двигун, він повинен проінформувати вахтового помічника і старшого механіка негайно.

За винятком аварійних ситуацій вахтовий механік повинен запитувати дозволу вахтового помічника, перш ніж зменшувати число зворотів, оскільки безпека судна має первинне значення.

Проте, при незалежних від нього обставинах, коли двигун має бути зупинений негайно, він повинен зробити наступні дії:

- встановити машинний телеграф в положення «Стоп»;
- зупинити двигун;
- подати сигнал тривоги для команди машинного відділення.

В разі автоматичної зупинки або зниження зворотів головного двигуна використання кнопки відміни аварійного блокування для продовження роботи двигуном в аварійній ситуації, знаходиться виключно у владі капітана, коли він повинен зважити і зіставити наслідки загрози безпеці судна, скажемо при зіткненні, які можуть привести до людських жертв або до вибуху двигуна і теж до людських жертв.

з) Дії в разі несправностей механізмів

При перших ознаках поломки або інших дефектів механізмів або казанів, вахтовий механік повинен прийняти необхідні заходи по запобіганню пошкодженню і, при першій же нагоді, проінформувати старшого механіка.

д) Масило механізмів

Вахтовий механік повинен забезпечити контроль за подачею змащувального масла до різних частин механізмів і повинен приймати всі запобіжні заходи, аби уникати протечек і втрат. Він повинен стежити, аби використовувалися лише ті масла/ мастила, які рекомендовані для даних робіт.

е) Огляд льял

Вахтовий механік повинен забезпечити, аби проводився регулярний огляд льял, а масляні протічки і розливи мають бути зупинені і зібрані, де це можливо. Дуже поважно, аби вступ води або масла був зведений до мінімуму. Він повинен докладати старшому механікові негайно про будь-якої норми, що перевищує, витіку масла, палива або води. Всі зусилля мають бути зроблені для того, щоб визначити причину витіку, якщо необхідно шляхом узяття проб.

Він повинен забезпечити, аби льяла осушувалися регулярно за допомогою сепаратора льяльних вод. Він не повинен покладатися на сигналізацію високого рівня льяльних вод як на абсолютну заміну ручної перевірки цих рівнів.

В разі серйозного затоплення він повинен виконати наступні дії:

- подати сигнал тривоги для машинної команди.

зробити негайні аварійні дії, аби зупинити потік з якогось би ні було джерела і найефективнішим способом.

В разі затоплення безпека судна є первинним завданням, і можна нехтувати правилами захисту довкілля.

Висновок з розділу:

В розділі розглянуто розробку питання технічної експлуатації за рахунок дослідження впливу зазору в паливному насосі головного двигуна, обов'язки другого механіка та дії механіка під час несення машинної вахти.

4.4. Розробка заходів із безпеки в надзвичайних ситуаціях та боротьби із тероризмом і піратством

4.4.1 Обґрунтування необхідності розробки заходів

Кожен тип судна (газовози, танкери, ліхтеровози, балкери, ролкери, морські паромы, тощо), мають свої технологічні особливості, що допускають наявність об'єктів і агрегатів, які припускають можливість вибуху.

Аварії і катастрофи, пов'язані з вибухом, відносяться до числа найбільш небезпечних і непередбачених. При таких аваріях утворюються великі ділянки ураження, у межах яких пошкоджується судно, його технічне оснащення, гинуть і одержують різні травми люди.

У зв'язку з тим, що на сучасних транспортних судах в якості головної енергетичної установки використовуються потужні мало – обертові двигуни внутрішнього згорання, що запускаються стисненим повітрям, необхідно мати його запас.

Це обумовлює наявність балонів зі стисненим повітрям. За вимогами класифікаційних товариств, стисненого повітря повинно вистачити на дванадцять пусків без дозоправки балонів. Такі вимоги припускають наявність запасу стисненого повітря під тиском 3,0 МПа. А за вимогами надійності, таких балонів на судні повинно бути не менше двох.

У результаті на судні присутні, як мінімум, два потенційно вибухонебезпечних балони зі стисненим повітрям.

4.4.2 Характеристика об'єкта, пов'язаного з можливістю вибуху

На даному балкері у МВ знаходяться два балони (відповідно до специфікації судна) пускового повітря об'ємом 3 м³ для запуску головного двигуна (марка 6S45ME-C9 потужністю 8430 кВт). У цілком зарядженому стані тиск у них складає 3,0 МПа. Балони виконані зі сталі і розташовані горизонтально в окремому приміщенні кормової частини машинного відділення на другій платформі по правому борту. Кожний з них має реле тиску, яке керує роботою компресорів, що забезпечує підтримку в балонах необхідного тиску. Для запобігання підвищення тиску вище норми, при несправності реле, на балонах передбачені плавкі пробки.

Вибух, через зовнішній вплив, чи несвоєчасність технічного обслуговування, може відбутися по різних причинах: унаслідок механічних ушкоджень балона, прихованих дефектів його корпусу, виходу з ладу реле тиску, різкому підвищенні температури.

4.4.3 Методика дослідження

Оцінимо ступінь можливих руйнувань при вибуху ємності зі стисненим повітрям.

Вибух ємності, що знаходиться під внутрішнім тиском газу, відноситься до групи фізичних вибухів, обумовлених різними фізичними процесами. Руйнування ємності супроводжується швидким розширенням газу. При цьому в навколишньому повітряному просторі

формується ударна хвиля і поле осколків. У приблизних розрахунках для оцінки параметрів ударної хвилі і діяльність розльоту осколків використовується енергетичний підхід.

Енергія вибуху визначається за формулою:

$$E = (P_2 V_0) / (\gamma - 1) [1 - (P_0/P_2)^{1/\gamma}]$$

де E — енергія вибуху, Дж;

P_2 — тиск газу в ємності, МПа;

P_0 — атмосферний тиск, МПа;

V_0 — об'єм ємності, м³;

$\gamma = 1,4$ — показник адіабати для повітря.

$$E = (3 \cdot 10^6 \cdot 3,5) / (1,4 - 1) [1 - (10^5 / 3 \cdot 10^6)^{1/1,4}] = 25,4 \cdot 10^6 \text{ Дж}$$

Визначення маси еквівалентного тротилового заряду виконується за формулою:

$$G = (0,5 \cdot E) / Q_m;$$

де E — енергія вибуху, Дж;

Q_m — теплота вибуху для тротилу, Дж/кг.

$$G = (0,5 \cdot 25,4 \cdot 10^6) / (4,52 \cdot 10^6) = 2,8 \text{ кг.}$$

Обчислюємо тиск у фронті ударної хвилі за формулою:

$$\Delta P_\phi = 95 \sqrt[3]{\frac{G}{R}} + 390 \sqrt[3]{\frac{G^2}{R^2}} - 1300 \frac{G}{R^3};$$

де ΔP_ϕ — надлишковий тиск, МПа;

G — маса тротилового заряду, кг;

R — відстань від центра вибуху до зовнішньої одшивки, м.

$$\Delta P_\phi = 95 \sqrt[3]{\frac{2,8}{2}} + 390 \sqrt[3]{\frac{2,8^2}{2^2}} - 1300 (2,8 / 2^3) = 445 \text{ МПа.}$$

Визначаємо мінімальну товщину металевого листа, достатньо для стримування удару вибухової хвилі:

$$h = \sqrt{\frac{G \cdot 10^3}{10L}}$$

де h — товщина листа, см;

L — ширина листа, см.

$$h = \sqrt{\frac{2,8 \cdot 10^3}{10 \cdot 300}} = 9,6 \text{ мм.}$$

Приймаємо товщину листа балона ГД — 10 мм.

4.4.4 Результат розрахунку

На судні — вибух балонів зі стисненим повітрям еквівалентний вибуху 4,1 кг тротилу. Наслідки такого фізичного процесу достатньо суттєві. При вибуху на судні може бути ушкоджений як його корпус, так і технічне устаткування, що може призвести до виходу судна з ладу, і як наслідок, економічним витратам, чи його загибелі. Крім того, існує небезпека загибелі і травмування людей.

Сучасне технічне обслуговування, дотримання правил техніки безпеки і правильна експлуатація обладнання, конструктивні особливості, що припускають автоматичний контроль режимів роботи агрегатів і захист при аварійній ситуації, зменшують імовірність виникнення надзвичайної ситуації внаслідок виходу до мінімуму.

4.4.5 Боротьба з тероризмом і піратством

Ось уже кілька десятиків років, як боротьба з тероризмом є однією із серйозних і поки, на жаль, недозовлених проблем міжнародного співтовариства. Основою того, що ми маємо зараз у сфері тероризму, можуть служити факти хоча б останніх ста років і особливо факти терору стосовно перших осіб найбільших держав. Якщо слідувати хронології цих фактів, то в короткому викладі ця хронологія виглядає так:

Друга половина XIX сторіччя рясніє терористичними актами проти перших осіб держав. Особливо відзначається в цьому плані діяльність терористичної організації в Росії "Народна воля". На її рахунку кількарізні замаху, що закінчувалися убивствами імператора Росії Олександра II, шефа жандармів графа Трепова й ін.

Історія XX століття яскравіє терористичними актами проти Столипіна (1906 р.), кронпринца Австро-Угорщини (1914 р.), Ульянова (1919 р.), Троцького (1940 р.), короля Югославії (1938 р.), близько 60 замахами на президента Франції Шарля де Голя, убивством президента США Джона Кеннеді (1963 р.), організацією терористичного акту з метою убивства президента США Рональда Рейгана і Генерального секретаря ЦК КПСР Михайла Горбачова під час їхніх переговорів у Москві в 1988 р. (камікадзе був вчасно викритий і заарештований), ще 2 замахами на М. Горбачова (в Іспанії і Москві), замахом і убивством Ганді в Індії, замахом на Папу Римського й одними з останніх замахів на президента Франції Жака Ширака і президента Америки Дж. Буша.

Усього за останні 100 років було убито більш 60 перших осіб держав. Усі вбивства носили яскраво виражений політичний характер, здійснювалися методом терору.

Зараз розвиток тероризму входить у нову фазу, фазу терору проти народів і держав.

У наш час дуже багато держав відчують небезпеку терору і часто несуть відчутні людські і матеріальні втрати. Крикові акти терористів у США, Росії, Японії й інших країнах красномовно підтверджують це.

Тероризм швидкими темпами активізується і набуває міжнародного характеру. Розгул міжнародного тероризму висуває перед міжнародним співтовариством гостру необхідність рішуче покінути з цим явищем. Одним з дієвих засобів боротьби з міжнародним тероризмом є сучасне міжнародне право, що відповідно до вимог Статуту ООН покликане забезпечити безпеку життєдіяльності міжнародного співтовариства.

Важливою рушійною силою у сфері розвитку міжнародно-правової боротьби з тероризмом являє собою розвиток і зміцнення міжнародного співробітництва.

У загальному плані міжнародний тероризм можна охарактеризувати як сукупність суспільно небезпечних у міжнародному масштабі діянь, які спричинили трагічні наслідки (загибель людей, руйнування і знищення матеріальних і інших цінностей).

В арсеналі заходів міжнародно-правового характеру, спрямованих на боротьбу з тероризмом на сучасному етапі, є певний комплекс актів, серед яких можна назвати Конвенції,

прийняті в 1937 р. (про припинення тероризму і покарання за нього і про створення міжнародного карного суду. Обидві Конвенції, хоча і не ввійшли в силу, але мали певне значення).

У 1977 р. прийнята Європейська Конвенція про боротьбу з тероризмом. Є значна кількість резолюцій, прийнятих Генеральною Асамблеєю ООН. Серед них Декларація Г. А. ООН 1994 р. про заходи для ліквідації міжнародного тероризму і Декларація Г. А. ООН 1996 р., що доповнює Декларацію 1994 р. З-поміж останніх документів можна назвати Міжнародну Конвенцію про боротьбу з добовим тероризмом. З вступом у силу цієї Конвенції пакет міжнародно-правових актів, спрямованих на боротьбу з тероризмом, виглядає досить солідно: у нього входить 14 універсальних і регіональних договорів.

Крім прийняття резолюцій і декларацій, спрямованих на боротьбу з міжнародним тероризмом ООН, почала і ряд організаційних заходів у цій сфері. Зокрема, в 1972 р. Генеральна Асамблея ООН створила Спеціальний Комітет з боротьби з міжнародним тероризмом. У 1994 р. ООН створила ще один Спеціальний Комітет, перед яким було поставлене завдання розробки комплексу заходів, спрямованих на ліквідацію тероризму.

Загальний аналіз заходів, вжитих ООН по боротьбі з тероризмом свідчать про рішучість міжнародного співтовариства покінчити з ним явищем, однак проблема поки не вирішена і необхідність її вирішення досить актуальна.

Важливе місце в загальній системі боротьби з міжнародним тероризмом займає боротьба з одним з його частих проявів – морським тероризмом.

Небезпека морського тероризму в міжнародному масштабі особливо насторожує, якщо врахувати, як стверджують деякі засоби масової інформації, що "наступний удар Аль Каїда нанесе з моря".

Коротко визначення поняття "морський тероризм" можна охарактеризувати як сукупність суспільно-небезпечних діянь, вчинюваних у водах Світового океану, які викликають важкі наслідки і являють собою істотну загрозу дії загальновизнаного принципу "свобода відкритого моря".

Загострюючи увагу на питаннях міжнародно-правової боротьби з морським тероризмом, досить логічно відзначити, що за рядом ознак він досить схожий з діяннями, кваліфікованими як піратство. У світі час, коли актуальність питань правової боротьби з морським тероризмом почала виявлятися найбільш чітко, в середовищі вчених юристів-міжнародників нерідко висловлювалася думка про ледве чи не ідентичність морського тероризму з піратством. Зокрема Л. А. Моджорян у 1991 р. у роботі "Тероризм на морі" відзначала, що "тероризм на морі" нічим, по суті, не відрізняється від піратства на морі, він є також однією з форм насильства на морі".

З таким поглядом навряд чи можна погодитись, оскільки і за мотивами (цілями), і за юридичною кваліфікацією ці два злочини досить різні. Адже цілком очевидно, що мотив (ціль) піратів носить яскраво виражений матеріальний характер – неправомірно насильницьким шляхом заволодіти чужим майном, і тільки це рухає піратами.

Чи можна стопроцентно стверджувати, що тероризм у цілому переслідує саме таку мету. Звичайно, ні. Терористичні акти 11 вересня 2001 р. у Нью-Йорку, у Москві 2002 р., у Бистлані 1-3 вересня 2004 р. і інші красномовно підтверджують це.

І те, що трапляються випадки, коли терористи вимагають якихось матеріальних вигод, не змінює їхньої загальної цільової спрямованості. Що ж стосується юридичної кваліфікації

піратства і морського тероризму, то ступінь їхньої суспільної небезпеки і наслідки значно різняться. Піратство існує тисячі років і ніколи не призводило до воєн. Тероризм, і в тому числі морський тероризм, – явище останніх десяти років, і вже зараз ставлять світ на грань війни, війни, у стані якої перебувають і США і Росія. Саме так заявили президенти цих держав.

Разом з тим, торкаючись питання про міжнародно-правові засоби боротьби з морським тероризмом, слід зазначити, що до цього часу арсенал цих засобів поки ще досить незначний.

Більш-менш помітні кроки в цьому напрямку були зроблені Генеральною Асамблеєю ООН, коли в грудні 1985 р. вона прийняла Резолюцію, що рекомендує Міжнародній морській організації (ММО) вивчити питання боротьби з проявами морського тероризму, особливо проти морського судноплавства, і вжити відповідні запобіжні заходи.

Задля об'єктивності слід зазначити, що до подібної активності Організацію Об'єднаних Націй підштовхнула активізація морського тероризму і, особливо, один з його конкретних проявів, що виразився у захопленні в 1985 р. палестинськими терористами італійського пасажирського лайнера "Ахіллі Лаура".

При цьому захопленні палестинські терористи, утримуючи як заручників близько 400 пасажирів, судно і команду, висунули політичні вимоги до Ізраїля. У цій терористичній акції мали місце і смертні випадки, зокрема був убитий громадянин США.

Цей факт морського тероризму і подальші рекомендації Генеральної Асамблеї ООН активізували діяльність ММО, що розробила і прийняла документ "Заходи для запобігання незаконним актам проти пасажирських суден". За пропозицією ММО в березні 1986 р. на міжнародній нараді в Хосе, у роботі якої взяли участь ряд державних діячів, визначних фахівців з морського права і практичних працівників у сфері боротьби з тероризмом. У прийнятих Народною документах відзначалося, що в терористичних актах на морі чітко проглядаються політичні мотиви й інтереси терористів. Особливо підкреслювалося, що морський тероризм буде розростатися, збільшуватися в обсягах і ускладнюватися за засобами і способами прояву. Як прогнозовані райони такої активізації морського тероризму передбачалися райони Атлантики і Середземномор'я.

У 1988 р. у Римі на міжнародній дипломатичній конференції, у роботі якої брали участь представники 76 держав були прийняті два документи: "Конвенція про боротьбу з незаконними актами, спрямованими проти безпеки морського судноплавства" і "Протокол про боротьбу з незаконними актами, спрямованими проти безпеки стаціонарних платформ, розташованих на континентальному шельфі".

Зокрема, в "Конвенції про боротьбу з незаконними актами, спрямованими проти безпеки морського судноплавства" чітко визначено, які саме дії підпадають під кваліфікацію Конвенції. До таких дій Конвенція відносить:

- а) захоплення судна силою;
- б) акти насильства проти осіб, що знаходяться на борті судна;
- в) розміщення на борті судна речовини або пристрою, що може зруйнувати судно або завдати йому шкоду;
- г) руйнування або ушкодження морського навігаційного устаткування;
- д) повідомлення свідомо помилкових відомостей, що можуть створити загрозу мореплавству.

Саме такі дії, кваліфіковані Конвенцією як тяжкі злочини, являли собою комплекс суспільно-небезпечних діянь, що підпадали під загальну кваліфікацію морського тероризму на той період.

Конвенція 1988 р. ставила за обов'язок кожній державі-учасниці Конвенції вживати всі необхідні заходи для залучення до строгої кримінальної відповідальності осіб, що вчинили подібні дії, і передбачити у своєму національному кримінальному законодавстві суворі заходи відповідальності у певних мірах, передбачених за тяжкі злочини.

Що стосується "Протоколу про боротьбу з незаконними актами, спрямованими проти безпеки стаціонарних платформ, розташованих на континентальному шельфі", то його суть у тім, що він поширює дії Конвенції про боротьбу з незаконними актами, спрямованими проти безпеки морського судноплавства в частині кваліфікації злочинів і відповідальності за них на незаконні акти, вчинені проти безпеки стаціонарних платформ із усіма наслідками, що звідси випливають.

Міжнародно-правова позиція України у сфері боротьби з морським тероризмом виражена в її активній участі в діючих міжнародно-правових актах, у взятті на себе визначених обов'язків з боротьби з морським тероризмом і в імплементації в українське законодавство положень відповідних міжнародно-правових актів. Це підтверджується тим, що Україна бере участь у "Конвенції про боротьбу з незаконними актами, спрямованими проти безпеки морського судноплавства" і в "Протоколі про боротьбу з незаконними актами, спрямованими проти безпеки стаціонарних платформ, що розташовуються на континентальному шельфі". Україна також взяла до керівництва положення, викладені в документі ММО "Заходи для запобігання незаконним актам проти пасажирів на борті суден" (1985 р.).

Ряд пропозицій, сформульованих міжнародною нарадою в 1986 р. у Хосе, були реалізовані в Постанові Кабінету Міністрів України № 250 від 16 травня 1992 р. Цією Постановою було створено Службу загальної безпеки на судах морського транспорту (СОБ). Цією ж Постановою було затверджене Положення про Службу загальної безпеки державної адміністрації морського транспорту України. Положення передбачало, що Служба загальної безпеки виконує свої функції з забезпечення безпеки мореплавства на судах і в портах, а її структура і штати встановлюються залежно від обсягу і складності поставлених завдань. Відповідно до Положення особовий склад Служби загальної безпеки знаходиться в кадрах МВС, а також може бути вільнонайманим, на нього поширюється законодавство України про працю.

Надалі Постанову Кабінету Міністрів від 16 травня 1992 р. було скасовано, хоча саме Положення про Службу загальної безпеки державної адміністрації морського транспорту України практично діяло. Точніше, діяли ряд заходів ним передбачених.

Після прийняття в грудні 2002 р. Міжнародного кодексу з охорони суден і портових засобів (Кодекс ОСПС) в Україні був створений навесні 2004 р. спеціальний Координаційний центр, що дістав назву "Агентство морської безпеки". З метою регламентації його діяльності з урахуванням і на основі Кодексу ОСПС був розроблений і прийнятий великий пакет документів з безпеки на морі. Деякою мірою питання про боротьбу з морським тероризмом знайшло відображення й у Кодексі торговельного мореплавства України.

Ст. 62 Кодексу регламентує дії капітана у випадку військової небезпеки і зобов'язує його застосовувати всі необхідні і можливі заходи для порятунку людей, що знаходяться на

судні, і не допустити захоплення судна, документів, вантажу й іншого майна, що на ньому знаходяться.

У Кримінальному кодексі України містяться 258 статей, що передбачають відповідальність за здійснення терористичного акту, однак у диспозиції цієї статті в переліку злочинних діянь, що підпадають під поняття терористичного акту немає специфіки, характерної для актів морського тероризму. Разом з тим, незважаючи на це, положення цієї статті можуть бути використані в разі потреби при визначенні відповідальності за здійснення актів морського тероризму.

Санкції досить серйозні – залежно від ступеня суспільної небезпеки і наслідків передбачається позбавлення волі від 10 років до довічного ув'язнення.

Беручи до уваги наростання фактів прояву морського тероризму варто констатувати, що поки ще і міжнародна правова база боротьби з ним недостатня.

Необхідне прийняття нових документів, що враховують специфіку сучасних акцій прояву морського тероризму, що удосконалюють його юридичну кваліфікацію, а також посилюють кримінально-правову відповідальність за їхнє здійснення.

Національна правова база боротьби з морським тероризмом також залишає бажати подальшого удосконалювання.

Висновок: в розділі було приділено увагу оцінці вибуху ємності зі стиснутим повітрям, для чого було проведено відповідний розрахунок. Для запобігання руйнуванню, відповідно розрахунку прийнята товщина стінок складає 10 мм. Також значну увагу приділено питанням загрози піратства, що дуже актуальна в наш час.

4.5 Розробка програми ходових випробувань головного двигуна

Заключним етапом будівництва судна є здавально-приймальні випробування, у процесі яких визначається придатність судна до експлуатації, експлуатаційні якості відповідності 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:

відповідність документам специфікації документів про зміну і доповнення які внесені у процесі будівництва;

для перевірки надійності роботи устаткування і пристроїв;

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 остаточно перевірка в роботі (на режимних випробуваннях) устаткування, що не залежить від ходових умов і задач його замовником).

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 гарантіїно-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. Гарантіїно-здавальні випробування є заключними, здійснюються з метою остаточної перевірки відповідності проекту основних технічних характеристик побудованого судна і остаточної передачі його замовникові

4.5.1 Загальні вказівки

Діюча методика складена по програмі для проведення випробувань головного двигуна 6G45ME-C9.

Обслуговування головного двигуна під час випробувань повинно здійснюватись відповідно до інструкції 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 контрольно-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 комплектує устаткування автоматизації.

Організація, порядок, умови і підготовка до проведення випробувань повинні відповідати ОСТ 5.0347-81 „Випробуванням 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.

4.5.2 Технічна документація

Необхідна документація для проведення ходових випробувань представлена в табл. 10.1

Таблиця 4.1 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 дейдвудних 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 налаштування 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	

4.5.3 Контрольно-вимірвальні прилади

Для проведення контролю параметрів головного двигуна і обслуговуючих його механізмів на судні використовують контрольно-вимірвальні прилади (див. табл. 10.2)

Таблиця 4.2 Перелік контрольно-вимірвальних приладів

Найменування	Кількість	Межі шкали	ТУ або ДСТ
1	2	3	4
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-поршневий 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
Прилад комбінований Ц 4312	1		ТУ 25-04-3300-77
1	2	3	4
Манометр типу МО, 10 кг/см ² , клас точності 0,4	1	0...10 кг/см ²	ТУ 25-07-996-71
Індикатор „Майзак типу 50”	1		
Планіметр	1		

4.5.4 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 звинтовій характеристиці, випробують на режимах, зазначених у табл. 10.3. 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 4.3 Режими ходових випробувань дизельних установок, які працюють по звинтовій 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 рудки;
- перевірка програм і маніпуляцій з ГД, з рульової рудки;
- робота двигуна при максимальній потужності 1 годину;
- перевірка устрою „збереження режиму” при втраті живлення;
- перевірка реверсів;

перевірка роботи всіх постів керування.

4.5.5 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 гвинт” визначають у робочому діапазоні зміни частоти обертання за результатами торсіографування. Установлюють заборонну зону критичної частоти обертання гребного валу.

Обертовий момент на гребному валові обчислюють вимірюючи деформацію вала торсіометром, або вбудованим у дизель вимірником обертового моменту. У першому випадку повинно бути попередньо відтарировано 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,

$$M_{кр} = \pi \cdot E_c \cdot J_p \cdot \phi_{ск}$$

де E_c – модуль зрушення, Па;

J_p – полярний момент інерції валу, м⁴;

$\phi_{ск}$ – 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 непрямым 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 4.4 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	Зупинка
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	Вихід масла з охолодження поршнів	55–65	70		75	

7	f	Потік масла з охолодження поршнів		Нема поток у		Нема поток у	
1	2	3	4	5	6	7	8
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			Низьки й 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		

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	
33	t	Охолоджувальна вода на виході з турбонагнітача	80–85	90			
34	p	Пускове повітря	3		1,5		
1	2	3	4	5	6	7	8
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.

5 Аналіз суднового електрообладнання, електронної апаратури та систем керування 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 Резістром допускається виконання окремих операцій (поповнення цистерн, очищення фільтрів і т.п.) вручну, якщо вони виконуються з періодичністю не частіше одного разу у 24 год.

5.1.1 Автоматизовані головні механізми і рушії

Повинна бути передбачена система дистанційного автоматизованого управління (ДАУ), за допомогою якої можна робити пуск, зупинку, а також управління частотою обертання головних механізмів, величиною і напрямком упору рушіїв у всіх припустимих режимах роботи.

Система дистанційного автоматизованого управління повинна забезпечувати наступне:

- граничні числа невдалих автоматичних спроб пуску, щоб після останньої невдалої спроби запасу пускового повітря, або ємності пускових акумуляторних батарей було достатньо для виконання вручну половини числа пусків.
- виконання останньої заданої команди незалежно від порядку і швидкості завдання;
- можливість установки величини і напрямку упору одним органом управління;
- автоматичне походження зон критичної частоти обертання незалежно від заданого режиму роботи;
- запобігання перевантаження головних механізмів у нормальних експлуатаційних режимах;
- незалежність системи дистанційного автоматизованого управління і машинного телеграфу один від одного (допускається використовувати один і той же орган управління);
- сигналізацію про втрату живлення і несправностях у системі;
- виключення неприпустимих режимів роботи головних двигунів і рушіїв (мимовільне підвищення частоти обертання, пуск і реверс) при виході зі строю ДАУ;

— виконання аварійних маневрів за можливо короткий час, при цьому можуть бути зняті відповідні обмеження і захисту.

При наявності декількох постів управління ЦПУ повинен бути домінуючим по відношенню до посту управління на ходовому містку. Таким же повинен бути місцевий пост управління головних механізмів по відношенню до ЦПУ.

Переведення управління з одного поста на інший повинен бути можливим тільки з домінуючого посту, незалежно від того, чи в узгодженому, або неузгодженому положенні знаходяться органи управління на постах, які переключають.

Переведення управління повинне супроводжуватись подачею звукового і світлового сигналу на усіх постах управління. На постах повинні бути передбачена світлова індикація, яка вказує, з якого посту здійснюється управління.

Можливість одночасного управління з різних постів повинна бути виключена. Допускається пристосування взаємопов'язаних органів управління на одному посту (наприклад, на крилах і у приміщенні ходового містка).

На усіх постах управління, включаючи відключення, повинні бути передбачена індикація, яка не відключається, заданим машинним телеграфом команд.

Устрій для екстреної зупинки головних механізмів, повинен бути незалежним від системи дистанційного автоматизованого управління, систем аварійно — попереджувальної сигналізації, а також від суднової мережі, якщо для роботи цього пристрою треба електрична енергія.

У головних механізмів — двигунів внутрішнього згоряння повинна підтримуватись тієї ж температури робочих середовищ:

- охолоджувально середовища циліндрів;
- охолоджувального середовища поршнів;
- охолоджувального середовища форсунок;
- змащувального масла;

палива (при роботі на важкому паливі, якщо відповідає регулювання в'язкості).

У головних механізмів інших типів автоматичне регулювання температури робочих середовищ повинно бути погоджено з Резистром.

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 виключають перевантаження.

При можливості переповнення також повинна бути передбачена сигналізація по верхньому рівню.

При наявності роздільних систем мастильного масла.

Для двигунів потужністю більше 2250 кВт з діаметром циліндра більше 300 мм.

При наявності декількох систем мастильного масла (для розподільного валу, клапанних коромисел і т.п.) індивідуальний сигнал АПС повинен бути передданий для кожної системи.

Зниження навантаження не потрібно, якщо охолоджуючою рідиною є циркуляційне масло.

При неможливості, через конструкції двигуна, здійснення контролю потоку рідини, яка охолоджує поршні, допускається прийняття альтернативних мір контролю теплового стану поршнів.

При наявності загального для всіх циліндрових втулок охолоджувача без індивідуальних запірних клапанів.

При використанні охолоджуючої води у теплообмінних апаратах палива і мастильного масла.

Потребується при використанні установок з двопаливними (газ — рідке паливо) двигунами.

5.1.2 Автоматизовані компресорні установки

Системи стисненого повітря повинні мати пристрої для автоматичного видалення (продування) води і масла.

Автоматизовані компресорні установки повинні мати ручний дистанційний і автоматичний режими роботи.

В автоматичному режимі у повітрянагнітачах повинний підтримуватись номінальний тиск стисненого повітря таким чином, щоб:

1. при зниженні тиску повітря до завчасно встановленого значення, наприклад, 90%, відбувався автоматичний пуск раніше вибраного компресора і його автоматичне відключення по досягненню тиску повітря, яке дорівнює номінальному;

2. у випадку інтенсивної витрати подальшого зниження тиску повітря, наприклад, до 80%, відбувався автоматичний пуск другого, який знаходиться в автоматичному режимі компресору, і обидва компресори продовжували б працювати до досягнення номінального тиску.

Інша логіка роботи автоматизованих компресорів (табл. 7.1) підлягає спеціальному розгляданню Регістром.

Параметри автоматизованих компресорних установок, які контролюються, місця заміру, граничні значення параметрів і види автоматичного захисту і індикації параметрів.

Таблиця 5.1 Автоматизовані компресорні установки

№ п/п	Контрольований параметр	Індикація, АПС	Автоматичний захист
1	Тиск мастильного масла на вході у компресор	—	+
2	Поток охолоджуючого середовища на виході з компресора	—	
3	Температура повітря за охолоджувачем		
4	Тиск пускового повітря на виході повітряного балону	—	+
5	Тиск повітря систем управління		+

Умовні позначення:

дистанційна індикація;

+ сигнал АПС при досягненні параметром верхнього граничного значення;

сигнал АПС при досягненні параметром нижнього граничного значення;

зупинка компресору.

Замість потоку допускається контролювати максимальне значення температури охолоджуючого середовища.

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.

Автоматизовані осушувальні установки машинних приміщень

Відповідні осушувальні насоси повинні автоматично вмикатись в залежності від рівня води у лляльних колодязях. При цьому повинна бути передбачена індикація роботи насосів.

Повинен бути передбачений сигнал АПС, якщо після включення осушувальних насосів вони не зупиняються через визначений проміжок часу, тобто, рівень у колодязях не знижується.

Для сигналізації максимально припустимого рівня повинен бути встановлений окремий датчик, незалежний від датчиків, встановлених для управління осушувальними насосами.

Контрольовані параметри автоматизованих осушувальних установок, місця заміру і граничні значення параметрів приведені у табл. 5.2.

Таблиця 5.2 Автоматизовані осушувальні установки машинних приміщень

№ п/п	Контрольований параметр	АПС
1	Рівень у лляльних колодязях	
2	Аварійний рівень води в лляльних колодязях і тунелях валопроводів	
Умовні визначення: сигнал АПС при досягненні параметром нижнього граничного значення; сигнал АПС при досягненні параметром верхнього граничного значення. =====		
При дистанційному управлінні. Сигналізація виводиться у рульову рубку.		

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.

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.

5.13 Устрої в машинних приміщеннях

У місцевого пості управління головними механізмами повинно бути передбачене устаткування АПС і індикації по параметрам.

Устрої управління допоміжними механізмами (насосами, сепараторами, котельними установками, приводними двигунами генераторів) рекомендовано розміщувати поблизу місцевого посту управління головними механізмами.

Центральний пост управління, якщо він передбачений, повинен бути устаткований:

- устроями, вказаними в „Механічні установки”;
- пультом системи аварійного — попереджувальної сигналізації (АПС);
- устроями індикації режимів роботи механізмів і установок;
- відмикаючими устроями для топ очних устроїв котлів, інсинераторів, вентиляторів машинних приміщень, сепараторів, паливних і масло перекачувальних насосів.

По узгодженню з Регістром, центральний пост управління може бути розташований не в машинному приміщенні, і склад його устаткування, може бути змінений.

Якщо є закритий центральний пост управління, у ньому повинне бути передбачений устрій виклику персоналу з машинних приміщень.

В центральному посту управління повинні бути передбачені окремі сигнали:

„Вода в машинному приміщенні”;

„Пожежа у машинному приміщенні”, а також окремий сигнал „Граничний рівень концентрації газу у машинному приміщенні”, якщо судно устатковане двопаливними (газ — рідке паливо) головними і/або допоміжними двигунами.

5.14 Устрої у житлових приміщеннях механіків

У каютах механіків і у загальних приміщеннях, а також у місцях несіння вахти на стоянці повинні бути передбачені устрої системи АПС, які повідомляють в узагальненому вигляді про несправностях механічної установки, а також устрої сигналізації.

Квітування кожного сигналу на цих устроях повинно приводити до відключення тільки звукового сигналу.

При наявності декількох кают може бути застосований перемикач устроїв, для вибору відповідального (вахтового). Інші каютні устрої при цьому відключаються.

5.1.5 Автоматизована система керування паливоподачею суднового дизеля

При експлуатації суднових дизелів на важких паливах необхідні:

- жорсткі умови до підбору циліндрових масел і присадок до картерів масел;
- інтенсифікація охолодження розпилювачів форсунок ;
- забезпечення рівномірного прогріву деталей ПНВТ в період переведення дизеля з дизельного на важке паливо (якісна теплова ізоляція ПНВТ і трубопроводу високого тиску);
- збільшення зазорів в прецизійних плунжерних парах ПНВТ і голок в направляючих форсунок;
- забезпечення відведення витоків палива з ПНВТ і форсунок;
- надійний підігрів і регулювання в'язкості палива перед уприскуванням;
- обладнання трубопроводів високого тиску захисними кожухами (для запобігання ймовірності виникнення пожежі), з яких паливо при розриві паливопроводу відводиться в спеціальну цистерну;
- збільшення тиску в ПНВТ і відповідно зростання навантаження на його привід в залежності від довжини трубопроводу високого тиску на 20–40%;
- наявність пристрою зміни кута випередження подачі палива для досягнення показників робочого процесу дизеля, близьких до показників роботи дизеля на дизельному паливі (в першу чергу по економічності). При конструюванні ПНВТ слід передбачити можливість зміни кута випередження подачі без зупинки дизеля. Наприклад, в дизелях типу RLA, RTA фірми «Зульцер» впроваджена система регулювання кута випередження подачі палива VIT, яка забезпечує зменшення питомої витрати палива на 2–4% (залежно від в'язкості важкого палива і режиму роботи дизеля) безпосередньо під час його роботи.

З метою надійної роботи системи з боку наповнення ПНВТ передбачається безперервна циркуляція палива, яка дозволяє уникнути кидків тиску підкачки при змінних навантаженнях і зупинках, дизеля, не допускати охолодження палива в системі ПНВТ і забезпечувати рівномірне прогрівання плунжерних пар в процесі перекладу дизеля з дизельного палива на важке, уникати застою пароповітряних бульбашок, що виникають в порожнинах наповнення ПНВТ.

Ефективне використання важких палив досягається за допомогою спеціальних розпилювачів, що мають збільшені діаметр отвору і кут розпилювання. Система охолодження форсунок при роботі на важкому паливі повинна передбачати переключення на підігрів. Наприклад, фірма «Пілстік» для задовільної експлуатації своїх дизелів РС–2 на паливі в'язкістю $600 \text{ мм}^2/\text{с}$ рекомендує з метою зниження в'язкості палива до $15\text{--}17 \text{ мм}^2/\text{с}$ температуру $130\text{--}135 \text{ }^\circ\text{C}$ на вході в ПНВТ, а тиск подачі палива до ПНВТ не нижче $0,4 \text{ МПа}$. Діаметр отворів розпилювачів повинен становити $0,55 \text{ мм}$ для дизелів РС–3 і $0,99 \text{ мм}$ для дизелів РС–4.

Застосування сепарування в даний час – найефективніший метод очищення важких палив, фільтрацію слід розглядати як додатковий метод очищення палив. Щоб підвищити ефективність очищення важких палив на борту судна навіть для сепараторів з системою самоочищення, потрібно додаткове очищення сепараторів вручну.

Перспективно електронне управління уприскуванням, при якому регулювання піддаються момент початку впорскування, середній тиск уприскування і зміна тиску в процесі уприскування. Так як величина Ne пропорційна добутку частоти обертання, тривалості уприскування і тиску палива, то введення цих величин в програму роботи електронного регулятора дозволяє оптимізувати по де будь-який режим дизеля.

При електронному управлінні можна обійтися однією форсункою з тим же перетином каналів розпилювача форсунки при різних навантаженнях дизеля для отримання мінімумів де тоді як при традиційному механічному уприскуванні досягнення мінімумів на повному і на часткових навантаженнях можливо тільки з двома форсунками.

Електронне управління забезпечує можливість оптимізації де при зміні атмосферних умов шляхом регулювання кута випередження впорскування і підтримки цим сталості P_z .

Оптимізація індикаторного процесу у всьому діапазоні робочих режимів дизеля можлива в акумуляторної паливної системи фірм MAN і «BOSH» (рис. 7.1) з електронним управлінням.

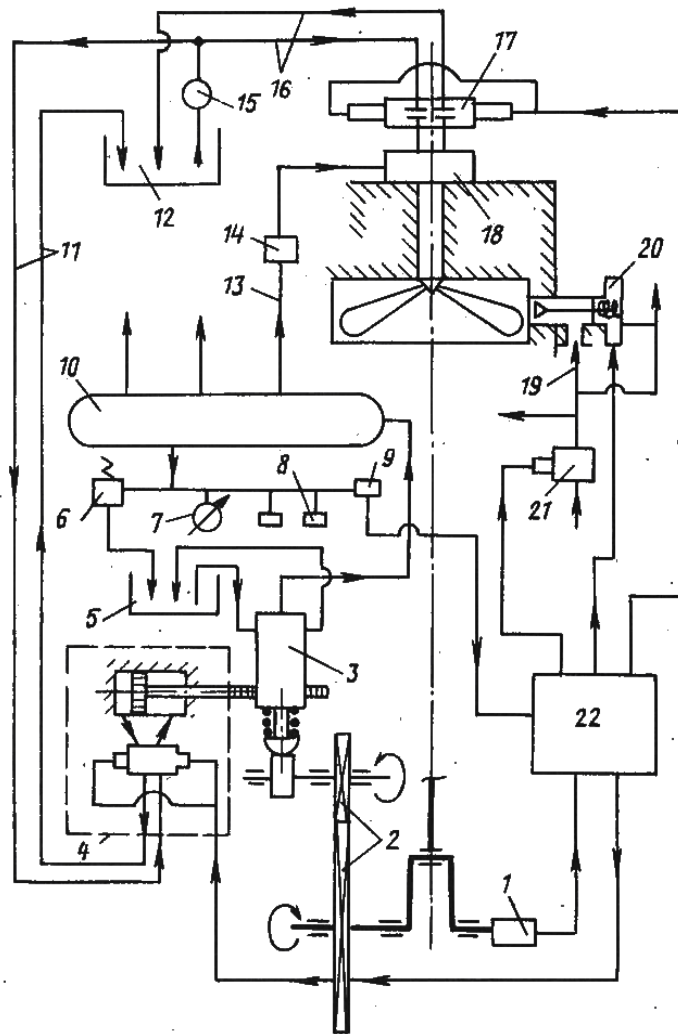


Рисунок 5.1 Принципова схема акумуляторної паливної системи з електронним управлінням

1 - керуючий пристрій; 2 - редукторна передача; 3 - ПНВТ; 4 - електрогідравлічний позиціонер; 5 - чергова цистерна; 6 - запобіжний клапан; 7 - дистанційний манометр; 8 - перемикачі; 9 - датчик реєстрації поточного тиску в акумуляторі; 10 - акумулятор, загальний для всіх циліндрів; 11 - трубопроводи до позиціонера; 12 - масляний бак, обслуговуючий сервомотори; 13 - трубопроводи від акумулятора до форсунок; 14 - швидкодіючі запірні клапани; 15 - гідроагрегат; 16 - трубопроводи; 17 - керуючий сервоклапан; 18 - форсунка; 19 - пусковий трубопровід; 20 - пусковий клапан; 21 - головний маневровий клапан; 22 - електронний контролер - керуючий логічний пристрій.

Електронний контролер всієї системи є мікрокомп'ютерним комплексом, переробним все вхідні в нього сигнали і контролюючим задану послідовність операцій при пуску, реверсі та

роботі дизеля. Він також виконує функції регулятора частоти обертання у всьому діапазоні експлуатаційних режимів. Функції дозуючого приладу здійснює форсунка з встановленим на її корпусі сервоклапанів, які мають електрогідравлічний виконавчий механізм (рис. 7.2).

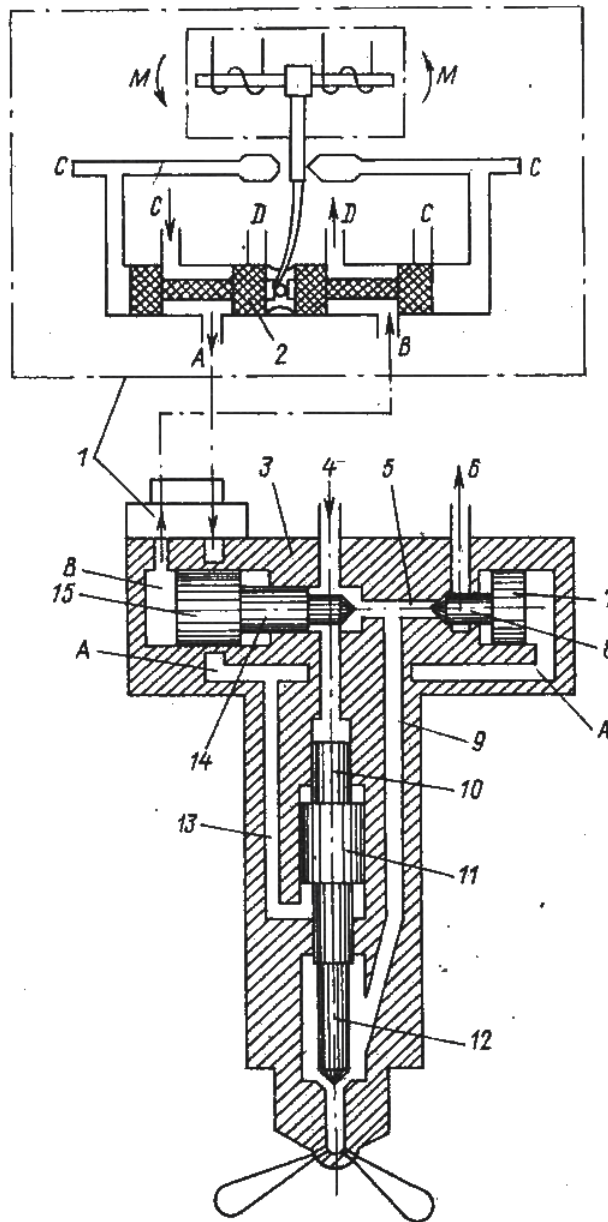


Рисунок 5.2. Дозуючий пристрій акумуляторної системи з електронним управлінням:
 1 – сервоклапан форсунки; 2 – золотник; 3 – корпус форсунки; 4 – центральний канал форсунки, пов'язаний з акумуляторами; 5, 6 – розвантажувальні отвори остаточного тиску палива; 7, 8 – диференціальні клапани зняття тиску серворідини; 9 – паливопідводящий канал; 10, 11 – диференціальні поршні голки; 12 – голка форсунки; 13 – паливний канал; 14, 15 – диференціальні клапани; А, В, С – перепускні масляні канали.

5.2. Системи діагностування двигунів та їх окремих вузлів; розробка засобу діагностування складу мастила та пристроїв її проведення

Визначення в'язкості. Віскозиметр універсальний (ВУ) входить до складу обладнання суднової лабораторії СКЛАМТ і визначає в'язкість масла в умовних градусах – ° ВУ. Умовною в'язкістю називають відношення часу закінчення 200 мл випробуваного нафтопродукту при

температурі випробування t до часу закінчення 200 мл дистильованої води при температурі 20 °С, що є постійною величиною (водним числом приладу).

Віскомер (Viscomag, фірма «Перолін») – автоматичний аналізатор в'язкості по швидкості опускання кульки в пробі масла.

Флостік (Flostik, фірма «ВР») – якісний аналізатор в'язкості в порівнянні зі свіжим маслом.

Віскозиметр ВЦ (ЦНИИМФ). Порівняльний аналіз з свіжим маслом, тарування у відсотках. Похибка $\pm 2\%$.

Наявність води. Індикатор води в маслі (IBM) призначений для визначення води в маслах і паливах в діапазоні 0 ... 3%. Чутливість 0,05%, похибка $\pm 4\%$, маса 0,9 кг. Принцип дії приладу заснований на зміні тиску в посудині з пробю нафтопродукту при реакції води з порошком гідриду кальцію внаслідок виділення водню (тиск 0 ... 0,2 МПа).

У корпус 1 індикатора (рис. 7.3), що має дві таровані виточки, наливають пробу масла (палива) до верхнього рівня нижньої виточки 2, що відповідає 5 мл пробю. Потім додають в якості розчинника зневоднений газ до верхнього рівня верхньої виточки 3, що буде відповідати 15 мл розчинника. В якості розчинника застосовується авіаційний газ.

У корпус 1 вставляють перфорований циліндр 4, в який насипають з ампули порошок гідриду кальцію (в ампулі міститься 0,95 г CaH_2). Закривають посудину кришкою 5 з манометром 6. При цьому з судини через проріз 9 виходить частина повітря (необхідно звернути увагу, на наявність у приладі прокладок 7 і 8). Потім протягом 2 хв похитують індикатор на 90° від вертикальної осі таким чином, щоб манометр не опинився нижче корпусу. Через 15 хв знімають показання з манометра і за графіком (рис. 7.4) визначають процентний вміст води H_2O в маслі (паливі).

Якщо вміст води в нафтопродукті більше 1,5%, досвід припиняють і в прилад заливають 2,5 мл випробуваного масла (палива) до кільцевої проточки 11, і розчинника 20 мл – до кільцевої проточки 10 на корпусі. Далі повторюють визначення і свідчення, отримані за графіком, помножують на два. Можливо визначення води в нафтопродукті при вмісті в ньому води більше 3%. Для цього в посудину заливають 1 мл нафтопродукту і 20 мл розчинника і показання за графіком збільшують в 5 разів.



Порошок гідриду кальцію готують помелом гранул до 1 ... 10 мкм. За допомогою спеціального фасувального пристрою заповнюють пробірки з дроту (10 ... 11 мм, довжиною 70 мм).

Прилад Toetic складається з посудини, в якій піпеткою заливають 5 мл пробю масла (палива) і 15 мл реагенту А (зневодненого газу). Потім у спеціальну ванночку подають 15 крапель реагенту В. Ванночку за допомогою пінцета обережно опускають в посудину з пробю масла. Потім посудину закривають кришкою з манометром, градуїованим у відсотках вмісту води. Далі протягом 2 хв прилад похитують щодо його вертикальної осі і через 10 хв знімають показання.

Прилад постійного контролю води в маслі SWM фірми «Сурва Чотер Монітор Трайдінг» заснований на визначенні води в пробі масла, періодично відбирає (кожні 10 хв) з потоку масла в системі дизеля. З пробю масла, що підігрівається в приладі до 130 ° С, випаровується вода, потім конденсується і конденсат потрапляє на лічильний пристрій числа випали крапель.

Обчислювальний пристрій визначає відсоток вмісту води в маслі. Прилад має сигнальний пристрій. Межі вимірювання 0 ... 4,3%, чутливість 0,1%.

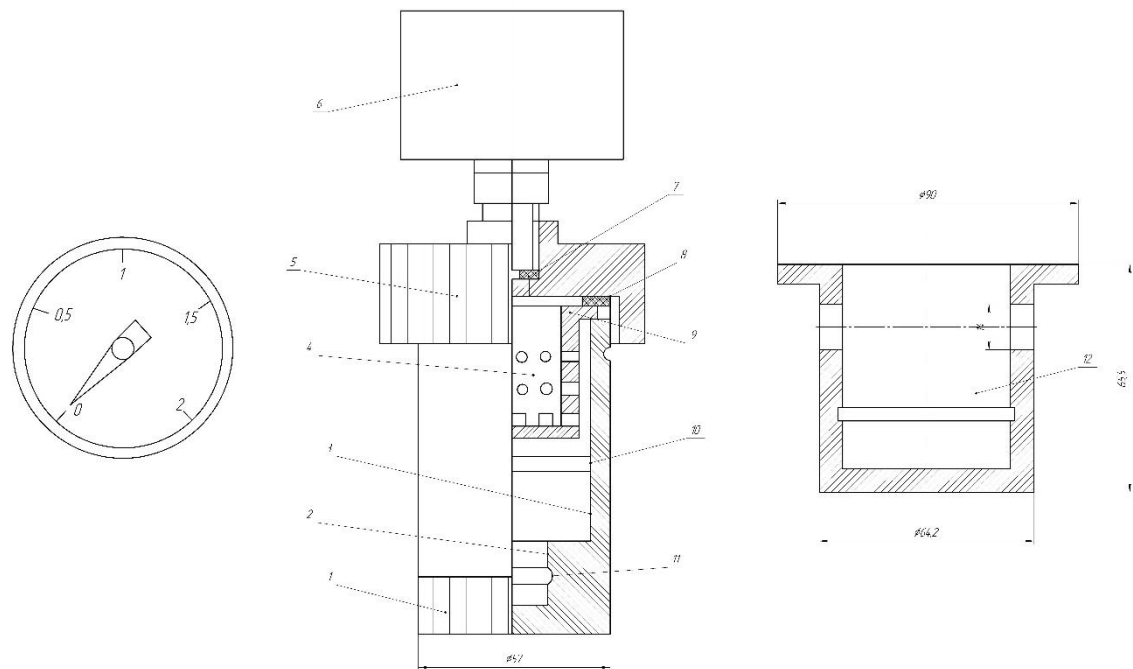


Рисунок 5.3 Індикатор води в маслі IBM і загального лужного числа ІЛЧ:

1 – корпус приладу; 2 – нижня циліндрична виточка; 3 – верхня циліндрична виточка; 4 – циліндрична посудина для IBM; 5 – кришка; 6 – манометр; 7 і 8 – прокладки; 9 – проріз; 10 і 11 – кільцеві проточки; 12 – циліндрична посудина для ІЛЧ.

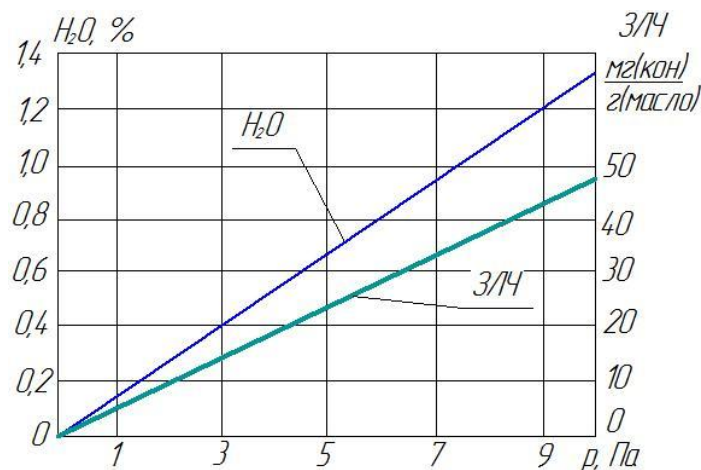


Рисунок 5.4 Залежність тиску в приладі IBM і ІЛЧ від вмісту води в маслі і загального лужного числа (ЗЛЧ)

Прилад постійного контролю води в маслі РРМ100 фірми «Трайдекс Мерін Екутшент» заснований на визначенні води в пробі масла, відібраної кожні 5 хв з масляної системи дизеля. Проба масла нагрівається до 120 °С, вимірюється тиск парів води, його призначення та пропорційно відсотку вмісту води в маслі. Прилад визнання Норвезьким класифікаційним товариством Норске Верітас. Межі виміру 0,001 ... 3%, похибка $\pm 0,5$.

Визначення загального лужного числа (ЗЛЧ). Для визначення використовується прилад ІКМ, що представляє модифікацію приладу ІВМ. Спосіб визначення в діапазоні 2...70 мг КОН/г масла. У посудину індикатора ІВМ (див. рис. 7.3) наливають частину пробі масла (5 мл). Потім додають в якості розчинника зневоднений гас (15 мл). Доливають ще 5 мл масла. Далі вставляють у посудину склянку, в яку наливають 10 мл розчину щавлевої кислоти. Закривають посудину кришкою 5 з манометром 6, протягом 1 хв похитують індикатор на 90 ° від вертикальної осі, по закінченні 1 хв знімають показання з манометра і за графіком (див. рис. 7.4) визначають лужне число в пробі масла (мг КОН / г масла). В якості реактиву використовується насичений розчин щавлевої кислоти $C_2H_2O_4$ марки «Ч» в гідролізним спирті (35 г кислоти на 100 мл спирту).

Визначення густини масла. Густина визначається за допомогою нефтоденсиметрів з вбудованими термометрами, які мають наступні межі вимірів: 0,70 ... 0,76; 0,76, .0,82; 0,82 ... 0,88; 0,88 ... 0,94; 0,94 ... 1,00, або нефтоденсиметрами з межами вимірювань: 0,75 .. 0,83; 0,83...0,91; 0,91 ... 0,99. Густина масел відноситься до нормальної температури 20 °С і до густини води при температурі 4 °С, прийнятої за одиницю.

Таблиця 5.3 Браковочні показники якості масла для дизелів (по РД 31.27.44–91)

Показник	Спосіб визначення		Бракувальні значення
	Лабораторний	Судовий	
Кінематична в'язкість	ГОСТ 33–82	Флостік, віскозиметр ВУ, віскозиметр ВЦ ЦНИИМФ	При розбавленні паливом: –20% в'язкості свіжого масла При відсутності в маслі палива: + 30% в'язкості свіжого масла
Зміст нерозчинного осаду	ГОСТ 4333—87	— Краплинна проба (хроматографічний метод)	Вище 1% по масі для крейцкопфних дизелів Вище 2,5% по масі для головних середньооборотних дизелів. Вище 3,5% по масі для допоміжних дизелів Колір плями чорний, блискучий, розмір плями близький до розміру нанесеної краплі мастила, навколо плями відсутня зони дифузії
Температура спалаху у відкритому тиглі	ГОСТ 4333—87	СК/ЛАМТ	Нижче 170 °С
Лужне число (ТВІ)	ГОСТ 11362—76	ІКМ, ТВН—ТЕС	Менше 1 мг КОН / г лужного числа свіжого масла в циркуляційних системах мастила крейцкопфних двигунів; менше 10 мг КОН / г масла в циркулюючій мастильній системі головних СД; менше 8 мг КОН / г масла – для мастильних систем допоміжних двигунів

Кислотне число	ГОСТ 11362—76	СКЛАМТ	>2 мг КОН/г масла
Показник	Лабораторний	Судовий	Бракувальні значення
Вміст палива	ГОСТ 2478—74	—	>5%
Вміст води	ГОСТ 2477—65	ІКМ (ІВМ)	>0,5 % (для бабінтових підшипників допускається до 1%, з свинцевої бронзи до 0,3%)

Для визначення густини рекомендується використовувати індикатор густини та нерозчинного осаду.

Таблиця 5.4 Зв'язок несправностей дизеля з показниками якості масла

Несправність	Зміна показників якості масла
Значний прорив газів картер	Різка збільшення в'язкості і високий вміст нерозчинного осаду.
Неповне згоряння палива	Різка збільшення в'язкості; потемніння центрального ядра і скорочення зони дифузії в крапельної пробі
Погано працюють масляні фільтри; погано працює повітряний фільтр; місцевий перегрів масла	Різка збільшення в'язкості; масляна пляма коричневого кольору; підвищений вміст Si в маслі
Попадання палива з в'язкістю більше, ніж у мастила	Різка збільшення в'язкості; велика різниця нерозчинного в толуолі і бензині осаду; різка зміна щільності
Попадання палива з в'язкістю менше, ніж у масла	Різка зниження в'язкості і зниження температури спалаху
Погано відрегульований сепаратор, тексти масляного холодильника, нещільність системи охолодження циліндра	Підвищення вмісту води; зниження загального лужного числа
Використання палив з великим вмістом сірки; погана регулювання температури охолодження	Зниження загального лужного числа

Визначення наявності та змісту механічних домішок. У судових умовах наявність і вміст механічних домішок визначається по плямі краплі масла на фільтрувальному папері або пластинах для тонкошарової хроматографії. Для аналізу крапля ретельно перемішаного масла наноситься на фільтрувальний папір, після чого вигляд плями, і краплі що всмокталась в папір порівнюється з еталонними масляними.

Визначення температури спалаху. У судових умовах температуру спалаху визначають у лабораторії у відкритому тиглі. У діапазоні температур 12 ... 300 °C випробування проводять в закритому тиглі напівавтоматичним приладом АТВ-1.

Визначення аерації масла. Аерацією масла називається захоплення потоком масла повітря і перетворення масла в стисливу повітряно-масні емульсію. За ступенем аерації масла можна судити про правильність розташування зливних і прийомних отворів в картері, підсосі повітря через незустини і т. д. Аерація масла порушує роботу підшипників і масляних насосів, призводить до негативних явищ і підвищеної вібрації. Ступінь аерації масла встановлюють за ступенем зниження рівня відібраної проби аерованого масла в мірній посудині після відстоювання протягом 4 з.

Визначення вмісту палива в маслі. Методика визначення заснована на зниженні в'язкості і поверхневого натягу масла, що відбуваються в результаті попадання в нього палива. Пониження в'язкості визначається за часом відірання краплі масла, нанесеної на фільтрувальний папір. Для виконання аналізу спочатку готують еталонні суміші, що складаються з масла, вживаного в суднових двигунах з вмістом в них 0,3, 5, 10 і 15% палива. За допомогою капілярної трубочки краплі еталонних сумішей наносять на фільтр «біла стрічка». Час відірання суміші в папір фіксують за моментом повного зникнення блискучої поверхні краплі. За отриманими даними будують калібрувальний графік. Потім аналогічним чином встановлюють час відірання краплі досліджуваного масла і по каліброване графіком визначають вміст палива в маслі.

Бракувальні показники масел, вживаних в суднових транспортних засобах (СТЗ), і зв'язок показників з несправностями. Бракувальні показники для масел, що застосовуються в суднових дизелях, наведено в табл. 8.1, зв'язок несправностей дизелів з показниками масел – в табл. 8.2, бракувальні показники масел для паротурбінних установок (ПТУ), ДВЗ та газопаротурбінних установок (ГПТУ) – в табл. 8.3.

Несправності двигуна пов'язані з показниками якості масла наступним чином. При недостатньому ущільненні масляних порожнин (при виробленні ущільнень) можливе попадання продуктів згорання в масляні порожнини, що приводять до швидкого потемніння масла і зміни його в'язкості. Частинки вуглецю з продуктів згорання є центрами новоутворення, що викликають утворення на гарячих частинах підшипників плівки товщиною, 1 ... 1,5 мм, погіршує охолодження останньої. Зростання в'язкості призводить до збільшення температури підшипників.

Підвищений вміст води в маслі свідчить про неякісну сепарації масла. Зміна характеристик масел ДВЗ пов'язані: зростання кислотного числа – перегрів підшипників; підвищений вміст води – погана настройка сепараторів, запотівання редуктора; збільшення вмісту домішок – пошкодження підшипників.

Таблиця 5.5. Бракувальні показники якості масел при експлуатації суднових ПТУ, ДВЗ та ГПТУ

Показник	Тп 46	Тп 46 з олеїноюю кислотою	Тп 46 с В 15/41	Масло для суднових газових турбін
В'язкість при 50 °С, сСт, вище	58	58	58	12.14
Кислотне число мг КОН на 1 г масла, вище	0,3	1	0,3	0,12
Температура спалаху, °С, ниже	185	210	210	125

Вміст води, %. вище	0,2	0,2	0,2	0,1
---------------------	-----	-----	-----	-----

Висновок: Представлені вище положення по автоматизації елементів суднової енергетичної установки для суден у символі класу AUT 1, повністю відповідають тому устаткуванню, яке встановлено на танкері, представленому у дипломному проекті. Тому, клас автоматизації танкера, який побудований під наглядом класифікаційного загалу, відповідає класу автоматизації AUT 1.

Також представлено інформацію щодо діагностування стану енергетичного обладнання за вмістом відпрацьованого масла.

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 повинні бути зазначені номери циліндра.

При відчищенні поршня не вживати інструмент із гострими кромками.

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). Одерігати 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.

Демонтаж

Провертаючи двигун, установити колінчастий 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. 8.1).

Перевірити надійність кріплення пластин захисту втулки і підтримки верхнього вкладаша.

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. 8.1).

Вимірити внутрішній діаметр втулки мікрометричним штихмасом.

При кожній підйомі поршня рекомендується, а при заміні кілець обов'язково, робочі поверхні втулки циліндра надати шорсткості 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 дурту втулки.

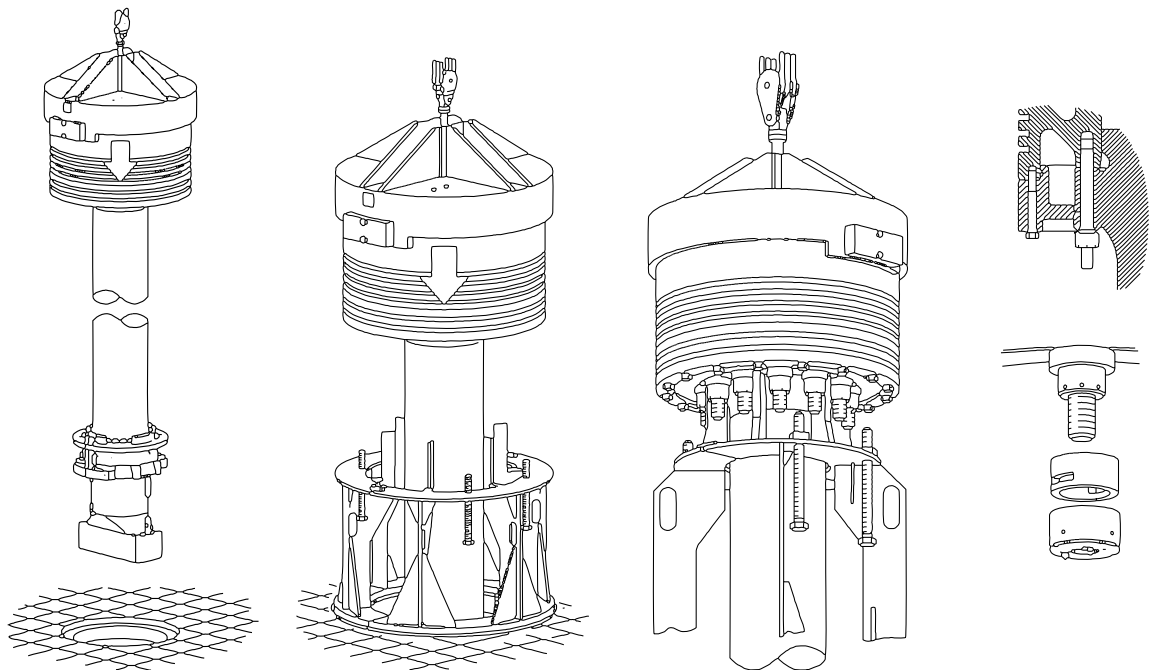


Рисунок 6.1 Встановлення поршня на пристосування

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;

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.

Установка

Перед установкою кілець на поршень промити дизельним паливом і обдути 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, застосовуваній 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, застосовуваній 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 шатун ВМТ у двигуна з прямим розніманням шатуна.

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. Маркірування „СР” (сторона розподілу) на голівці поршня повинні бути на боці розподілу двигуна.

Обережно продовжити опускання поршня у втулку циліндра.

Завести нижню голівку шатуна на шийку колінчатого вала (див. карти.)

Якщо виробляється заміна поршня чи шатуна, зробити перевірку центрування руху відповідно до карти.

Розбирання і зборка поршня

Шатун демонтований з поршня. Відвернути рівномірно і поперемінно гайки і зняти втулки (рис. 8.2). 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.8.2) .

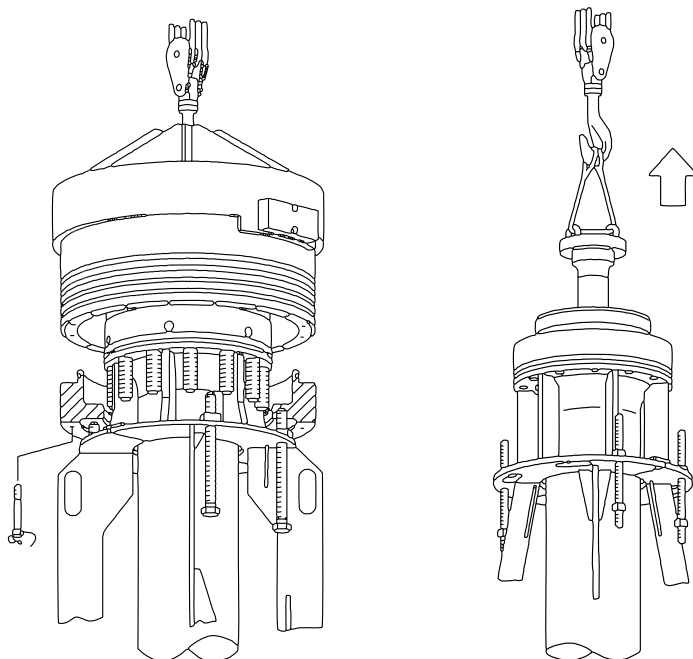


Рисунок 6.2 Принцип обробки та місцезнаходження болтів

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 бруска, змоченого олією.

Зборка поршня виробляється в послідовності зворотнім розбиранню (рис. 8.3).

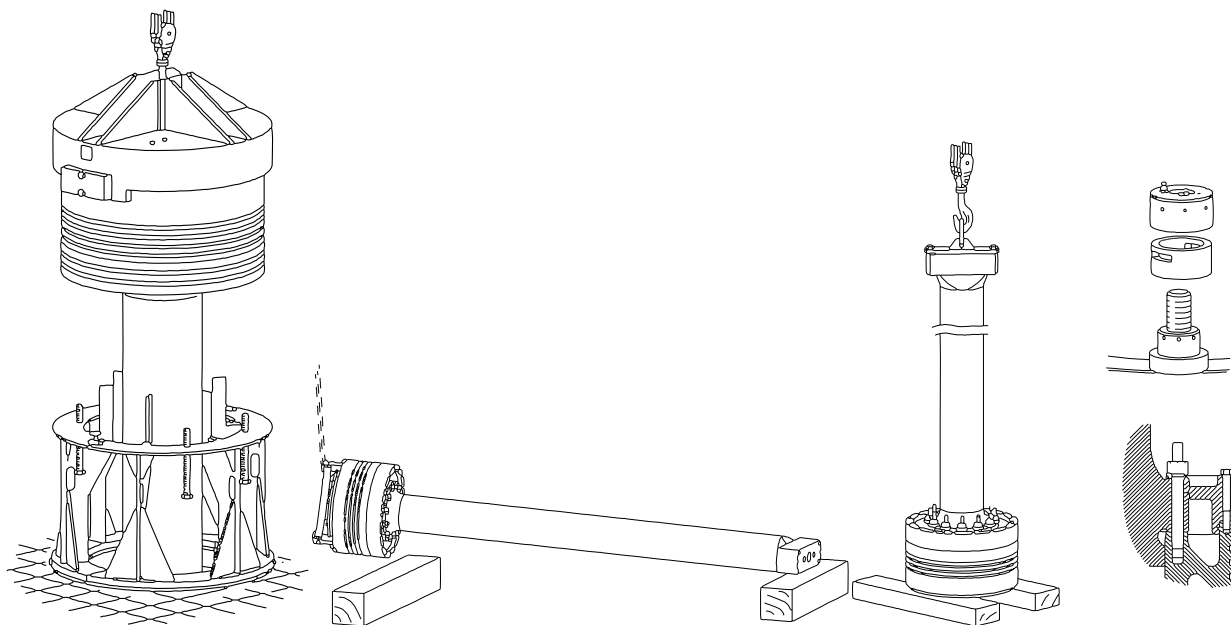


Рисунок 6.3 Зборка поршня

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. 8.4).

Зробити випробування поршня (рис. 8.5).

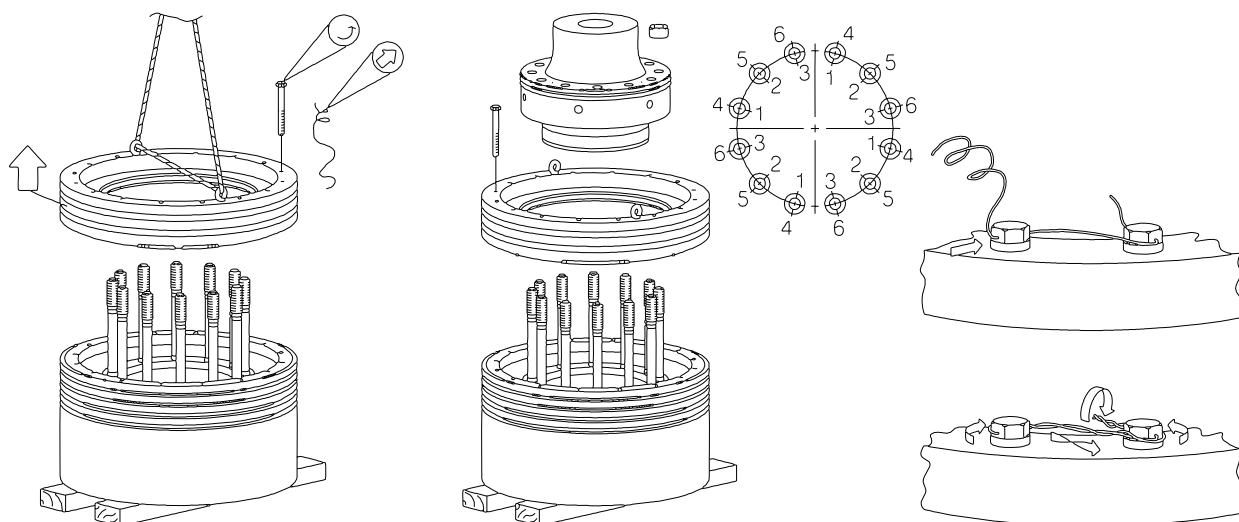


Рисунок 6.4 Схема затягування болтів

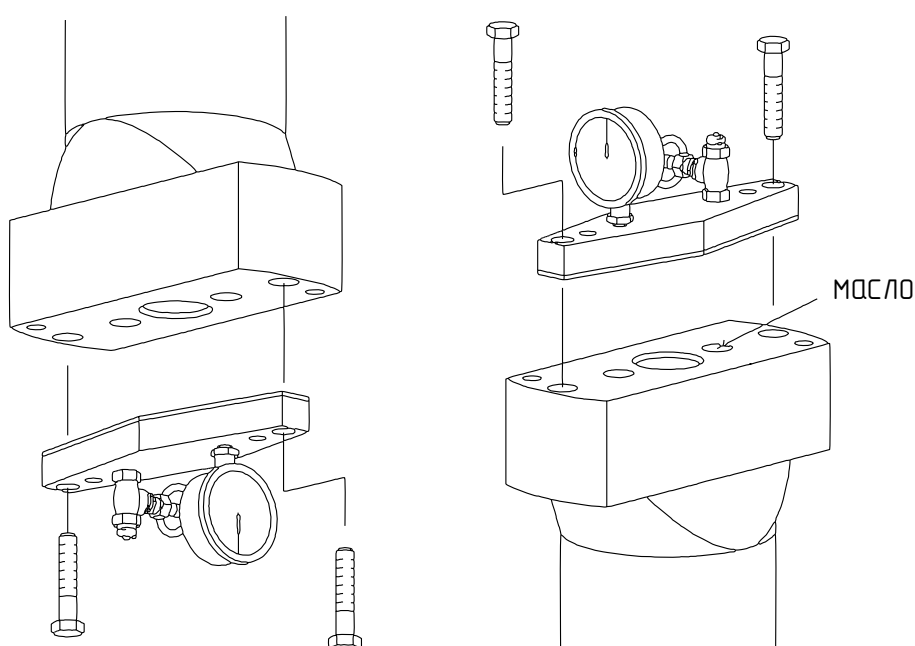


Рисунок 6.5 Перевірка поршнів

6.1.2 Дефектація й усунення дефектів поршнів

8.1.2.1 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 забої. Якщо є необхідність, роблять шабрування нижнього чи торця його притирання на притирочном верстаті.

Але, якщо овальність і конусність тронка знаходяться за допустимими 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.

8.1.2.2 Дефектація і відновлення голівки 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 полторному від робочого тиску, а днище поршня з боку камери згоряння — тиском, рівним 1,5 р_з.

8.1.2.3 Усунення овальності, конусності і задирів отворів циркуляції мастила. Овальність і конусність отворів у додиках 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 додишках здійснюють для поршнів з діаметром отворів до 100 мм.

Втулки додишек що мають неприпустиме перекручування геометричної форми робочої поверхні, як правило, не розточують, а заміняють запасними чи знову виготовленими ремонтного розміру.

Перевірка перпендикулярності осі поршня і 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 і 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 піврізниця відстаней між плитою і валиком, обмірюваних при двох положеннях поршня, дасть величину зсуву осей.

8.1.2.4 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 кількаразової проточки канавок перемички між ними сильно утонились, їх відновлюють електронаплавкою. Чавунні поршні при утоненні перемичок між канавками заміняють новими.

8.1.3 Дефектація і усунення дефектів

Відновлення поршневих пальців. У поршневих пальцях звичайно приходится відновлювати циліндричну форму і посадкові розміри, порушені в процесі роботи, а також у результаті чи розточення расшадровки отворів під палець у поршні і головний утульці шатуна.

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 обдувають стисненим 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 бруском чи дрібною наждаковою полотниною.

Поршневі пальці з тріщинами замінюють 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.

8.14 Дефектація і заміна поршневих кілець

Дефектні поршневі кільця не відновлюють, а замінюють новими (запасними).

Виготовлення поршневих кілець в умовах судноремонтного підприємства здійснюється тими ж методами, що і на машинобудівних заводах.

8.2 Технологічний процес монтажу суднових дизель-генераторів на амортизаторах

8.2.1 Загальні технологічні вимоги [34; 35]

Кріплення дизель-генераторів до суднового фундаменту виконується на амортизаторах конусоподібного типу, що входять до комплекту поставки ДДГ.

При монтажі дизель-генераторів 6L28/32H (6CH 28/32) необхідно керуватися монтажними кресленнями і відомостями кріплення механізмів у МВ, нормаллю на монтаж допоміжних механізмів і теплообмінних апаратів ОСТ 5.4110-74, інструкцією з експлуатації та обслуговування дизель-генераторів (двигунів 6CH 28/32) і формулярними даними.

Суднові фундаменти до завантаження дизель-генераторів повинні бути здані корпусниками за заявкою відділу технічного контролю заводу і зазрунтовані чи пофарбовані відповідно до відомостей фарбування. Монтажник майстер повинен ознайомитися із заявкою на установку фундаменту.

Завантаження дизель-генераторів на судно повинні робити досвідчені такелажники під керівництвом майстра такелажних робіт у присутності майстра чи бригадира монтажників.

Установку одухів для переміщення дизель-генераторів необхідно виконувати за вказівкою майстра такелажних робіт з місця і варити згідно СТП 140-098-77.

Для даного типу кріплення місця установки на опорній поверхні фундаменту повинні бути оброблені так, щоб вільно встановлені амортизатори прилягали до фундаменту без хитань, а зазори між підшвою амортизатора і фундаменту не повинні перевищувати 0,5 мм.

Обробка опорної поверхні фундаменту в одну площину не потрібна.

При монтажі дизель-генератор повинен бути виставлений у горизонтальній площині за рівнем. Допустимі відхилення від горизонталі складають 3 мм/м. Товщина вирівнюючих шайб визначається безпосереднім виміром величин зазорів між торцевими опорними поверхнями рами агрегату.

Найбільша товщина вирівнюючих шайб не повинна перевищувати 20 мм, найменша – не менше 3 мм.

Вирівнююча шайба повинна прилягати до опорної поверхні втулки несучої планки амортизатора і до рами дизель-генератора. Щуп 0,1 мм не повинен проходити на 2/3 об'єду шайби при незатиснутих болтах; чистота шайб не менше 5 класу.

Болти кріплення рами до амортизаторів повинні бути закручені нормальним ключем до повного опору торцевих поверхонь вирівнюючих шайб або з поверхню рами дизель-генератора; після цього болти рекомендується додатково затягти не більше ніж на 1/2 оберту.

Перевірка щільності прилягання амортизаторів до фундаменту виконується щупом при незатягнутих болтах кріплення; щуп 0,5 мм не повинен проходити під амортизатор.

Розмітка отворів для кріплення амортизаторів до фундаменту виконується по шаблону.

Тахометри дизель-генераторів до їхньої установки необхідно відправити у центральну лабораторію виміральної техніки для стендової перевірки.

Матеріальна карта дана для довідок при отриманні матеріалів зі складів цеху. Замовлення матеріалів виконується по відомості.

При монтажу дизель-генераторів на плавбу необхідно:

- установити дизель-генератор на судновому фундаменті на віджимних болтах;
- на фундаментній рамі ГД оптичним рівнем визначити крен і диферент;

– установити дизель-генератор на судновому фундаменті з креном і диферентом, що відповідають крену і диференту, вказанім у нормативній документації.

Припустимі відхилення не більш 2 мм на 1 м.

Після центрування ДДГ виконується перевірка розбіжності щік колінчастого вала, допускається не більше 0,03 мм, виміри знімаються на відстані 260 мм від осі шатунної шиї (у місці нанесення керна).

Установку дизель-генератора здати відділу технічного контролю і представнику морського класифікаційного товариства.

8.2.2 Вимоги до амортизаторів

Основні вимоги до амортизаторів такі:

– до установки на судно допускаються амортизатори, що відповідають вимогам ГОСТ 17053–71;

– перед установкою амортизатори повинні пройти ретельний зовнішній огляд у відповідності з технічними вимогами на їхнє виготовлення з перевіркою терміну придатності та пред'явленням відділу технічного контролю;

– термін зберігання амортизаторів – до двох років;

– дата виготовлення та установки амортизаторів повинна бути занесена у формуляр механізму;

– монтаж амортизаторів при температурі навколишнього повітря нижче -10°C забороняється;

– трубопроводи, що підводяться до дизель-генератора, повинні монтуватися не раніше, ніж через 24 години після монтажу опорних амортизаторів.

8.2.3 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 гідро зтяганні).

До робіт по монтажу дизеля (допускаються люди, більш, ніж 18-річного віку, які пройшли інструктаж по техніці безпеки та виробничій санітарії, медичне обстеження з послідуною періодичною перевіркою).

Перед завантаженням вузлів дизеля на судно огляд та підготування опорних поверхонь, які розташовуються знизу, виконувати при встановлених виробках на дерев'яних брусах або дошках.

При збиранні дизеля заборонено виконання будь-яких вогневих робіт (електрозварювальних, газорізальних тощо). При недостатньому освітленні робочого місця

необхідно користуватися переносною електричною лампою напруженням 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 – спіриту 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.

Висновок до розділу: В даному розділі розроблено процес ремонту поршня зі штоком МОД, враховуючи його зборку та обробку. Також в розділі міститься опис монтажу допоміжного дизель генератора типу 54Н 17/28.

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 [1]. У зв'язку з тим, що в проекті модернізації СЕУ розрахунки базуються тільки на зіставленні СЕУ базового судна і СЕУ після модернізації обсяг розрахунків значно скорочуються, оскільки немає потреби враховувати дані в цілому по судну (корпус, суднові пристрої, тощо). Вибір вихідних даних до техніко-економічного обґрунтування модернізації СЕУ здійснено у табл. 7.1 та 7.2, а розрахунки наведені у табл. 7.3.

Таблиця 7.1. Вибір та обґрунтування вихідних даних для розрахунків по устаткуванню, яке демонтується та встановлюється в процесі модернізації 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	$g_{mc}^{2\partial}$	$\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{годину})$	приймається	0,0011	0,0008
	Питома витрата циліндрового (лубрикаторного) масла	$g_{ml}^{2\partial}$	$\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{годину})$	приймається	0,001	0,00088
	Вартість двигуна	C_{zd}	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	$C_{b\partial n}$	тис. у.о./т		0,7	0,7
	Вартість МВП	$C_{m\partial n}$	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. 7.1

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	$N_e^{дд}$	кВт	по документації	3x575	3x575
	Питома витрата умовного палива	$g_{ey}^{дд}$	кг/(кВт.годину)	по документації	0,188	0,188
	Питома витрата циркуляційного масла	$g_{mc}^{дд}$	кг/(кВт.годину)	по документації	0,001	0,001
	Вартість дизель-генератора	$\Sigma_{дзр}$	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	Aalborg OC 1,2/1,0
	Тиск	P_s	МПа	по документації	0,7	0,7

	Температура пари	t_s	$^{\circ}\text{C}$	по документації	165	165
	Вартість утилізаційного котла	Ц_{yk}	тис. у.о.		110	110
Опріснювальна установка	Марка	–	–	приймається	DONGHWA ER	DPU36–C100
	Продуктивність	G_{on}	т/добу	по документації	34	35
	Вартість	Ц_{on}	тис. у.о.		–	–

Таблиця 7.2 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 по судну	34	34
3	Вантажопідйомність судна	$P_{\text{вп}}$	тис. т.	Із технічної документації по судну	18	18
4	Експлуатаційна швидкість ходу судна	V_s^e	вуз.	Технічна документація по проекту	14,4	14.75
5	Довжина рейсової лінії	l_p	мили	приймається	5300	5300
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	$(\overline{\Phi C})$	у.о./т.миль		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	$H_{e.3.}$	у.о. /т		4,5	4,5
13	Коефіцієнт, враховуючий чисельність населення в районі	$K_{нас}$	–		1,2	1,2
14	Коефіцієнт, враховуючий тип населеного пункту	K_{ϕ}	–		1,25	1,25
15	Окупність судна	$T_{ок}$	рік	приймається	7	7
16	Час, відпрацьований судном до модернізації	$T_{м}$	рік	приймається	0	0

Таблиця 7.3 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	дiд	$\frac{l_p}{V_s^e \cdot 24}$	3,33	3,07
2	Тривалість рейсу	T_p	дiд	$\tau_x + \tau_{cm \ 1} + \tau_{cm \ 2} + \tau_{mon}$	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	$g_e^{z\partial}$	кг/(кВт.годину)	$(42700/Q_H) g_{ey}^{z\partial}$	0,187	0,185
6	Витрата палива головним двигуном за ходовий час	$G_x^{z\partial}$	т/рейс	$g_{ey}^{z\partial} N_e^e \tau_x \cdot 10^{-3} \cdot 24$	131,8	132,5
7	Питома ефективна витрата малов'язкого палива допоміжними двигунами	$g_{em\partial n}^{z\partial}$	кг/(кВт.годину)	Специфікація судна	0,188	0,188

Продовження табл. 7.3

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	$N_{e\ cм. 2}^{\partial\partial}$	кВт	1х	1030	1084
10	Кількість та потужність допоміжних двигунів на стояночному режимі з вантажними операціями	$N_{e\ cм. 1}^{\partial\partial}$	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	$g_{e\ m\partial n}^{\partial\partial} \cdot N_{e\ x}^{\partial\partial} \cdot \tau_x \cdot 10^{-3} \cdot 24$	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	$G_{cм1\ m\partial n}^{\partial\partial}$	т	$g_{e\ m\partial n}^{\partial\partial} \cdot N_{e\ cм. 1}^{\partial\partial} \cdot \tau_{cм1} \cdot 10^{-3} \cdot 24$	287,5	–
15	Витрата високов'язкого палива допоміжними двигунами на стоянці з вантаж. операціями	$G_{cм1\ \partial\partial n}^{\partial\partial}$	т/рейс	$g_{e\ \partial\partial n}^{\partial\partial} \cdot N_{e\ cм. 1}^{\partial\partial} \cdot \tau_{cм1} \cdot 10^{-3} \cdot 24$	–	359
16	Витрати малов'язкого палива допоміжними двигунами на стоянці без вантаж. операцій	$G_{cм2\ m\partial n}^{\partial\partial}$	т/рейс	$g_{e\ m\partial n}^{\partial\partial} \cdot N_{e\ cм. 2}^{\partial\partial} \cdot \tau_{cм2} \cdot 10^{-3} \cdot 24$	313,3	–

17	Витрата високов'язкого палива допоміжними двигунами на стоянці без вантаж. операцій	$G_{cm2\ \delta\delta n}^{\partial\partial}$	т/рейс	$g_{e\ \delta\delta n}^{\partial\partial} \cdot N_{e\ cm.2}^{\partial\partial} \cdot \tau_{cm2} \cdot 10^{-3} \cdot 24$	343	359
18	Витрати палива допоміжними котлами за ходовий час	$G_{\delta\delta n}^{\partial\kappa}$	т/ход. час	$g_{\delta\delta n}^{\partial\kappa} \cdot \tau_x \cdot 10^{-3} \cdot 24$	8	6,33
19	Витрати палива допоміжними котлами на стоянці з вантажними операціями	$G_{cm1\ \delta\delta n}^{\partial\kappa}$	т	$g_{\delta\delta n}^{\partial\kappa} \cdot \tau_{cm1} \cdot 10^{-3} \cdot 24$	156	134
20	Витрати палива допоміжними котлами на стоянці без вантажних операцій	$G_{cm2\ \delta\delta n}^{\partial\kappa}$	т	$g_{\delta\delta n}^{\partial\kappa} \cdot \tau_{cm2} \cdot 10^{-3} \cdot 24$	156	134
21	Витрата високов'язкого палива за рейс	$G_{\delta\delta n}^p$	т/рейс	$G_x^{\partial\partial} + G_x^{\partial\partial} + G_{cm1}^{\partial\partial} + G_{cm2}^{\partial\partial} + G_x^{\partial\kappa} + G_{cm1}^{\partial\kappa} + G_{cm2}^{\partial\kappa}$	1123	1134
22	Витрата малов'язкого палива за рейс	$G_{m\delta n}^{p1}$	т/рейс	$G_x^{\partial\partial} + G_{cm1}^{\partial\partial} + G_{cm2}^{\partial\partial}$	607	-
23	Витрати на високов'язке паливо за рейс	$B_{\delta\delta n}^p$	тис. у.о./рейс	$G_{\delta\delta n}^p \cdot \zeta_{\delta\delta n}$	786	793,8
24	Витрати малов'язкого палива за рейс на загально-суднові потреби	$G_{m\delta n}^{p2}$	т/рейс	$0,05 \cdot G_{\delta\delta n}^p$	56	56,7
25	Витрати на малов'язке паливо за рейс	$B_{m\delta n}^p$	тис. у.о./рейс	$(G_{m\delta n}^{p1} + G_{m\delta n}^{p2}) / \zeta_{m\delta n}$	730	62,4
26	Витрати циркуляційного масла головним двигуном за рейс	$G_{cm}^{2\partial}$	т/рейс	$N_e^{2\partial} \cdot g_{cm}^{2\partial} \cdot \tau_x \cdot 10^{-3} \cdot 24$	0,774	0,358
27	Витрати на циркуляційне масло для головного двигуна за рейс	$B_{cm}^{2\partial}$	тис. у.о./рейс	$G_{cm}^{2\partial} \cdot \zeta_{cm}^{2\partial}$	3,09	1,43
28	Витрати циліндрового масла головним двигуном за рейс	$G_{lm}^{2\partial}$	т/рейс	$N_e^{2\partial} \cdot g_{lm}^{2\partial} \cdot \tau_x \cdot 10^{-3} \cdot 24$	0,704	0,516
29	Витрати на циліндрове масло для головного двигуна за рейс	$B_{lm}^{2\partial}$	тис. у.о./рейс	$G_{cm}^{2\partial} \cdot \zeta_{cm}^{2\partial}$	4,576	3,35

30	Витрати циркуляційного масла допоміжними двигунами за рейс	$G_{\text{цм}}^{\partial\partial}$	т/рейс	$G_{\text{цм}} (N_{\text{ex}}^{\partial\partial} \cdot \tau_x + N_{\text{есм1}} \cdot \tau_{\text{см1}} + N_{\text{есм2}} \cdot \tau_{\text{см2}}) \cdot 10^{-3} \cdot 24$	3,74	4,1
31	Витрати на циркуляційне масло для допоміжних двигунів за рейс	$B_{\text{цм}}^{\partial\partial}$	тис. у.о./рейс	$G_{\text{цм}}^{\partial\partial} \cdot \text{Ц}_{\text{цм}}$	14,95	16,4
32	Експлуатаційні витрати на паливо за рейс	$B_{\text{пл}}^{\text{р}}$	тис. у.о./рейс	$B_{\text{дбн}}^{\text{р}} + B_{\text{мбн}}^{\text{р}}$	1516	856
33	Експлуатаційні витрати на масло за рейс	$B_{\text{мс}}^{\text{р}}$	тис. у.о./рейс	$B_{\text{цм}}^{\text{р}} + B_{\text{лм}}^{\text{р}} + B_{\text{цм}}^{\partial\partial}$	22,6	21,2
34	Кількість рейсів за рік	$n_{\text{др}}$ $n_{\text{мр}}$	–	$n_{\text{се}} / \tau_{\text{р}}$	2,5	2,5
35	Зміна доходу судна при модернізації СЕУ	ΔD	тис. у.о./рік	$(\text{ПС})^{\text{р}} \cdot (\overline{\Phi \text{С}}) \cdot 10^{-3} \cdot \text{І}_{\text{р}} \cdot (n_{\text{др}} - n_{\text{мр}})$	0,1	
35	Зміна витрат на паливо при модернізації	$\Delta B_{\text{пл}}$	тис. у.о./рік	$B_{\text{д.пл}}^{\text{р}} \cdot n_{\text{др}} - B_{\text{м.пл}}^{\text{р}} \cdot n_{\text{мр}}$	1651	
36	Зміна витрат на масло при модернізації	$\Delta B_{\text{мс}}$	тис. у.о./рік	$B_{\text{д.мс}}^{\text{р}} \cdot n_{\text{др}} - B_{\text{м.мс}}^{\text{р}} \cdot n_{\text{мр}}$	3,45	

Продовження табл. 7.3

1	2	3	4	5	6	7
37	Годинна витрата палива СЕУ до модернізації	$G_{\text{пд}}$	т/годину	$(g_{\text{ед}}^{2\partial} \cdot N_{\text{ед}}^{2\partial} + g_{\text{ед}}^{\partial\partial} \cdot N_{\text{ед}}^{\partial\partial} + G_{\delta}^{\partial\kappa}) \cdot 10^{-3}$	1,697	
38	Годинна витрата палива СЕУ після модернізації	$G_{\text{пм}}$	т/годину	$(g_{\text{ем}}^{2\partial} \cdot N_{\text{ем}}^{2\partial} + g_{\text{ем}}^{\partial\partial} \cdot N_{\text{ем}}^{\partial\partial} + G_{\text{м}}^{\partial\kappa}) \cdot 10^{-3}$	1,74	
39	Зміна витрат на екологічний збір за рахунок модернізації СЕУ за рік	$\Delta B_{\text{е.з.}}$	тис. у.о./рік	$[(G_{\text{пд}} - G_{\text{пм}}) \cdot H_{\text{е.з}} \cdot K_{\text{нас}} \cdot K_{\phi} \cdot \tau_{\text{е.з}}] \cdot 10^{-3}$	0,028	
40	Зміна капітальних витрат при модернізації	$\Delta K_{\text{м}}$	тис. у.о./рік	$\begin{aligned} & \Pi_{\text{м}}^{2\partial} + \Pi_{\text{м}}^{\partial\partial} + \Pi_{\text{м}}^{\partial\kappa} + \Pi_{\text{м}}^{\text{ук}} + \Pi_{\text{м}}^{\text{оу}} - \Pi_{\delta}^{2\partial} - \\ & \Pi_{\delta}^{\partial\partial} - \Pi_{\delta}^{\partial\kappa} - \Pi_{\delta}^{\text{ук}} - \Pi_{\delta}^{\text{оу}} \end{aligned}$	500	
41	Зміна витрат на відрахування на окупність при модернізації	$\Delta K_{\text{м}}$	тис. у.о./рік	$\frac{\Delta K_{\text{м}}}{T_{\text{ок}} - T_{\text{м}}}$	88,5	
42	Загальна зміна балансового прибутку за рахунок модернізації	$\Delta \Pi_{\text{м}}$	тис. у.о./рік	$\Delta \Delta - \Delta B_{\text{пл}} - \Delta B_{\text{мс}} - \Delta B_{\text{е.з}} - \Delta K_{\text{м}}$	171	
43	Загальна зміна чистого прибутку з урахуванням податків	$\Delta \Pi_{\text{ч}}$	тис. у.о./рік	$0,7 \cdot \Delta \Pi_{\text{м}}$	246	

7.2 Висновки з розділу

Як показали проведені розрахунки у разі заміни головного (6S50MC-C7 на двигун 6G45ME-C9) на більш сучасний та економічний, який працює на дешевих сортах палива, підвищується ефективність роботи СЕУ, що підтверджено зростанням річного прибутку після модернізації енергетичної установки.

Таким чином проведена модернізація виправдана.

Висновок

У дипломному проекті вирішується задача заміни на балкері типу "WESTERN LUCREZIA" дедекейт $D_w = 37\ 000$ т. головного двигуна 6S46MC-C7 виробництва "MAN B&W" на двигун 6G45ME-C9 фірми "MAN", що має номінальну потужність 8340 кВт, частоту обертання 111 хв.^{-1} ; питому витрату палива $170 \text{ г/(кВт-годину)}$.

У зв'язку із заміною головного двигуна були виконані розрахунки пропульсивного комплексу, в результаті чого були побудовані гвинтові характеристики роботи двигуна у пропульсивному комплексі, визначена експлуатаційна довгострокова потужність і відповідна їй кількість обертів вала. При вибраних і розрахованих параметрах гребного гвинта і головного двигуна розрахована експлуатаційна швидкість.

Скомплектований новий склад допоміжної енергетичної установки. Розроблені принципові схеми систем, які обслуговують двигун, та підібрано згідно вимог Морського Регістра Судноплавства обладнання цих систем.

Розраховані теплові потоки та показники ефективності СЕУ на різних режимах її роботи.

У дипломному проекті детально розглянуті питання автоматизації роботи СЕУ, принципи розташування енергетичної установки у МВ судна, діагностування технічного стану суднових дизелів.

Розроблені питання ремонту та дефектації поршнів.

Технологічна частина проекту присвячена розробці процесу монтажу поршнів.

Розроблені заходи щодо безпеки мореплавства та цивільної оборони.

Розроблена програма ходових випробувань головного двигуна.

В економічній частині проекту приведені висновки про доцільність передбачених у дипломному проекті заходів, які пов'язані з модернізацією суднової енергетичної установки.

Список використаної літератури

1. Ship design and construction / ed. by T. Lamb. Jersey City, NJ : Society of Naval Architects and Marine Engineers, 2003. 2 vol.
2. Rawson K. J., Tupper E. C. *Basic ship theory*. 5th ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2001. 688 p.
3. Чорноморське судноплавство : довідкові матеріали та технічна інформація [Електронний ресурс]. Режим доступу: http://www.chsp.mksat.net/ref_list.php
4. Schneekluth H., Bertram V. *Ship design for efficiency and economy*. 2nd ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 1998. 238 p.
5. *Bulk carrier "WESTERN LUCREZIA", deadweight 37000 t: principal particulars, design purpose and technical documentation*. Hyundai Mipo Dockyard Co., Ltd, 2008.
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* : навч. посіб. Миколаїв : УДМТУ, 2002. 356 с.
8. *Marine engine IMO Tier II programme*. 2nd ed. Augsburg : MAN Diesel & Turbo, 2013. 172 p.
9. *Marine solutions*. Wärtsilä, 2012. 148 p.
10. *Mitsubishi UE engines: product line-up and technical information* [Electronic resource]. Mode of access: <https://www.mhi.com/>
11. Проектування пропульсивної установки суден з прямою передачею потужності на звинт : навч. посіб. / В. П. Шостак, В. І. Гершанік, В. П. Кот, М. С. Бондаренко ; за ред. В. П. Шостака. Миколаїв : УДМТУ, 2003. 500 с.
12. *MAN B&W G45ME-B9.5-TII project guide: electronically controlled two-stroke engines with camshaft controlled exhaust valves*. 1st ed. Copenhagen : MAN Diesel & Turbo, 2016. 355 p.
13. *Rules for the classification of ships*. London : International Association of Classification Societies, current edition.
14. Molland A. F., Turnock S. R., Hudson D. A. *Ship resistance and propulsion: practical estimation of ship propulsive power*. 2nd ed. Cambridge : Cambridge University Press, 2017. 566 p.
15. Гордов В. М. *Енергетичні палива* : навч. посіб. Миколаїв : УДМТУ, 2003. 328 с.
16. *L16/24 IMO Tier II: marine generating sets*. Augsburg : MAN Diesel & Turbo, 2010. 16 p.
17. *UNEX™ CHB: oil-fired steam boiler for diesel oil, heavy fuel oil or sludge/waste oil. Data sheet series*. Aalborg : Aalborg Industries, 2005. 2 p.
18. *Pounder's marine diesel engines and gas turbines* / ed. by D. Woodyard. 9th ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2009. 928 p.
19. *Marine auxiliary machinery* / ed. by D. Woodyard. 7th ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2009. 544 p.
20. Taylor D. A. *Introduction to marine engineering*. 2nd ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 1996. 382 p.
21. Wagner W., Pruя A. The IAPWS formulation 1995 for the thermodynamic properties of ordinary water substance for general and scientific use // *Journal of Physical and Chemical Reference Data*. 2002. Vol. 31, No. 2. P. 387–535.
22. *Exhaust gas economizer MISSION™ XS. Data sheet series*. Aalborg : Aalborg Industries, 2005. 2 p.

23. *Evaporator / fresh water generator product sheet* [Electronic resource]. Mode of access: <https://www.iwtm.no/>
24. McGeorge H. D. *Marine auxiliary machinery*. 7th ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 1995.
25. Flanagan T. *Handbook of marine engineering*. London : The Institute of Marine Engineering, Science and Technology, relevant edition.
26. *International convention on standards of training, certification and watchkeeping for seafarers (STCW), 1978, as amended, and STCW Code*. London : International Maritime Organization.
27. King N. *Marine steam turbines and reduction gears*. London : Newnes-Butterworths, relevant edition.
28. Hibi M., Naeem W., Sutton R. *Marine systems identification, modeling and control*. London : Springer, 2021.
29. Fossen T. I. *Handbook of marine craft hydrodynamics and motion control*. 2nd ed. Chichester : Wiley, 2021.
30. Randall R. B. *Vibration-based condition monitoring: industrial, aerospace and automotive applications*. Chichester : Wiley, 2011.
31. Collacott R. A. *Mechanical fault diagnosis and condition monitoring*. London : Chapman and Hall, 1977.
32. Bloch H. P., Geitner F. K. *Machinery failure analysis and troubleshooting*. 4th ed. Houston : Gulf Professional Publishing, 1999.
33. Stapersma D. *Diesel engines: performance, fault diagnosis, and maintenance*. Paris : Technip, 2002.
34. Eyres D. J., Bruce G. J. *Ship construction*. 7th ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2012.
35. *STCW: a guide for seafarers*. London : International Transport Workers' Federation, relevant edition.
36. *Safety and health in ports*. Geneva : International Labour Office, relevant edition.
37. *Guide to ship sanitation*. 3rd ed. Geneva : World Health Organization, 2011.
38. *MARPOL: international convention for the prevention of pollution from ships, 1973, as modified by the Protocols of 1978 and 1997, consolidated edition*. London : International Maritime Organization, current edition.
39. Carlton J. *Marine propellers and propulsion*. 4th ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2018.
40. Депутат О. П., Коваленко І. В., Мужик І. С. *Цивільна оборона* : навч. посіб. / за ред. В. С. Франчука. Львів : Афіша, 2000. 336 с.
41. Михайлюк В. О. *Цивільний захист. Ч. 2. Надзвичайні ситуації* : навч. посіб. Миколаїв : УДМТУ, 2003. 124 с.
42. *Ship design and construction* / ed. by R. Taggart. New York : The Society of Naval Architects and Marine Engineers, relevant edition.
43. *Guidelines for technical operation of marine diesel engines*. Manufacturer manuals, class rules and flag-state technical guidance.
44. Stopford M. *Maritime economics*. 3rd ed. London : Routledge, 2009. 840 p.