

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Машинобудівний навчально-науковий інститут

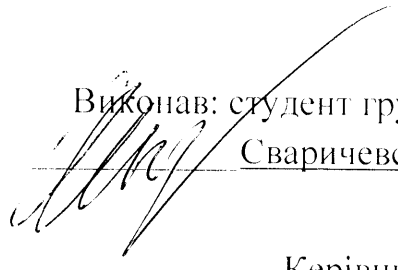
Кафедра експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики

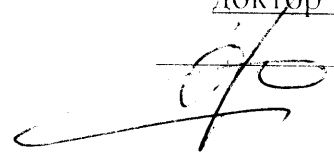
«Допущений до захисту»
В.о. завідувача кафедри, доцент
 Б.М. Личко
“ ” 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Розробка заходів з вдосконалення ЕУ балкеру «Dragon Sky»

Виконав: студент групи 6211м
 Сваричевський Д.В.

Керівник роботи:
доктор техн. наук, доцент
 Коробко В.В.

Миколаїв – 2024

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики

Програма підготовки магістрів ІЗ «**Механічна інженерія**»,
спеціальність ІЗ5 «**Суднобудування**», освітня програма «**Суднові енергетичні
установки та устаткування**»

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. завідувача кафедри

Б.М. Личко

“ ” 2024р.

ЗАВДАННЯ

Сваричевський Данило Вадимович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема: Розробка заходів з вдосконалення ЕУ балкера «Dragon Sky»

Керівник проекту: Коробко В.В., д.т.н., доцент

затверджені наказом НУК від " " 20 року № .

2. Строк подання студентом проекту "01" грудня 2024року.

3. Вихідні дані до проекту

3. Дата видачі завдання: 27.10.2024

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки

Анотація (державною та англійською мовами).

Зміст

Вступ.

- 1. Аналіз характеристик базового судна та його ЕУ, на відповідність діючим вимогам ІМО. Обґрунтування шляхів модернізації.*
- 2. Вибір і обґрунтування основних проектних рішень.*
- 3. Розробка теплової схеми СЕУ. Проектування енергетичних комплексів.*
- 4. Визначення основних параметрів систем СЕУ. Проектування та комплектація системи рециркуляції вихлопних газів.*
- 5. Розробка системи заходів для забезпечення надійної експлуатації обладнання СЕУ.*
- 6. Розробка розташування енергетичного обладнання на судні.*
- 7. Технологічна розробка ремонту поршнів тронкових двигунів.*

Висновки.

Список використаних джерел інформації.

Додатки.

					МР.135.6211м.07.ПЗ	Архив
						2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

5. **За 20 днів до захисту текст ДП має пройти перевірку на відсутність плагіату.**

6. Доповідь здійснюється у вигляді слайд - презентації.

7. Обсяг розрахунково-пояснювальної записки (РПЗ) : 90 - 120. формат аркушів А4. До РПЗ додаються один або більше примірників презентації доповіді. формат аркушів А4 або А3 (графічний матеріал форматується при друкуванні). Презентація доповіді, містить титульний лист з підписами, анотацію, графічні матеріали, висновки.

За рішенням керівника допускається доповідь з використанням креслень (плакатів). формат аркушів А1.

Перелік графічного матеріалу

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (на розсуд керівника ДП)	Аркуші, формат А4
1	Характеристики судна, вибір та обґрунтування проектних рішень (креслення поздовжнього перерізу)	1-2
2	Теплова схема СЕУ (принципова схема)	1
3	Системи СЕУ	1-2
4	Розташування обладнання у МКВ. 2 - 3 види (креслення)	2 - 3
5	Технологічна розробка	1 - 2
6	Плакати додаються в разі необхідності (кольорові або ч/б)	1 - 3

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів ДР	Строк виконання	Примітка
1			
2			
3			
4			
5			
6			
7			

Консультанти розділів проекту.

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	"Завдання видав"		"Завдання прийняв"	
		Підпис	Дата	Підпис	Дата
7.					

Студент

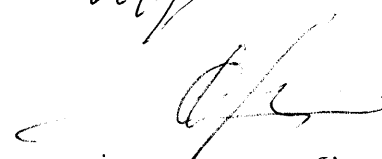
Сваричевський Д.В.
(прізвище та ініціали)



(підпис)

Керівник проекту

Коробко В.В.
(прізвище та ініціали)



(підпис)

Керівник проекту може змінювати зміст проекту та об'єм графічних матеріалів.

					МР.135.6211м.07.ПЗ		Аркуші
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата			3

Анотація

Кваліфікаційна робота присвячена модернізації суднової енергетичної установки балкера «Dragon Sky». У першому розділі наведена загальна характеристика балкера «Dragon Sky» та вимоги ІМО до даного класу суден. У другому розділі проведено аналіз параметрів енергетичної установки базового судна та обґрунтовані основні проектні рішення щодо модернізації судна. У третьому розділі розроблено теплову схему СЕУ та спроектовано енергетичні комплекси. У четвертому розділі виконано проектування систем СЕУ. Розроблено принципову схему паливної системи СЕУ. Обрано комплектуюче обладнання. Визначені запаси робочих речовин. Проаналізовані різні системи очищення скидних газів головних двигунів та обрані для застосування на судні. У п'ятому розділі запропоновані заходи щодо моніторингу стану корпусу судна. У шостому розділі розроблено розташування енергетичного обладнання на судні. У сьомому розділі виконано технологічну розробку з ремонту поршнів тронкових двигунів.

Ключові слова: балкер, суднова енергетична установка, теплова схема, паливна система, скруберна система, рециркуляція вихлопних газів.

Випускна магістерська робота викладена на 110 сторінках, містить 54 рисунка та 14 таблиць. Список використаної літератури становить 13 джерел.

Annotation

The qualification work is devoted to the modernization of the ship's power plant of the bulk carrier "Dragon Sky". In the first section, the general characteristics of the bulk carrier "Dragon Sky" and the IMO requirements for this class of vessels are given. In the second section, an analysis of the parameters of the base ship's power plant was carried out and the basic design decisions regarding the ship's modernization were substantiated. In the third section, the thermal scheme of the SEU is developed and energy complexes are designed. In the fourth chapter, the design of SEU systems is performed. A schematic diagram of the SEU fuel system has been developed. Selected equipment. Determined reserves of working substances. Various main engine exhaust gas cleaning systems were analyzed and selected for use on ships. In the fifth section, measures are proposed to monitor the state of the ship's hull. In the sixth chapter, the location of the power equipment on the ship is developed. In the seventh chapter, the technological development of piston engine repair is carried out.

Keywords: bulk carrier, ship power plant, thermal scheme, fuel system, scrubber system, exhaust gas recirculation.

The master's thesis is presented on 110 pages, contains 44 figures and 14 tables. The list of used literature is 13 sources.

					MP.135.6211м.07.ПЗ	Архив
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		2

ЗМІСТ

Перелік скорочень.....	8
Вступ.....	9
РОЗДІЛ 1. Аналіз характеристик базового судна та його ЕУ на відповідність діючим вимогам ІМО. Обґрунтування шляхів модернізації.....	11
1.1. Загальна характеристика та призначення судна.....	11
1.2 Склад суднової енергетичної установки.....	14
1.3 Основні вимоги ІМО до балкерів	14
РОЗДІЛ 2. Вибір і обґрунтування основних проектних рішень.....	20
2.1. Аналіз параметрів ЕУ базового судна. Специфічні вимоги щодо пропульсивного комплексу (ІМО та інші).....	20
2.2. Вибір та обґрунтування типу ГД, порівняння з альтернативними варіантами. Вибір передачі потужності на гвинт, вибір елементів суднової передачі, розрахунок елементів суднового валопроводу.....	22
2.3. Розрахунок елементів суднового валопроводу та вибір елементів суднової передачі.....	28
РОЗДІЛ 3. Розробка теплової схеми СЕУ. Проектування енергетичних комплексів.....	34
3.1. Розробка та розрахунок теплової схеми та схеми утилізації скидної теплоти.....	34
3.2. Вибір обладнання суднової електростанції.....	38
3.3. Вибір іншого комплектуючого обладнання СЕУ.....	40
РОЗДІЛ 4. Визначення основних параметрів систем СЕУ.....	45
4.1. Розробка принципової схеми паливної системи.....	45
4.2. Система змащування й охолодження масла.....	47
4.3. Система очищення палива.....	50
4.3.1. Вибір комплектуючого обладнання.....	50

4.3.2. Визначення запасів робочих речовин.....	53
4.4. Системи очищення скидних газів ГД.....	55
4.4.1. Скруберна система для зменшення викидів SO _x	55
4.4.2. Система SCR для двигунів MAN B&W.....	59
4.4.3. Система рециркуляції вихлопних газів.....	65
РОЗДІЛ 5. Розробка заходів для забезпечення надійної експлуатації обладнання СЕУ та судна.....	
5.1. Контроль за станом корпусу судна.....	73
5.2. Обладнання системи моніторингу напруги корпусу.....	77
РОЗДІЛ 6. Розробка розташування енергетичного обладнання на судні.....	
6.1. Вимоги до розміщення обладнання в МКВ судна.....	84
6.2 Розробка розміщення обладнання СЕУ в МКВ.....	86
РОЗДІЛ 7. Ремонт поршнів тронкових двигунів.....	
7.1. Процедури ревізії та визначення дефектів.....	89
7.2. Методи усунення дефектів поршня.....	90
7.2.1. Відновлення зношених отворів під поршневі пальці.....	90
7.2.2. Ремонт зношених поршнів з алюмінієвих сплавів.....	91
7.2.3. Ремонт обгорілих місць на денцях і заварка тріщин поршнів.....	92
7.3. Порядок відновлення працездатності поршня.....	93
Висновок.....	94
Список використаних джерел інформації.....	95
Додаток.....	96

Перелік скорочень

АДГ – аварійний дизель-генератор;
ВЕР – вторинні енергоресурси;
ГД – головний двигун;
ДАК – дистанційно автоматичне керування;
ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння;
ДГ – дизель-генератор;
ДК – допоміжний котел;
ДКУ – допоміжна котельна установка;
ЕУ – енергетична установка;
ІМО – Міжнародна морська організація;
КК – комбінований котел;
ККД – коефіцієнт корисної дії;
МВ – машинне відділення;
МКУБ – Міжнародний кодекс з управління безпечною експлуатацією суден і запобігання забрудненню;
МОД – малообертовий двигун;
ПНВТ – паливний насос високого тиску;
СЕ – судновий екіпаж;
СЕС – суднова електростанція;
СЕУ – суднова енергетична установка;
УК – утилізаційний котел;
ЦПУ – центральний пост управління.

					МР.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		5

Вступ

Завданням кваліфікаційної роботи є модернізація судна для забезпечення відповідності його вимогам стандартам Tier III шляхом зміни головного двигуна та застосування системи рециркуляції відхідних газів і скрубберної системи.

У роботі потрібно проаналізувати робочі параметри суднового двигуна та визначити його показники ефективності, провести аналіз відповідності судна вимогам конвенцій ІМО, оцінити можливості обладнання для зменшення шкідливих речовин у відхідних газах та розглянути заходи для забезпечення надійної експлуатації обладнання СЕУ та судна. Технологічна частина присвячена ремонту поршнів тронкових двигунів.

Метою даного науково-прикладного дослідження є модернізація судна для приведення його у відповідність до діючих вимог ІМО зменшивши викиди SO_x та NO_x за рахунок застосування на судні скрубберної системи та системи рециркуляції відхідних газів (EGR).

Задачі дослідження:

- виконати аналіз енергетичної установки базового судна на відповідність діючим вимогам ІМО;
- провести аналіз систем, які можуть бути застосовані у СЕУ, для зменшення емісії SO_x та NO_x ;
- розробити технічні рішення, щодо модернізації СЕУ базового судна, та обґрунтувати їх;
- розрахувати зміну навантаження на СЕС в наслідок модернізації СЕУ;
- розробити схему системи очистки відхідних газів двигунів СЕУ обрану для застосування на судні;
- провести оцінку техніко-економічну оцінку ефективності розроблених технічних рішень.

Об'єктом дослідження є суднова енергетична установка та її системи.

Предметом дослідження є параметри процесів в СЕУ та її системах які забезпечують економічну та екологічну експлуатацію судна.

Методи дослідження: системний аналіз, математичне моделювання та синтез нових технічних рішень

					МР.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		6

					МР.135.6211м.07.ПЗ.01			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент	Сваричевський Д.				Аналіз характеристик базового судна та його ЕУ, на відповідність діючим вимогам ІМО. Обґрунтування шляхів модернізації	Літ.	Аркуш	Аркушів
Керівник	Коробко В.В.							
Заф.каф.	Личко Б.М.							

1. Аналіз характеристик базового судна та його ЕУ на відповідність діючим вимогам ІМО. Обґрунтування шляхів модернізації

1.1 Загальна характеристика та призначення судна

Балкер ІМО 9539250 був побудований на суднобудівному заводі Санояс Мізусіма, Японія, у 2013 р. Зараз судно має назву Dragon Sky, власником судна є ALBA NAVIGATION S.A., а управляючою компанією PTC Ship Management, Inc. Dragon Sky побудовано з надзвичайно великими вантажними трюмами для цього типу судна, основне призначення балкера – перевізник деревної стружки. Судно обладнано енергозберігаючими пристроями для підвищення ефективності його руху. Судно має шість вантажних трюмів та баластні цистерни. Трюм № 4 пристосований для приймання водяного баласту у разі необхідності. Вантажні трюми мають об'єм 121,605 м³, ємність водяного баласту 29,960 м³. Загальний вигляд судна представлено на рисунку 1.1, вид правий борт та план палуби балкера – на рисунку 1.2.

Енергетична установка судна має один головний двигун MAN B&W 6S50MC-C Mark7, потужність двигуна становить 9,480 кВт. Максимальна швидкість судна – 14,6 вузлів.

На судні Dragon Sky застосовано регламент захисту мазутного баку та впроваджено Стандарт експлуатаційних характеристик захисних покриттів (PSPC).

Базове судно повністю відповідає діючим вимогам ІМО Tier II відносно шкідливих викидів NO_x. При проектування корпус судна був оптимізований за допомогою розрахунків у CFD, а результати розрахунків були перевірені на модельних випробуваннях у HSVA. Для поліпшення ефективності руху було застосовано гвинт фіксованого кроку великого діаметру та низькообертовий головний двигун з прямим передавання крутного моменту на гвинт. На судні для гвинта встановлений вихровий концентратор.

Основні характеристики судна Dragon Sky наведені у таблиці 1.1.

					MP.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



Рис. 1.1. – Зовнішній вигляд балкера Dragon Sky

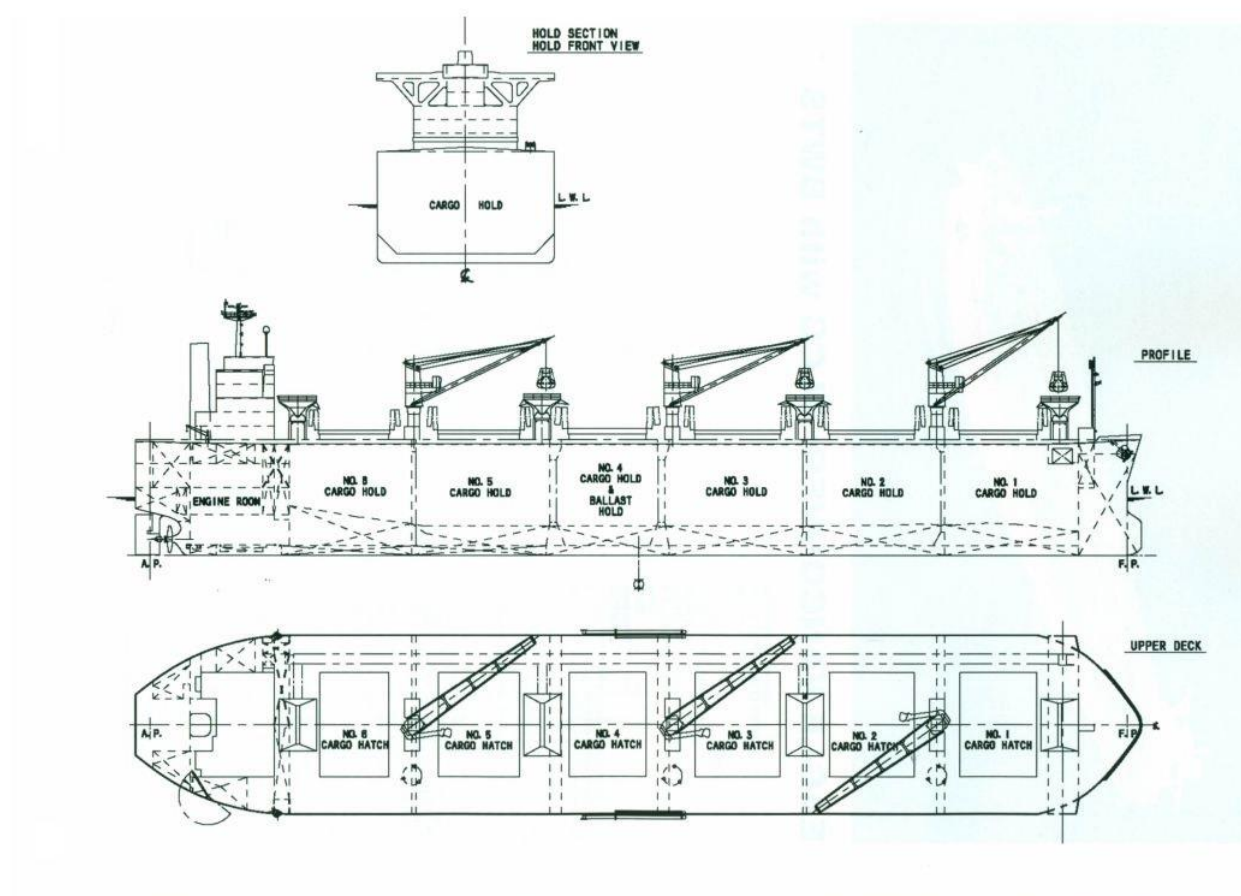


Рис. 1.2. – Вид правий борт та план палуби балкера Dragon Sky

					MP.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		12

Таблиця 1.1. Основні характеристики судна Dragon Sky

Назва характеристики	Значення, примітки
Повна довжина, м	209
Максимальна ширина судна, м	37
Висота судна:	
– до головної палуби, м	22,85
– до верхньої палуби, м	22,85
Осадка:	
– повна, м	11,9
Дедвейт:	
– dwt	63415
Вантажомісткість	
– насипного вантажу, м ³	121605
Об'єм паливних цистерн:	
– дизельне паливо, м ³	210
Швидкість	
– експлуатаційна, вуз	14,6
Щоденне споживання палива	
– тільки головний двигун, т/добу	37,5
Рушій:	
Матеріал	Нікель-алюміній-бронза
Кількість	1
Тип	Фіксованого кроку
Частота обертання, об/хв	127
Обладнання для швартування:	
Кількість	8
Виробник	Kawasaki Heavy Industries
Тип	Електрогідравлічний
Система контролю баласту:	
Виробник	Nakakita Seisakusho Co., Ltd
Склад команди	
Команда, чел.	18
Система пожежної сигналізації:	
Виробник	Nohmi Bosai Ltd
Система пожежогасіння:	
Машинне відділення	CO ₂
Каюти / місця загального користування	Переносні вогнегасники або морською водою

1.2 Склад суднової енергетичної установки

Суднова енергетична установка балкера Dragon Sky складається з головного малообертового двигуна MAN B&W 6S50MC-C Mark7, трьох дизель-генераторів фірми Yanmar та єдиного допоміжного котла GK-2028-1000/800 фірми Miura Co., Ltd.

1.3 Основні вимоги ІМО до балкерів

Згідно з СОЛАС механізми, котли та інші судини під тиском, а також пов'язані з ними системи трубопроводів та арматура повинні за своєю конструкцією та виготовленням відповідати тим експлуатаційним функціям, для яких вони призначені, а їх розміщення та захист повинні зводити до мінімуму будь-яку небезпеку для людей, які перебувають на борту судна, належним чином враховуючи при цьому рухомі частини механізмів, гарячі поверхні та інші джерела небезпеки. При проектуванні повинні враховуватися матеріали, призначення обладнання, умови його експлуатації та умови навколишнього середовища на борту судна [1].

Особлива увага повинна приділятися надійності не дубльованих компонентів, які забезпечують рух судна. Повинні бути передбачені засоби, які забезпечують підтримку чи поновлення нормальної роботи основних механізмів навіть у разі виходу з ладу одного з допоміжних механізмів відповідального призначення. Мають бути передбачені засоби, що забезпечують введення в дію механізмів при неробочому стані судна без допомоги ззовні.

Головні механізми та всі допоміжні механізми, які необхідні для забезпечення руху та безпеки судна, повинні мати таку конструкцію, щоб вони працювали як при положенні судна на рівному кілі, так і при крені на будь-який кут до 15° включно, на той чи інший борт за статичних умов, і крену до 22,5° включно, на той чи інший борт за динамічних умов, при одночасному динамічному диференті 7,5° на ніс або на корму.

Двигуни внутрішнього згоряння потужністю 2250 кВт і вище або з циліндром діаметром понад 300 мм повинні бути обладнані датчиками

					МР.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

концентрації масляного туману в картері, або системою контролю температури підшипників двигуна або іншими рівноцінними пристроями.

Всі зубчасті передачі, а також кожен вал і муфта, що застосовуються для передачі енергії механізмам, необхідним для забезпечення руху та безпеки судна, повинні бути спроектовані та виготовлені так, щоб вони могли витримувати максимальне робоче навантаження, якому вони можуть піддаватися за всіх умов експлуатації, при цьому належна увага повинна приділятися типу двигунів, що служать для їх приводу.

Електричні установки повинні забезпечувати [1]:

– роботу всіх допоміжних електричних пристроїв та систем, необхідних для підтримки нормального експлуатаційного стану судна та нормальних умов проживання на ньому, не вдаючись при цьому до використання аварійного джерела електроенергії;

– роботу електричних пристроїв та систем, необхідних для забезпечення безпеки у різних аварійних станах.

Повинне бути передбачене основне джерело електроенергії, що має потужність, достатню для живлення всіх пристроїв та систем. Це основне джерело електроенергії має складатися щонайменше з двох генераторних агрегатів.

Потужність цих генераторних агрегатів повинна бути такою, щоб при зупинці одного з них було забезпечене живлення пристроїв і систем, необхідних для забезпечення нормальних експлуатаційних умов руху та безпеки судна. Повинен бути забезпечений також мінімум комфортабельних умов проживання, що включає щонайменше відповідні пристрої та системи для приготування їжі та опалення, забезпечення роботи побутових холодильників та штучної вентиляції, а також постачання води для санітарних потреб та прісної води.

Устрій основного суднового джерела електроенергії має бути таким, щоб робота пристроїв та систем, згаданих вище, могла підтримуватися незалежно від частоти та напрямку обертання головних механізмів чи валопроводу.

					MP.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		15

Крім того, генераторні агрегати повинні бути такими, щоб у разі виходу з ладу будь-якого одного генератора або його первинного джерела енергії, генераторні агрегати, що залишилися, могли забезпечити роботу електричних пристроїв і систем, необхідних для пуску головних механізмів при знаходженні судна в неробочому стані. З метою пуску при неробочому стані судна може застосовуватися аварійне джерело електроенергії.

На судні повинне бути передбачене автономне аварійне джерело електроенергії. Воно та пов'язане з ним трансформаторне обладнання, якщо воно є, а також перехідне аварійне джерело енергії, аварійний розподільчий щит і щит аварійного освітлення повинні бути розташовані вище верхньої безперервної палуби та бути легко доступними з відкритої палуби. Вони не повинні розміщуватись в ніс від таранного перебирання.

Потужність аварійного джерела електроенергії повинна бути достатньою для живлення всіх пристроїв та систем, необхідних для безпеки в аварійних умовах, з урахуванням можливості одночасної роботи деяких з цих пристроїв і систем.

Аварійним джерелом електроенергії може бути генератор або акумуляторна батарея.

Відправник вантажу повинен забезпечити капітана судна або його представника відповідною інформацією про вантаж, достатньо завчасно до навантаження з тим, щоб дати можливість забезпечити запобіжні заходи, які можуть бути необхідні для належного розміщення та безпечного перевезення вантажу. Така інформація має бути підтверджена письмово та відповідними відвантажувальними документами до початку навантаження вантажу на судно.

Для того, щоб капітан міг запобігти надмірній напруги в корпусі, судно має бути забезпечене буклетом з інформацією, яка повинна включати [1]:

- дані про остійність;
- місткості баластових танків та продуктивності засобів заповнення та відкачування цих танків;

					MP.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- максимально допустиме навантаження на одиницю поверхні другого дна;
- максимально допустиме навантаження на трюм;
- інструкції загального характеру щодо завантаження та розвантаження включаючи будь-які обмеження щодо найгірших умов експлуатації протягом завантаження, розвантаження, операцій з водяним баластом та рейсу;
- будь-які спеціальні обмеження щодо найгірших умов експлуатації;
- де це потрібно розрахунки на міцність – максимально дозволені зусилля та моменти, що впливають на корпус судна при завантаженні, розвантаженні та рейсі.

У 24 травні 1994 року в Лондоні на конференції по СОЛАС була прийнята глава IX «Управління безпечною експлуатацією суден». Цією главою передбачено впровадження і поетапне застосування Міжнародного кодексу з управління безпечною експлуатацією суден і запобігання забрудненню (МКУБ), або The International Safety Management Code (ISM Code). Даний Кодекс є одним з основних та важливих регуляторних документів, що прийняти ІМО та пов'язані з управлінням безпекою мореплавства.

З 1 липня 1998 року МКУБ почав діяти для всіх пасажирських суден, балкерів-хімовозів, нафтових балкерів, газовозів, балкерів та високошвидкісних вантажних суден з водотоннажністю більше ніж 500 grt. Для усіх інших суден вимоги МКУБ стали обов'язковими з 1 липня 2002 року [12].

Цілі МКУБ полягають у забезпеченні безпеки на морі, запобіганні нещасним випадкам або загибелі людей та уникненні заподіяння шкоди навколишньому середовищу, зокрема морському середовищу та майну.

Відповідно до вимог МКУБ, починаючи з дати дії цих вимог до відповідного класу судна, компанія, що управляє цим судном, повинна мати «Документ про відповідність» (Document of Compliance), а копія цього документа повинна зберігатися борту кожного судна, яке керується цією компанією та підпадає під вимоги МКУБ. Також відповідно до вимог МКУБ

					МР.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

кожне судно повинно мати «Сертифікат безпечного управління» (Safety Management Certificate).

Компанії, пов'язані з управлінням безпекою повинні також [12]:

- забезпечувати безпечну практику експлуатації суден та безпечні для людини умови праці;
- забезпечувати захист від усіх виявлених ризиків;
- постійно покращувати навички берегового та суднового персоналу, включаючи готовність до аварійних ситуацій, пов'язаних як з безпекою, так і із захистом навколишнього середовища.

Система управління безпекою має забезпечувати виконання обов'язкових правил та інших кодексів, керівництв та стандартів, які рекомендовані організаціями морської галузі.

Кожна компанія повинна розробити, задіяти та підтримувати систему управління безпекою, яка включає такі функціональні вимоги [12]:

- політику у сфері безпеки та захисту навколишнього середовища;
- інструкції та процедури для забезпечення безпечної експлуатації суден та захисту навколишнього середовища;
- встановлений обсяг повноважень та лінії зв'язку між персоналом на березі та на судні, а також внутрішнього зв'язку;
- порядок передачі повідомлень про аварії та випадки недотримання положень цього Кодексу;
- порядок підготовки до аварійних ситуацій та дій щодо їх усунення;
- порядок проведення внутрішніх перевірок та огляду управління.

Компанія-оператор та судно повинні повністю відповідати вимогам МКУБ.

					МР.135.6211м.07.ПЗ.02							
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Вибір і обґрунтування основних проектних рішень				Літ.	Аркуш	Аркушів	
Студент	Сваричевський Д.											
Керівник	Коробко В.В..											
Заф.каф.	Личко Б.М.											

2. Вибір і обґрунтування основних проектних рішень

2.1. Аналіз параметрів ЕУ базового судна. Специфічні вимоги щодо пропульсивного комплексу (ІМО та інші)

На базовому судні у якості головного двигуна використано двигун фірми MAN B&W марки 6S50MC-C Mark7. Потужність даного двигуна – 9480 кВт, при частоті обертання колінчастого валу – 127 об/хв. Поперечний переріз даного двигуна представлено на рисунку 2.1, характеристики двигуна – у таблиці 2.1.

Двигун двотактний, реверсивний, крейцкопфний з прямоточно клапанною системою газообміну, з вбудованим упорним підшипником. Остів двигуна має традиційну анкерну конструкцію, що поєднує фундаментну раму, станину та блок циліндрів. Його поперечна і поздовжня жорсткість посилюється коробчастою станиною, що складається з поперечних картерних стійок і поздовжніх зв'язків, що з'єднуються зварюванням в одне ціле для всіх циліндрів або їх частини. Фундаментна рама чавунна, лита. На станині розміщуються чавунні монолітні блоки одного або двох циліндрів. Підпоршневі простори, що утворюються в них, відокремлюються від картера діафрагмовою частиною з посадковим місцем для установки сальника поршневого штока. Упорний підшипник вбудовано у відсік приводів, який розташований у кормі. Стікання масла у циркуляційну цистерну здійснюється через отвори у піддоні фундаментної рами двигуна у кормі.

					МР.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		22

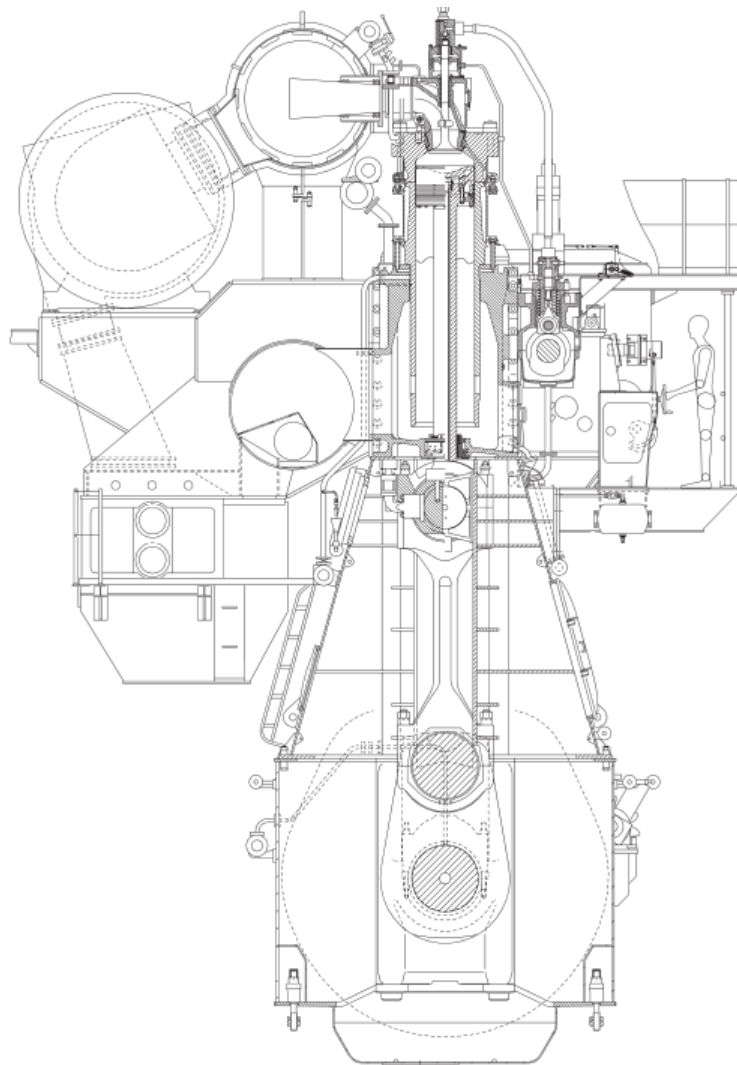


Рис. 2.1 – Головний двигун MAN B&W 6S50MC-C (Mark7) базового судна

Таблиця 2.1. Характеристика головного двигуна базового судна

Тип двигуна	дизельний
Кількість двигунів	один
Фірма-виробник	MAN B&W
Марка двигуна	6S50MC-C (Mark7)
Ефективна потужність	9480 кВт
Частота обертання вала	127 об/хв
Тип процесу	двотактний, безпосереднє впорскування
Діаметр поршня	500 мм
Хід поршня	1910 мм
Послідовність запалювання	1-5-3-4-2-6
Максимальний середній ефективний тиск	18 бар
Максимальний тиск горіння	143 бар
Питома витрата палива (з високоефективним турбокомпресором)	171 г/(кВт×год), при 100% навантаженні

					MP.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		23

2.2. Вибір та обґрунтування типу ГД, порівняння з альтернативними варіантами. Вибір передачі потужності на гвинт, вибір елементів суднової передачі, розрахунок елементів суднового валопроводу

Для відповідності базового судна новим вимогами ІМО запропоновано модернізувати суднову енергетичну установку з застосуванням нового обладнання.

Правило 13 Додатку VI MARPOL визначає обмеження на викиди оксидів азоту (NO_x) для двигунів, встановлених на судах. Це має прямий вплив на конструкцію головних двигунів [5].

Залежно від номінальної швидкості двигуна та дати закладки кіля судна, середньозважений викид NO_x від двигуна не повинен перевищувати максимально допустиме значення, як зазначено відповідними кривими на рисунку 2.2.

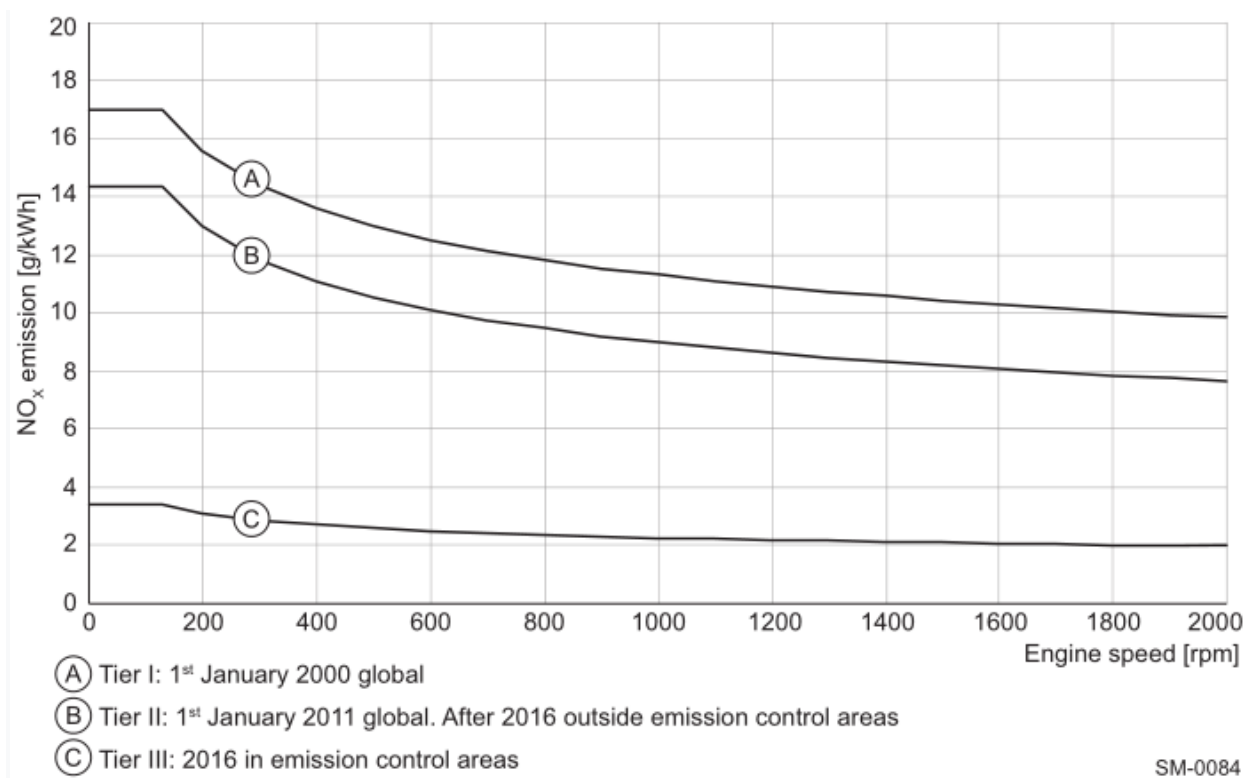


Рис. 2.2 – Максимально допустиме середнє значення викидів NO_x в залежності від швидкості двигуна

Правило 14 Додатку VI до MARPOL визначає обмеження викидів оксидів сірки SO_x . Такі обмеження спеціально визначені для визначених зон контролю

викидів (ЕСА), а також у всьому світі. Як показано на рисунку 2.3, обмеження ЕСА було поступово знижено з початкового значення 1,5% до 1,0% (2010 рік) і, нарешті, до 0,1% (2015 рік). Глобальне обмеження також було поступово знижено з початкового значення 3,5% (2012 рік) до 0,5% (2020 рік) [5].

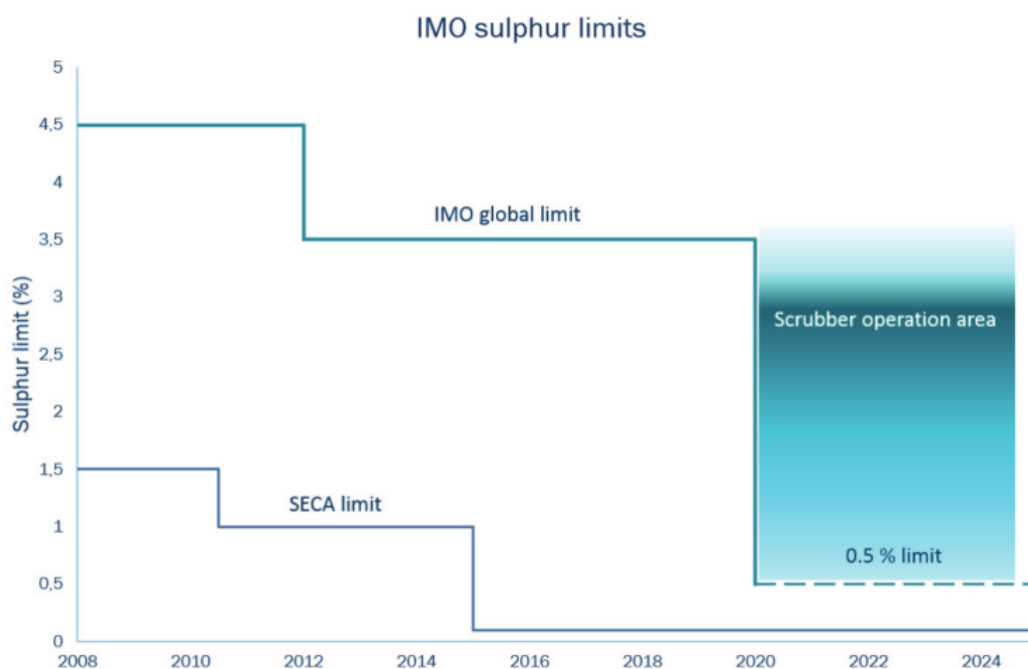


Рис. 2.3 – Ліміти вмісту сірки, введені ІМО відповідно до Додатку VI MARPOL

Загальні викиди SO_x пов'язані в основному з двома факторами. Першим фактором є вміст сірки в паливі, який має відповідати вимогам, викладеним у Правилі 18 Додатку VI MARPOL. Другий фактор – витрата палива.

Стратегія ІМО також передбачає скорочення викидів CO_2 для судноплавства щонайменше на 40% до 2030 року та подальше скорочення до 70% до 2050 року (порівняно зі значеннями 2008 року). Нові поправки до Додатку VI MARPOL набувають чинності 1 листопада 2022 року.

Нові заходи вимагатимуть від усіх суден розрахувати свій індекс енергоефективності існуючих суден (ЕЕХІ) і встановити свій щорічний робочий індикатор викиду вуглецю (СІІ) і рейтинг СІІ.

Для модернізації базового судна запропоновано встановлення нового головного двигуна фірми MAN B&W 6S50ME-C8.5. Габаритне креслення двигуна з турбокомпресорами на вихлопній стороні представлено на рисунку 2.4, а його габаритні розміри у таблиці 2.2.

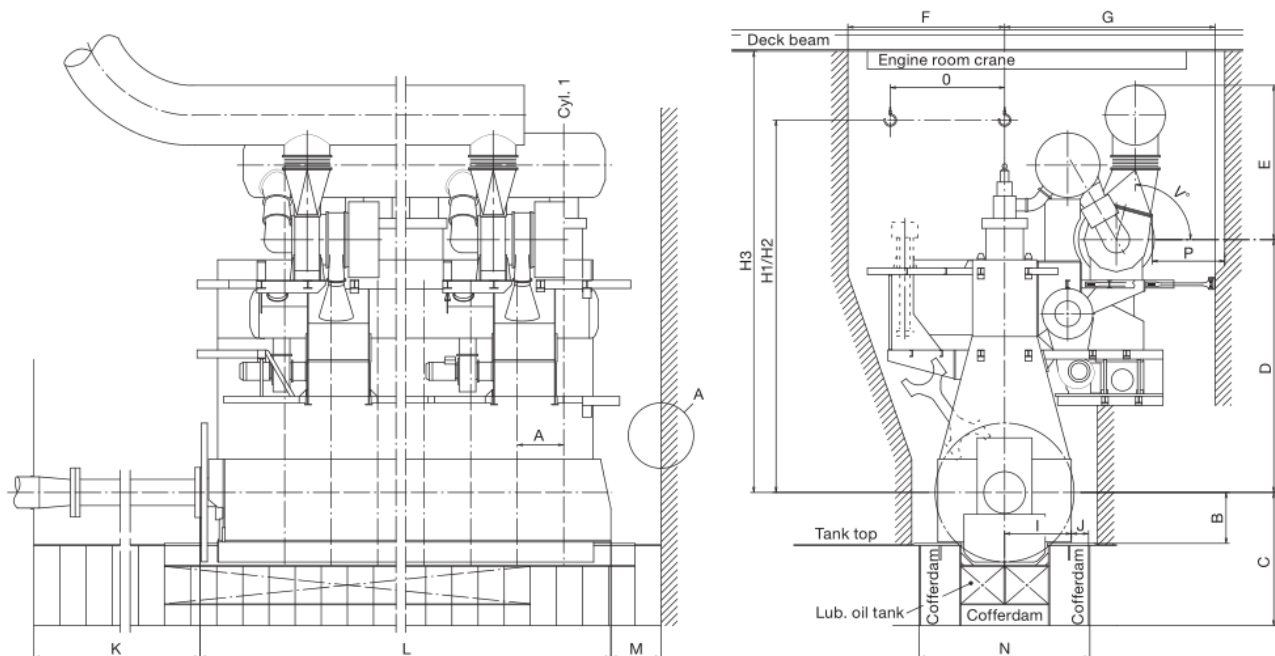


Рис. 2.4 – Габаритне креслення двигуна MAN B&W 6S50ME-C8.5 з турбокомпресорами на вихлопній стороні

Таблиця 2.2. Габаритні розміри двигуна MAN B&W *S50ME-C8.5 у мм

Кількість циліндрів	5	6	7	8	9
A	850				
B	1135				
C	3158	3198	3278	3308	3388
D з MAN Diesel TCA	5536	5536	5536	5961	5961
E з MAN Diesel TCA	3242	3342	3642	3887	3987
F	3175				
G з MAN Diesel TCA	4310	4310	4310	4580	4580
H1*	9000				
H2*	8475				
H3*	8250				
1	1575				
J	350				
K	Має дорівнювати або перевищувати карданний вал, якщо карданний вал втягується в машинне відділення				
L*	5924	6774	7624	8474	9324
M	≈800				
N	3816				
O	2150				
P	Дивіться креслення «Кран-балка для турбокомпресора»				
V	0°, 15°, 30°, 45°, 60°, 75°, 90°				

Ці розміри приведені для двигунів номінальної шкали R1 без системи підвищення ефективності та з допуском близько ± 10 мм. Приведені розміри є лише орієнтирними, вони застосовуються тільки для оцінки можливості застосування та при розробці проекту повинні бути уточнені у виробника.

Висоту, необхідну для демонтажу поршня, як показано на кресленні, можна зменшити за допомогою спеціальних інструментів та / або нахилоного підйому поршня.

Розміри галереї для обслуговування двигуна S50ME-C8 з турбокомпресором на стороні випуску наведено на рисунку 2.5.

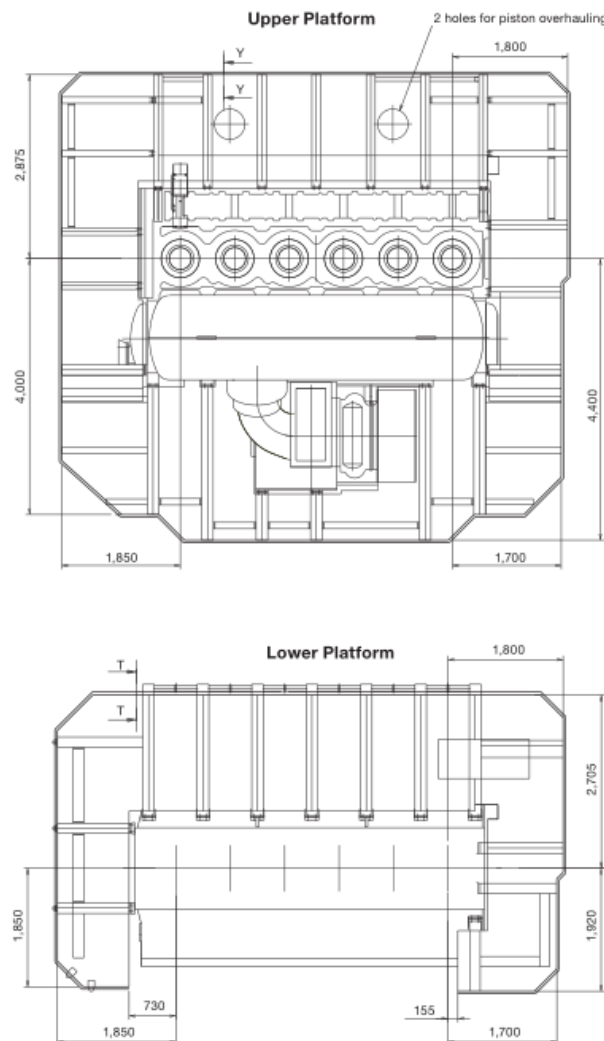


Рис. 2.5 – Розміри галереї для обслуговування двигуна S50ME-C8 з турбокомпресором на стороні випуску

Основні характеристики двигуна MAN B&W 6S50ME-C8.5 та його систем наведені у таблиці 2.3, залежність витрати палива і вихлопних газів, температури вихлопних газів від навантаження двигуна – на рисунку 2.6.

					MP.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		27

Таблиця 2.3 Характеристика двигуна MAN B&W 6S50ME-C8.5

Тип двигуна	дизельний
Кількість	один
Фірма-виробник	MAN B&W
Марка двигуна	6S50ME-C8.5
Ефективна потужність	9480 кВт
Частота обертання вала	125 об/хв
Діаметр поршня	500 мм
Турбокомпресор	1 × MAN TCT40-ML
Охолоджувач повітря	1 × 115 м³/год
Відповідність викидів NO _x двигуна	IMO Tier II
Відповідність викидів NO _x з системою SCR	IMO Tier III
Тип гвинта	фіксованого кроку
Система резервуарів	
Розширювальний бак для прісної води	1,0 м³
Основний луб. резервуар для зливу масла	12 м³
Луб. масловідділювач	2×1066 л/год
Сепаратор мазуту	1,350 л/год
HFO-нагрівач	74 кВт
Вихлопний газ та повітряний потік	
Вихлопний газ, масовий потік	63,7 т/год
Вихлопний газ, температура	237 °C
Щільність вихлопних газів	0,654 кг/м³
Очищення повітря, масовий потік	63 т/год
Система охолодження	
Центральний охолоджувач, тепловіддача	7970 кВт
SAC, тепловіддача	3200 кВт
Охолоджувач циліндра, тепловіддача	1300 кВт
Луб. охолоджувач масла, відведення тепла	780 кВт

					MP.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		28

Продовження таблиці 2.3

Запуск повітряної системи		
Кількість пусків	12	
Відн. вказана інерція вала (J-tot / J-Eng)	2,00	
Інерція двигуна (J-Eng)	155793 кгм²	
Повітряний компресор (30 бар)	2×390 м³	
Повітряний ресивер (30 бар)	2×4,5 м³	
Споживання олії		
Система споживання масла на циліндр і на добу	Мінімум 0,63...1,05 г/(кВт×год)	
Насоси		
Насоси	Подача	Тиск
Пальне, мазут	4,6 м³/год	6,0 бар
Подача мазуту	2,6 м³/год	4,0 бар
Сорочка, охолоджуюча вода	70 м³/год	3,0 бар
Мастило	200 м³/год	3,8 бар
Центральна прісна вода	315 м³/год	2,5 бар
Морська вода для центрального охолодження	390 м³/год	2,0 бар

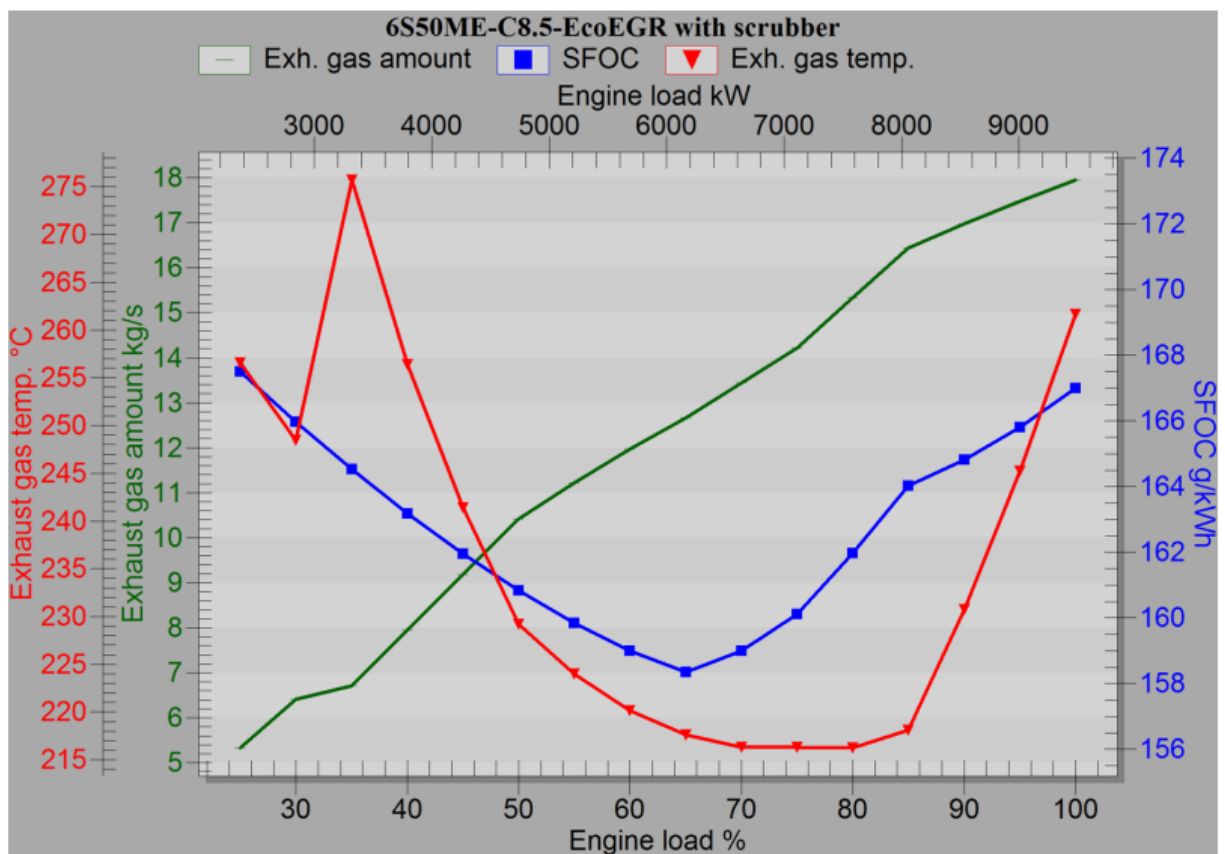


Рис. 2.6 – Витрата палива і вихлопних газів, температура вихлопних газів в залежності від навантаження двигуна [8].

2.3. Розрахунок елементів суднового валопроводу та вибір елементів суднової передачі

На балкері Dragon Sky застосована пряма передача потужності від головного двигуна на гвинт фіксованого кроку. Валопровід передає крутний момент до рушія (гвинта), сприймає упор, створений гребним гвинтом та передає його через головний упорний підшипник до корпусу судна, що забезпечує його рух. Встановлений гребний гвинт виготовлено зі сплаву нікелю, бронзи та алюмінію.

Гвинт спроектовано під частоту обертання 125 об/хв., що співпадає з частотою обертання колінчастого валу головного двигуна, тому на судні запроектована пряма передача від двигуна на гвинт.

Валопровід на судні складається з гребного вала, дейдвудного пристрою, проміжного вала, опорних підшипників. Загальна конструкція валопроводу та деяких його основних елементів представлена на рисунках 2.7, 2.8 та 2.9.

Вали з'єднуються між собою та з колінчастим валом двигуна за допомогою фланців та щільно пригнаних болтів. Проміжний вал виготовлений з вуглецевої сталі КМ-23 ($\sigma_b = 440$ МПа), гребний вал – зі сталі категорії міцності КМ-25 ($\sigma_b = 480$ МПа).

Для розрахунку діаметрів валів початковими даними є:

- експлуатаційна потужність ГД – $P = N_e^{ДЕМ} = 9480$ кВт;
- розрахункова частота обертання валів, $n = 125$ хв⁻¹.

Найменший допустимий діаметр проміжного валу розраховується за формулою:

$$d_{пр} = F * \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 100 \sqrt[3]{\frac{9480}{125}} = 424 \text{ мм},$$

де F – коефіцієнт, який для енергетичної установки з прямою передачею крутного моменту становить $F = 100$.

Враховуючи категорію льодового підсилення, найменший допустимий діаметр проміжного вала становить:

					МР.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
						30
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$d_{\text{пр}}^* = 1,08 * d_{\text{пр}} = 1,08 * 424 = 458 \text{ мм.}$$

Мінімальний допустимий діаметр гребного вала розраховується за формулою:

$$d_{\text{гр}} = 100 * k * \sqrt[3]{\frac{p}{n}} = 100 * 1,22 * \sqrt[3]{\frac{9480}{125}} = 517 \text{ мм,}$$

де $k = 1,22$ – це коефіцієнт для безпечної роботи з гребним гвинтом.

Враховуючи категорію льодового підсилення найменший допустимий діаметр гребного вала становить:

$$d_{\text{гр}}^* = 1,15d_{\text{гр}} = 1,15 \cdot 517 = 595 \text{ мм.}$$

За результатами розрахунків прийняті такі значення діаметрів валів:

- проміжного – 458 мм;
- гребного – 595 мм.

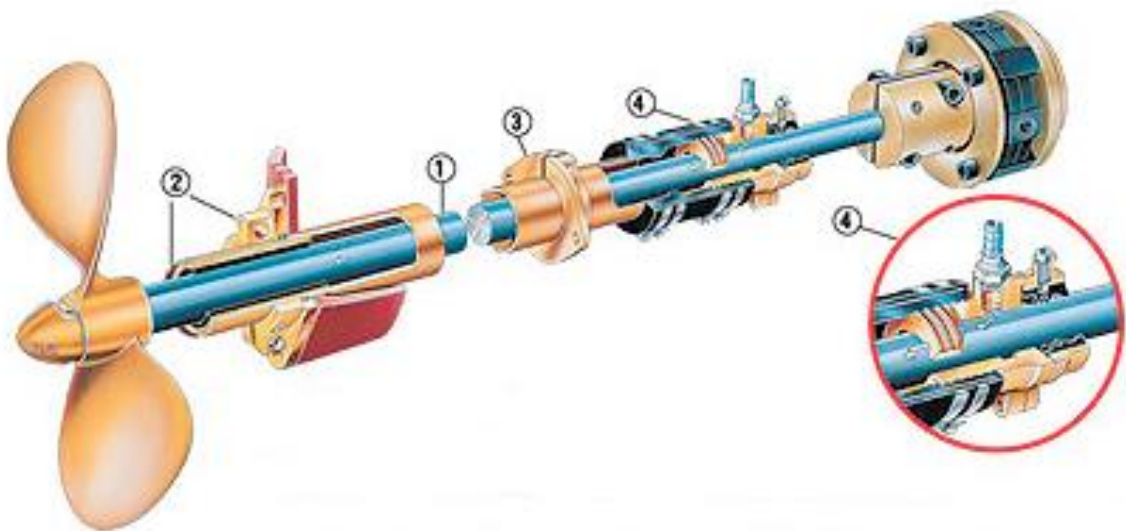


Рис. 2.7 – Конструкція валопроводу

1 – дейдвудна труба; 2 – зовнішній фланець; 3 – внутрішній фланець;
4 – внутрішній підшипник з подвійним сальником та подачею води

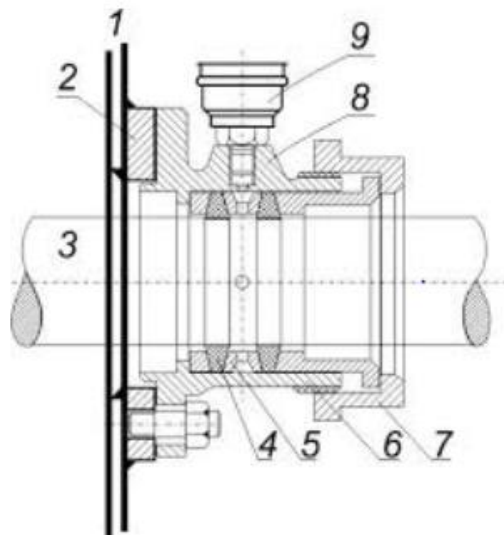


Рис. 2.8 – Конструкція перебирального сальника

1 – перебирання; 2 – наваріш; 3 – вал; 4 – сальникове набивання;
5 – бронзове кільце; 6 – натискна втулка; 7 – натискне кільце;
8 – корпус; 9 – маслянка



Рис. 2.9 – Загальний вигляд еластичної муфти

Застосована еластична муфта спеціально сконструйована для гасіння крутильних коливань та вібрації. Крутильні коливання виникають внаслідок нерівномірності роботи двигуна, особливо при низьких обертах. Вібрація, яка є наслідком крутильних коливань, в еластичній муфті ефективно усувається завдяки застосування гнучкій гумовій вставці. Цей спеціальний гумовий елемент зменшує шум, гарантує відсутність люфту та зменшує вібрацію при

передачі крутного моменту від двигуна до гребного гвинта. Це значно підвищує комфортні умови для екіпажа на борту судна.

Застосована пряма передача не здійснює перетворення частоти обертання головного двигуна та крутного моменту, що в купі з гвинтом фіксованого кроку не дозволяє пристосувати режими роботи головного двигуна до мінливих умов плавання. Ці особливості зумовлюють наступні недоліки такої передачі:

- відхилення частоти обертання головного двигуна від оптимальної для гвинта, що зменшує пропульсивний ККД $\eta_{пр}$. Наприклад, на великотоннажних суднах з прямою передачею частота обертання МОД може на 20...30 об/хв перевищувати оптимальне значення частоти обертання гвинта ($n_{гд} = 105...110$ при $n_{ворт} = 80...85 \text{ хв}^{-1}$), що знижує пропульсивний ККД $\eta_{пр}$ на 5...8%;

- при використанні МОД ГЕУ з прямою передачею мають місце несприятливі малогабаритні показники;

- виникають складності з приводом допоміжних механізмів від головного двигуна – валогенераторів, насосів та ін.

Перевагою прямої передачі крутного моменту на гвинт є:

- конструктивна простота, низька вартість та висока надійність такої передачі;

- високий ККД передачі, який становить 98...99 %, що частково компенсує зниження пропульсивного ККД при роботі поза зоною оптимальної частоти обертання гвинта;

- можливість роботи головного двигуна на дешевих високов'язких сортах палива;

- невелика витрата масла в головному двигуні;

- значно збільшений ресурс головного двигуна.

Потужні крейцкопфні малообертові двигуни зазвичай з'єднуються з валопровадами за допомогою жорстких фланцевих муфт. Установка пружних муфт в прямих передачах таких установок можлива за наступними причинами:

- головний двигун встановлено на амортизаторах;

					МР.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
						33
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- необхідно зменшити навантаження на елементи валопроводу та колінчастий вал двигуна, які виникають внаслідок деформації корпусу судна;
- для полегшення центрівці двигуна і валопроводу, збільшення допуску параметрів центрування;
- при необхідності частково демпфірувати крутильні коливання.

					МР.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		34

					МР.135.6211м.07.ПЗ.03			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент		Сваричевський Д.			Розробка теплової схеми СЕУ. Проектування енергетичних комплексів	Літ.	Аркуш	Аркушів
Керівник		Коробко В.В..						
Заф.каф.		Личко Б.М.						

3. Розробка теплової схеми СЕУ. Проектування енергетичних комплексів

3.1. Розробка та розрахунок теплової схеми та схеми утилізації скидної теплоти

Теплова схема представляє собою спрощену умовну модель суднової енергетичної установки, на якій представлені основні взаємозв'язки між основними її елементами, що забезпечують функціонування СЕУ та судна в цілому. Теплова схема може бути принциповою або розгорнутою, в залежності від її призначення у документації. Теплова схема модернізованої СЕУ базового судна представлена на рисунку 3.1.

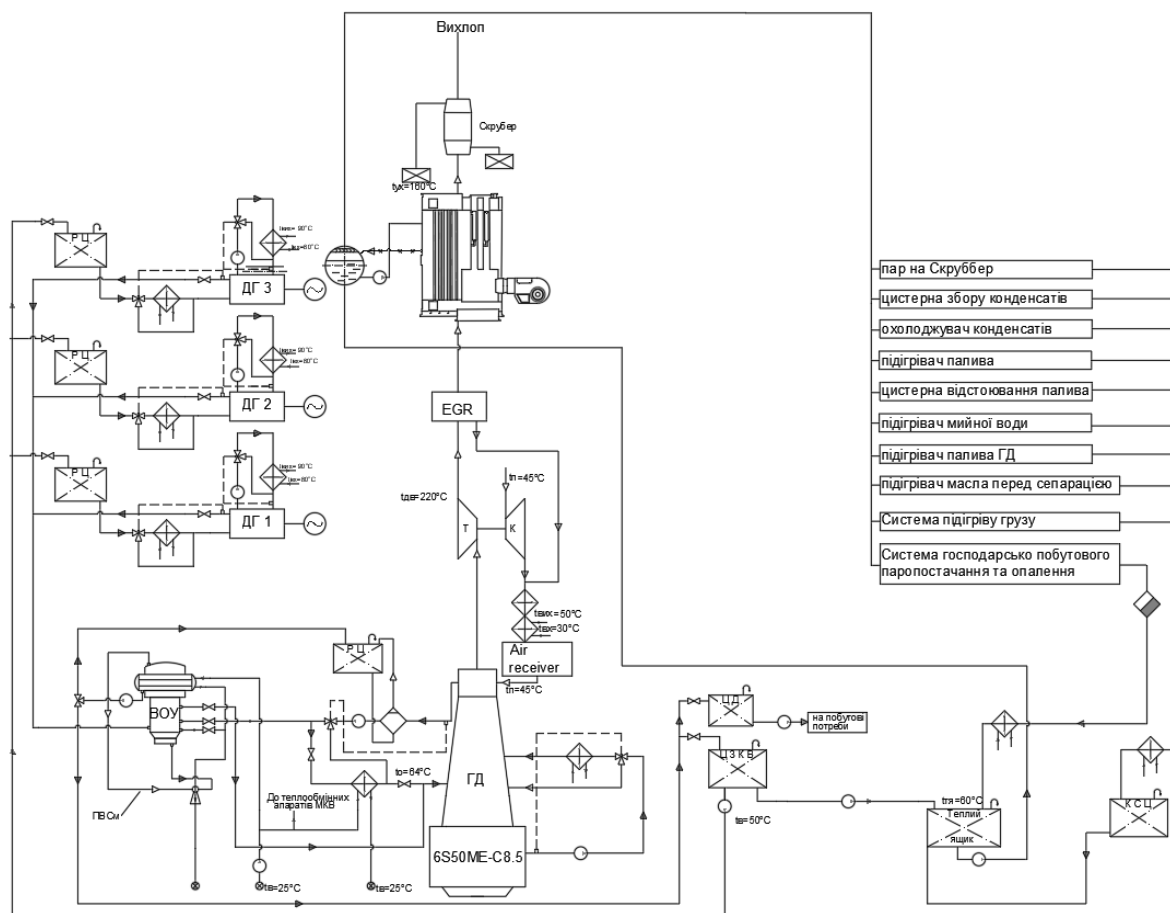


Рис. 3.1 – Теплова схема модернізованої СЕУ базового судна

До складу суднової енергетичної установки входить значна кількість механізмів, елементів, тощо, які функціонально пов'язані між собою. Це теплові двигуни, допоміжні та утилізаційні котли, насоси, компресори, теплообмінні апарати, електродвигуни, редуктори, арматура, трубопроводи, прилади для управління і сигналізації та інше.

Для модернізованої енергетичної установки судна в якості головного двигуна застосовуємо малообертовий дизель марки 6S50ME-C8.5. Для забезпечення вимог ІМО та МАРПОЛ на модернізованому судні встановлюється система рециркуляції вихлопних газів та скруббер.

Суднова електростанція комплектується трьома дизель-генераторами для виробництва достатньої кількості електроенергії на усіх режимах роботи судна.

Для задоволення потреб судових споживачів у водяний парі на судні застосована допоміжна парогенеруюча установка. На модернізованому судні застосовано один котел який може працювати, як у режимі допоміжного котла, так і як утилізаційний, відбирая теплову енергію від скидних газів ДВЗ.

Також до складу СЕУ включено опріснювальні установки для опріснення води з використанням забортної.

Функціонування елементів СЕУ і та взаємозв'язок між ними забезпечують різні системи. Основними системами СЕУ, що забезпечують її функціонування є: паливні системи двигунів, масляні системи двигунів, системи охолодження двигунів, системи подачі повітря для спалювання палива, пускова система стисненого повітря, а також на даному судні парова і конденсатна система.

До складу систем СЕУ входять: обладнання різного призначення (насоси, сепаратори, фільтри, теплообмінні апарати, шумоглушники тощо) арматура, контрольно-вимірювальні прилади, трубопроводи та інше різне устаткування.

Сумісна робота СЕУ та її систем забезпечується системою автоматичного управління та регулювання, а загальне управління СЕУ здійснюється вахтовим механіком з ЦПУ яке розташованого у машинному відділенні. На судах останніх років будівництва управління СЕУ можна здійснювати з ходової рубки.

Таким чином, усі структурні елементи СЕУ об'єднані в єдиний комплекс, що нерозривно пов'язаний з корпусом судна.

Розраховані потоки енергії для головного двигуна модернізованого судна при виконанні вимог Tier II та Tier III представлені у таблицях 3.1 та 3.2 відповідно, а теплові викиди з головного двигуна, в залежності від

					MP.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
						34
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

навантаження, при виконанні вимог Tier II та Tier III – на рисунках 3.2 та 3.3 відповідно.

Таблиця 3.1. Потоки енергії головного двигуна при виконанні вимог Tier II

%	Power	Q_{Σ}	$Q_{ух.г}$	$Q_{н.п.}$	Q_{EGR}	$Q_{пр.в.}$	Q_M
	кВт	кВт	кВт	кВт	кВт	кВт	кВт
100	9480	19230	3920	3200	1300	1140	680
95	9006	18140	3700	3030	1240	1100	650
90	8532	17080	3490	2860	1190	1060	630
85	8058	16060	3280	2690	1130	1020	600
80	7584	15070	3080	2340	1140	970	570
75	7110	14090	2881	2010	1130	930	550
70	6636	13150	2690	1780	1010	890	520
65	6162	12240	2500	1570	910	850	500
60	5688	11340	2320	1400	820	800	480
55	5214	10440	2130	1220	730	760	450
50	4740	9550	1950	1050	650	720	430
45	4266	8730	1790	800	650	680	400
40	3792	7710	1580	590	640	630	380
35	3318	6780	1390	400	600	590	360
30	2844	5850	1200	320	640	550	330

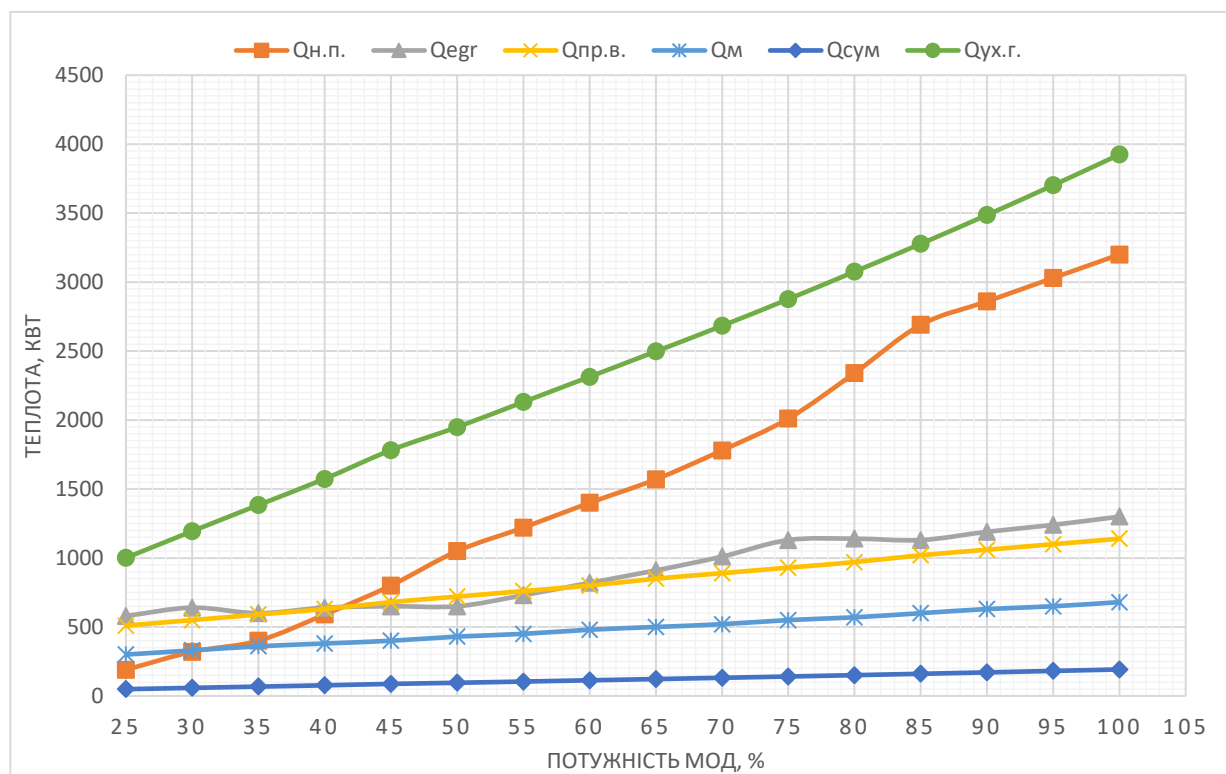


Рис. 3.2 – Теплові викиди з головного двигуна в залежності від навантаження при виконанні вимог Tier II

Таблиця 3.2. Потоки енергії головного двигуна при виконанні вимог Tier III

%	Power	Q_{Σ}	$Q_{ух.г}$	$Q_{н.п.}$	Q_{EGR}	$Q_{пр.в.}$	$Q_{м}$
	кВт	кВт	кВт	кВт	кВт	кВт	кВт
100	9480	19430	3970	2530	3190	1170	700
95	9006	18330	3750	2290	3030	1130	670
90	8532	17270	3530	2060	2870	1080	640
85	8058	16230	3320	1850	2720	1040	610
80	7584	15220	3110	1610	2700	1000	590
75	7110	14250	2910	1390	2650	950	560
70	6636	13290	2720	1220	2470	910	540
65	6162	12360	2530	1070	2300	870	510
60	5688	11460	2340	920	2130	820	490
55	5214	10550	2160	770	1950	780	460
50	4740	9610	1970	630	1760	840	440
45	4266	8730	1780	490	1590	690	410
40	3792	7790	1590	350	1420	650	390
35	3318	6860	1400	230	1420	610	360
30	2844	5910	1210	150	1240	560	340

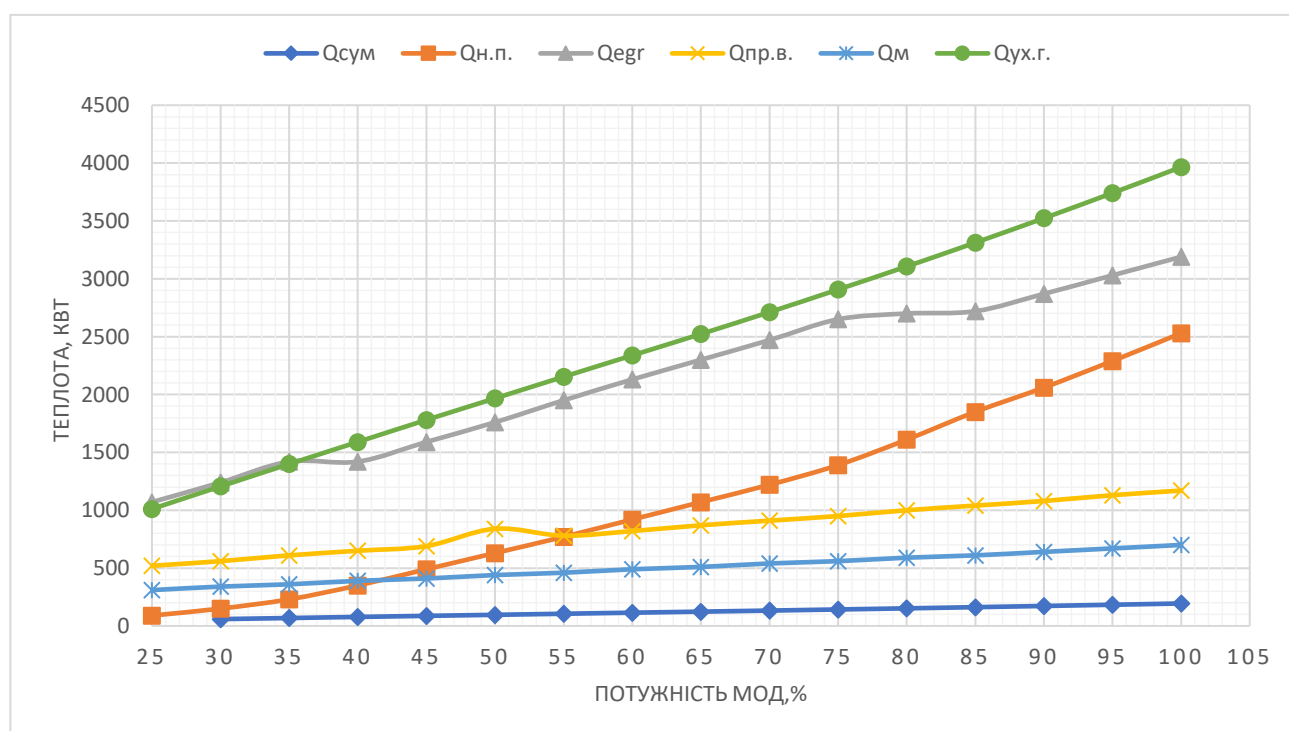


Рис. 3.3 – Теплові викиди з головного двигуна в залежності від навантаження при виконанні вимог Tier III

3.2. Вибір обладнання суднової електростанції

Основним джерелом електричної енергії на судні є суднова електростанція до складу якої входять три дизель-генератора. На ходовому режимі потреби судна в електричній енергії забезпечує один дизель-генератор. На стоянковому режимі судна, при виконання їм вантажних операцій, використовується два дизель-генератора.

Для задоволення потреб судна в електричній енергії в якості дизель-генераторів обираємо дизель-генератори потужністю 1720 кВт марки 6EY26LW, що виробляється фірмою Yanmar Co. Основні характеристики дизель-генераторів даної марки приведені у таблиці 3.3, а загальний вид на рисунку 3.4.

Контроль роботи дизель-генераторів, їх автоматичний запуск і розподіл виробленої електроенергії здійснюється за допомогою головного розподільчого щита (ГРЩ), який оснащено пристроями автоматизації електростанції та системою керування.



Рис 3.4 – Дизель-генератор 6EY26LW фірми Yanmar Co

У якості аварійного джерела електричної енергії передбачено застосування одного дизель-генератора потужністю 750 кВт марки 6EY18ALW, що також виробляється фірмою Yanmar Co. Він розташований у окремому приміщенні. Основні характеристики аварійного дизель-генератора даної марки приведені у таблиці 3.4, а загальний вид на рисунку 3.5.

					МР.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
						37
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Запуск аварійного дизель-генератора та приймання навантаження здійснюється автоматично, після втрати електроживлення від основного джерела електроенергії. Щит керування аварійного генератора розташований у безпосередньо у приміщенні аварійного дизель генератора.

Таблиця 3.3 Характеристика дизель-генераторів суднової електростанції

Марка	6EY26LW фірми Yanmar Co
Кількість циліндрів	$i = 6$
Електрична потужність	1720 кВт
Питома витрата палива	185 г / (кВт × год)
Отвір циліндру	260 мм
Хід поршня	385 мм
Швидкість	750 об / хв
Середній ефективний тиск	24 бар
Швидкість поршня	10,7 м / с
Маса	30600 кг



Рис 3.5 – Дизель-генератор 6EY18ALW фірми Yanmar Co

Таблиця 3.4 Характеристика аварійного дизель-генератора

Марка	6EY18ALW фірми Yanmar Co
Кількість циліндрів	i = 6
Електрична потужність	750 кВт
Питома витрата палива	185 г / (кВт × год)
Отвір циліндру	180 мм
Хід поршня	280 мм
Швидкість	1000 об / хв
Середній ефективний тиск	24 бар
Швидкість поршня	10,7 м / с
Маса	12100 кг

3.3. Вибір іншого комплектуючого обладнання СЕУ

На модернізованому судні застосована допоміжна парогенеруюча установка до складу якої входить один комбінований котел який може працювати, як у режимі допоміжного котла (в ньому на цьому режимі спалюється паливо), так і як утилізаційний, відбирая теплову енергію від скидних газів ДВЗ які спрямовуються крізь його теплообмінну поверхню. Для застосування обираємо котел GK фірми Miura CO. Ltd, загальний вид його приведено на рисунку 3.6, внутрішня конструкція на рисунку 3.7, а основні характеристики у таблиці 3.5.

Преваги застосування даного котла наступні:

- високий ККД котла, при використанні палива більш ніж 80 %;
- достатньо компактні розміри та низька маса котла;
- конструкція труб забезпечує тривалий термін служби;
- значний паровий простір забезпечує зменшення впливу навантаження;
- широка камера для потоку газів;
- вихід газу з боку пальника спрямований убік, що покращує технічне обслуговування, також, у разі несправностей роботу котла можна заглушити, а трубки легко замінити.

					MP.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		39



Рис. 3.6 – Комбінований котел фірми Miura CO. Ltd

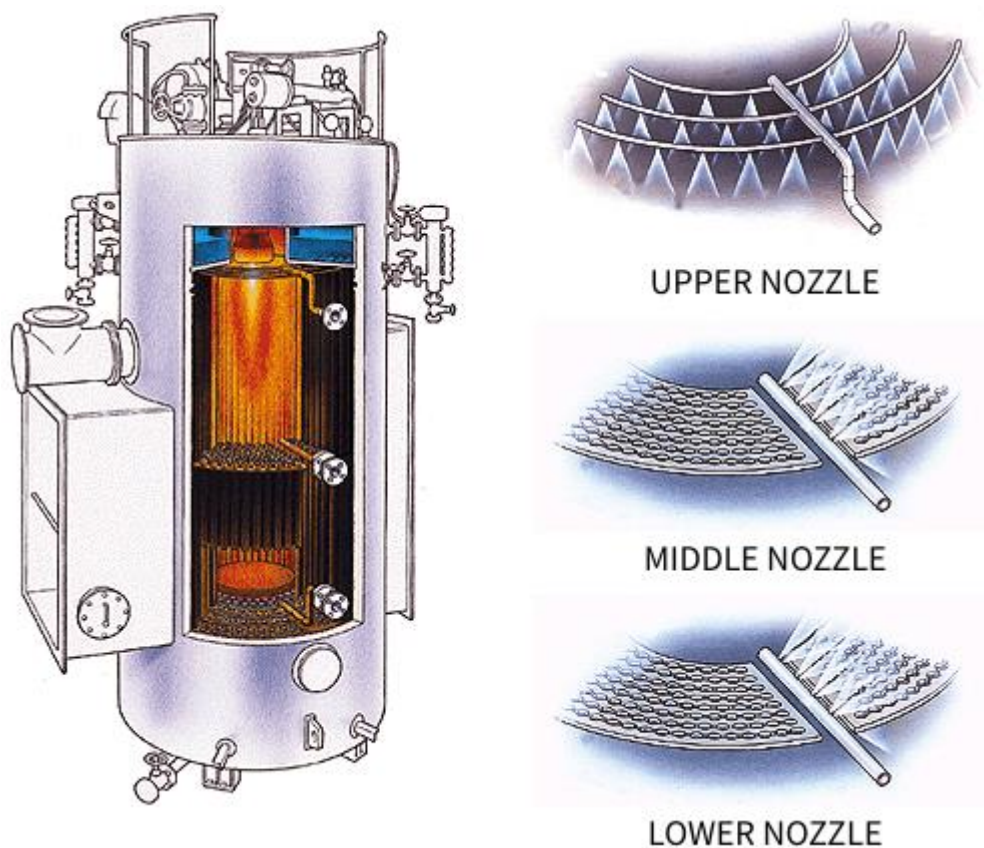


Рис. 3.7 – Внутрішня конструкція комбінованого котла фірми Miura CO. Ltd

					MP.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		40

Таблиця 3.5 Характеристика допоміжного котла GK фірми Miura CO. Ltd

Кількість на судні	i =2
Пара, що вироблюється	насичена
Тиск пари	1,6 МПа
Температура живленої води	58° С
Паропроодуктивність при спалюванні палива	500~1500 кг/год
Паропроодуктивність при утилізації теплоти відхідних газів ДВЗ	400~1400 кг/год

Для опріснення води з використанням заборотної до складу СЕУ включено опріснювальну установку фірми Wärtsilä SSD 2-4.

Це генератор прісної води для одноразового знесолення, який, для зменшення солевмісту та видалення інших домішок з морської води і перетворення її у питну воду, використовує процес вакуумної дистиляції. Завдяки малої витрати морської води опріснювальна установка Wärtsilä SSD 2-4 споживає малу кількість електроенергії у порівнянні з іншими установками.

Робота опріснювальної установки здійснюється з використанням процесу вакуумної дистиляції. Це дозволяє для випаровування морської води використовувати скидне низькотемпературне тепло з системи охолодження головного дизельного двигуна або з інших джерел теплової енергії. Залежність продуктивності опріснювальної установки Wärtsilä SSD 2-4 від температури води, яка використовується для нагрівання морської води, представлена на рисунку 3.8, загальний вигляд опріснювальної установки Wärtsilä SSD 2-4 на рисунку 3.9, а основні характеристики – у таблиці 3.6.

Таблиця 3.6. Характеристика опріснювальної установки Wärtsilä SSD 2-4

Кількість на судні	i=1
Тип установки	Одноступенева
Продуктивність	18...35 т/добу
Температура живильної води	70...90 °С
Питоме споживання теплової енергії	740 кВт×год/т
Питоме споживання електроенергії	8,5 кВт×год/т
Габаритні розміри	1260 x 960 x 1680 мм
Маса	750 кг

					MP.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		41

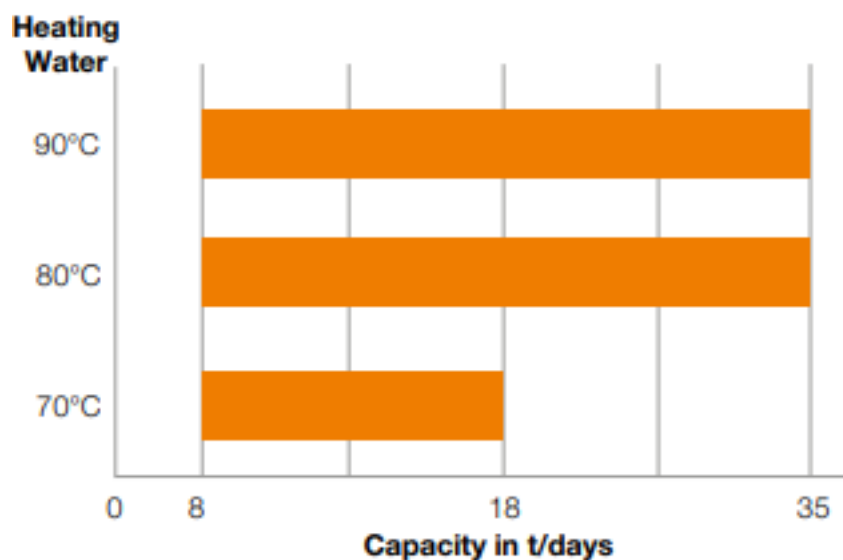


Рис. 3.8 – Продуктивність опріснювальної установки Wärtsilä SSD 2-4 в залежності від температури яка використовуються для нагрівання морської води



Рис. 3.9 – Загальний вигляд опріснювальної установки Wärtsilä SSD 2-4

					МР.135.6211м.07.ПЗ.04							
					Визначення основних параметрів систем СЕУ				Літ.	Аркуш	Аркушів	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								
Студент		Сваричевський Д.										
Керівник		Коробко В.В..										
Заф.каф.		Личко Б.М.										

4. Визначення основних параметрів систем СЕУ

4.1. Розробка принципової схеми паливної системи

З застосуванням на судні нового головного двигуна MAN B&W 6S50ME-C8.5 модернізується також паливна система яка буде дозволяти використовувати як дизельне пальне, так і важкі види палива. Загальна схема паливної системи представлена на рисунку 4.1.

З витратного паливного баку паливо надходить до насосів з електроприводом які у трубопроводах низького тиску системи циркуляції палива та перед циркуляційними насосами підтримують його тиск приблизно 0,4 МПа. Це дозволяє запобігти випаровуванню палива у вентиляційній камері та трубопроводах в межах температур до яких паливо попередньо підігріто.

Вентиляційна камера обладнана автоматичним деаераційним клапаном, який випускає з камери усі гази, що можуть туди потрапити або утворюються при нагріванні палива, але не пропускає паливо. Цей деаераційний клапан з'єднано з витратним паливним баком газопроводом, в наслідок чого гази з вентиляційної камери надходять до паливного баку.

Для забезпечення постійного заповнення трубопроводів низького тиску системи циркуляції палива, подавання насоса до трубопроводів низького тиску вище, ніж кількість палива, що споживає дизельний двигун. Надлишки важкого палива рециркулюють з трубопроводів низького тиску до витратного паливного баку через вентиляційну камеру.

З трубопроводів низького тиску паливної системи циркуляційними насосами з електричним приводом важке паливо спрямовується через підігрівач і повнострумовий фільтр до двигуна. Повнострумовий фільтр безпосередньо розташовано перед входом у двигун.

Упорскування палива здійснюється електронно-керованим підсилювачем тиску, який розташований на блоці гідравлічних циліндрів (HCU), по одному на кожний циліндр. Цей блок також містить повідню для електронної активації випускного клапана.

					MP.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
						43
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Блоки керування циліндрами (CCU) системи управління двигуном розраховують час упорскування палива та спрацьовування випускного клапана.

Для підтримання постійного тиску палива перед паливними насосами високого тиску, без залежності від навантаження двигуна, у системі подачі важкого палива на двигуні встановлено пружний переливний клапан, який надлишки палива спрямовує до витратної паливної цистерни.

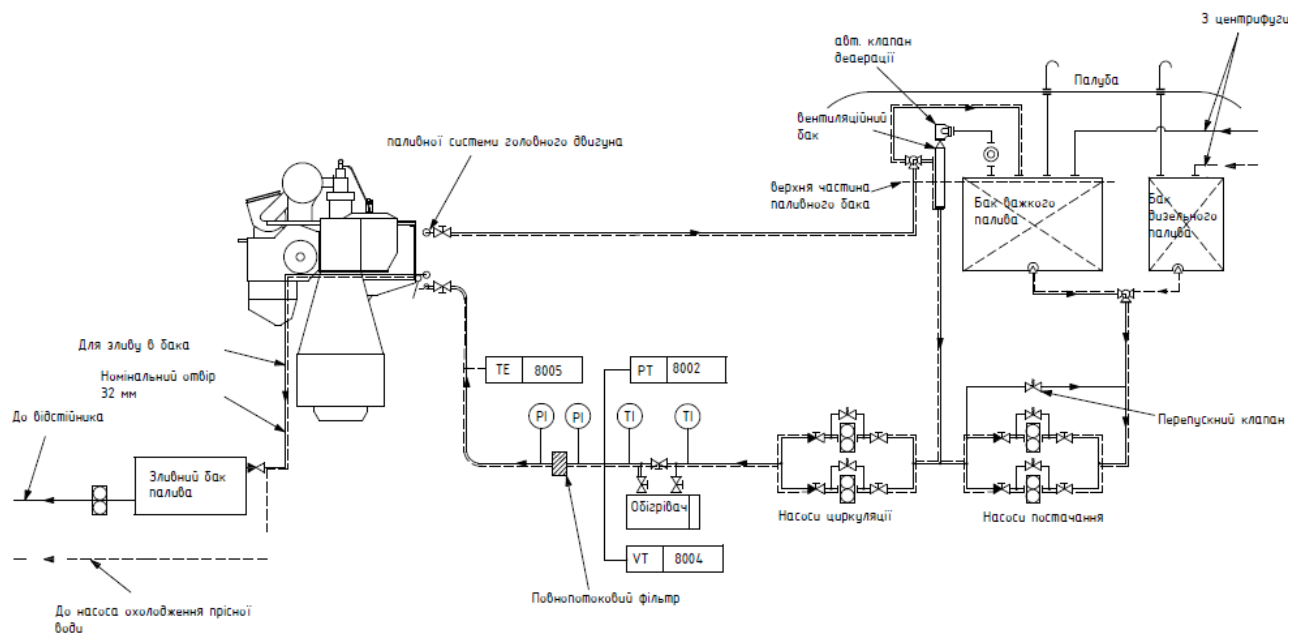


Рис. 4.1 – Система подавання палива до двигуна MAN B&W 6S50ME-C8.5

При зупинці двигуна, циркуляційний насос буде продовжувати перекачувати нагріте важке паливо через мазутну систему на двигуні. Таким чином паливні насоси зберігаються нагрітими, а паливні клапани і трубопроводи деаерованими. Ця автоматична циркуляція попередньо нагрітого палива під час зупинки двигуна є нашою важливою вимогою.

Якщо ця вимога не буде виконана, то може виникнути ризик того, що дизельне паливо і важкі види палива можуть утворити несумісні суміші при заміні палива або, при експлуатації судна в районах з обмеженнями на вміст сірки в паливі, ці обмеження можуть бути перевищені.

Якщо знадобитися перехід на дизельне паливо, то це може бути зроблено у будь-який час, навіть коли двигун не працює. Необхідність у такому переході

може виникнути, якщо судно буде перебувати в бездіяльності протягом тривалого періоду часу з холодним двигуном.

Зовнішній перепускний клапан палива який встановлено на вентиляційній камері повинен бути відрегульований на тиск до 0,4 МПа. Перепускні клапани, що встановлені на насосах, що підтримують тиск у трубопроводах низького тиску, повинні бути відрегульовані на тиск до 0,5 МПа. Труби які з'єднують резервуари палива і насоси, що підтримують тиск у трубопроводах низького тиску, повинні мати як мінімум на 50 % більшу прохідну площу, ніж труби між цими насосами і циркуляційними насосами.

В залежності від прокладання трубопроводу палива може знадобиться встановлення компенсатора безпосередньо перед двигуном, якщо конструкція трубопроводу не забезпечує самокомпенсацію.

4.2. Система змащування й охолодження масла

Схема системи змащування й охолодження масла двигуна MAN B&W 6S50ME-C8.5 представлена на рисунку 4.2. Масло за допомогою головного мастильного насоса подається з нижнього бака до охолоджувача масла, термостатичного клапана і через повнострумовий фільтр до вхідного отвору двигуна. Масло змащує корінні підшипники, опорний підшипник, гаситель осьових коливань, підшипники хрестовини, підшипники шатуна, надходить у систему охолодження поршня. Масло також подається до блоку гідравлічного живлення, а також до компенсатора моменту та гасника крутильних коливань.

З двигуна олива стікає в масляний піддон, звідки зливається в нижній бак. Відповідно до вимог класу, під баком для масла повинен бути розміщений кофердам.

Картер двигуна вентильється за допомогою труби, яка тягнеться безпосередньо до палуби. Ця труба має дренажну систему, так що масло, яке конденсується в трубі, може бути спрямоване в дренажний бак. Дренажі з опорної плити двигуна встановлені з обох боків.

					MP.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		45

Для зовнішніх труб системи змащення рекомендована максимальна швидкість масла 1,8 м/с.

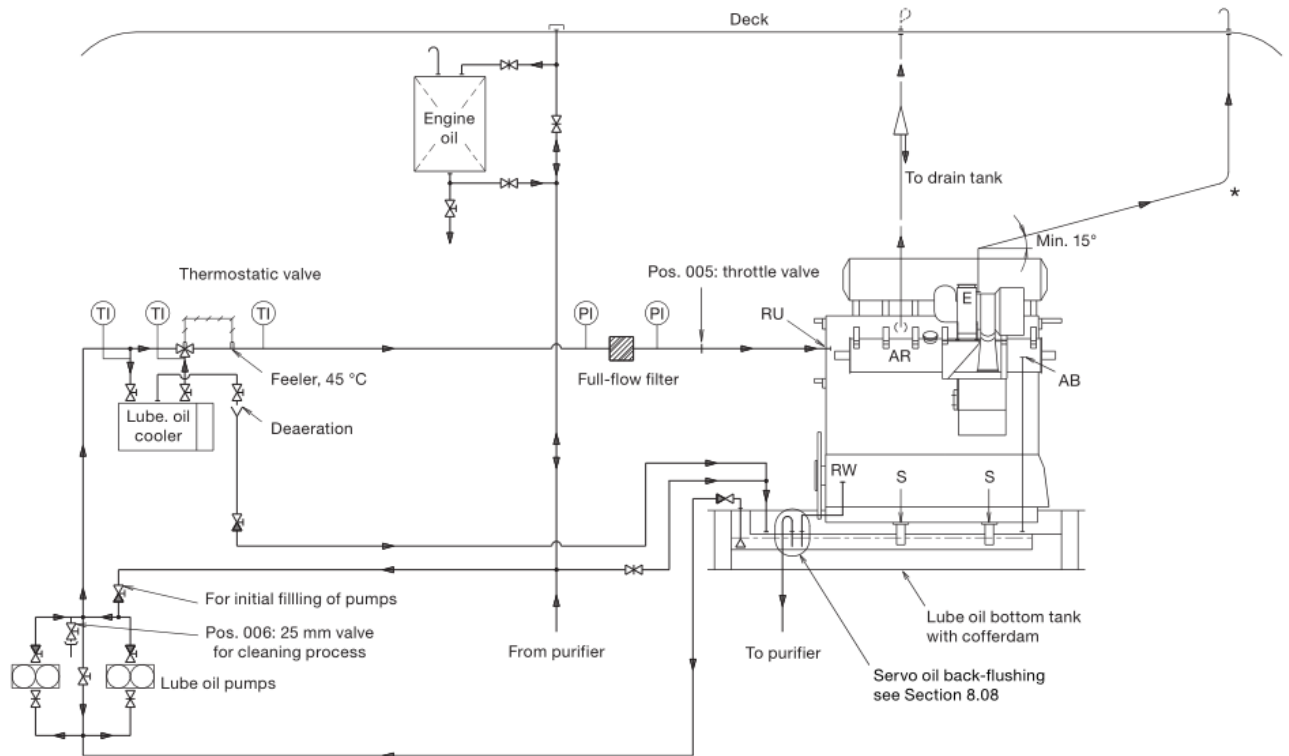


Рис. 4.2 – Система змащування й охолодження масла двигуна MAN B&W 6S50ME-C8.5

Турбокомпресори з підшипниками ковзання зазвичай змащуються від основної системи двигуна.

Всередині двигуна до системи змащення підключено блок гідравлічного живлення (HPS), який постачає гідравлічне масло до блоків гідроциліндрів (HCU).

Для машинних приміщень без нагляду (UMS) слід використовувати автоматичні центрифуги з повним або частковим очищенням. Центрифуги для ручного очищення можна використовувати лише для машинних приміщень з обслуговуванням (AMS).

Номінальна потужність центрифуги повинна відповідати рекомендаціям постачальника для мастила, виходячи з цифри: 0,136 літра/(кВт×год).

Масляний насос може бути поршневого або відцентрового типу:

- в'язкість масла, специфікаційна – 75 сСт при 50 °С;
- в'язкість масла – максимум 400 сСт;

- тиск подавання насоса – 4,0 бар;
- макс. робоча температура – 70 °С.

Пропускна здатність насосу повинна бути в межах від 100 до 112% від необхідної пропускної здатності. Напір насоса базується на сумарному перепаді тиску на охолоджувачі та фільтрі максимум 1 бар.

Байпасний клапан, показаний на схемі між головними мастильними насосами, можна не використовувати у випадках, коли насоси мають вбудований байпас або використовуються відцентрові насоси.

Охолоджувач масла має бути кожухотрубного типу, виготовленого зі стійкого до морської води матеріалу, або теплообмінника пластинчастого типу з пластинчастим матеріалом із титану, якщо прісна вода не використовується в центральній водяній системі охолодження.

Охолоджувач масла проектується на наступні параметри:

- в'язкість мастила, специфікаційна – 75 сСт при 50 °С;
- температура мастила, на виході з охолоджувача – 45 °С
- робочий тиск на стороні масла – 4,0 бар;
- падіння тиску на стороні масла – максимум 0,5 бар;
- температура охолоджувальної води на вході:

морська вода – 32 °С,

прісна вода – 36 °С;

- падіння тиску на стороні води – максимум 0,2 бар.

Подавання масла повинно бути в діапазоні від 100 до 112 % від необхідної, подавання охолоджувальної води має бути в діапазоні від 100 до 110% від необхідної.

Щоб забезпечити правильну роботу охолоджувача масла, ми рекомендуємо регулювати температуру морської води таким чином, щоб вона не була нижче 10 °С. Перепад тиску може бути більшим, залежно від фактичної конструкції охолоджувача.

Повнострумовий фільтр повинен бути розташований якомога ближче до головного двигуна. Якщо встановлено подвійний фільтр (дуплекс), він повинен

					MP.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
						47
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

мати достатню пропускну здатність, щоб забезпечити протікання зазначеної повної кількості масла через кожну сторону фільтра при заданій робочій температурі з перепадом тиску на фільтрі максимум 0,2 бар (чистий фільтр).

Якщо встановлено фільтр із системою зворотного промивання, слід звернути увагу на наступне:

- необхідна витрата масла, повинна бути збільшена на кількість масла, що використовується для зворотного промивання, щоб під час очищення можна було підтримувати тиск масла на вході в головний двигун;

- якщо встановлено фільтр з автоматичним очищенням, слід мати на увазі, що для активації процесу очищення фільтри певних марок вимагають вищого тиску масла на вході у фільтр, ніж указаний необхідний тиск насоса для масла двигуна, тому потужність насоса також повинна бути достатньою для цієї мети.

4.3. Система очищення палива

4.3.1. Вибір комплектуючого обладнання

Для застосування у системі очищення палива не рекомендовано до застосування центрифуги із ручним очищенням ні для машинних відділень з обслуговуванням (AMS), ні для машинних відділень без нагляду (UMS). Центрифуги повинні самоочищатися, з повним або частковим розвантаженням.

Рекомендовані наступні виробники спеціальних типів центрифуг, наприклад:

- Alfa Laval – Alcap;
- Westfalia – Unitrol;
- Mitsubishi – E-Hidens II;

Центрифуга для обраного двигуна повинна бути здатна обробляти приблизно таку кількість масла: 0,23 літра/(кВт×год). Ця цифра включає запас на:

- вміст води у важкому паливі;
- можливий шлам, золу та інші домішки у важкому паливі;

					MP.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		48

– підвищене споживання пального у зв'язку з умовами, відмінними від умов стандарту ISO;

– витрати для чищення та обслуговування.

Розмір центрифуги слід вибирати відповідно до таблиці постачальника, яка діє для обраної в'язкості важкого палива. Зазвичай для важкого палива (HFO) встановлюють дві центрифуги, кожна з яких має достатню потужність для виконання наведених вище рекомендацій.

Центрифуга для суднового дизельного палива (MDO) не є обов'язковою. Однак MAN Diesel рекомендує, щоб принаймні один із очищувачів HFO також міг обробляти MDO.

Для встановлення на судно обрано сепаратор нового типу фірми Alfa Laval S 938 спеціально призначений для важкого палива з технологією його обробки Alcar. Загальний вигляд сепаратору представлено на рисунку 4.3, технічні характеристики – таблиці 4.1 [2].

Таблиця 4.1. Технічні характеристики сепаратора Alfa Laval S 938

Сертифікована витрата (CFR), л/год для HFO 380 cСт/50 °C	3400
Діапазон температур подавання	0...100 °C
Необхідний тиск подавання	0...200 кПа (29 фунтів на кв.дюйм)
Розміри	1750 x 850 x 1195 мм
Маса	585 кг
Рекомендований тиск води	Мінімум 2 бар, максимум 8 бар

У розробленому компанією рішенні Alcar межа щільності палив для нових сепараторів була збільшена до 1010 кг/м³, а межа в'язкості була встановлена на рівні 700 cСт.

Усередині сепаратора барабан обертається дуже швидко, використовуючи для роботи відцентрову силу. При використанні звичайних технологій для очищення у палива барабан поміщається гравітаційний диск, що служить кордоном між паливом і водою. Коли барабан обертається, сепаратор безперервно скидає воду. Гравітаційний диск повинен відповідати щільності та в'язкості палива, але більш важкі види палива становлять певну проблему і звичайні сепаратори обмежені щільністю до 991 кг/м³ при 15 °C. Отже, у

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

MP.135.6211м.07.ПЗ

Аркуш

49

звичайному пристрою очищувач зазвичай встановлюється після другого сепаратора, призначеного для освітлення палива [2].



Рис. 4.3 – Сепаратор Alfa Laval S 938

При використанні технології Alcar у гравітаційному диску більше немає необхідності, а сепаратор здатний обробляти більш щільні види палива (до 1010 кг/м^3 при 15°C) з більшим ступенем в'язкості. Диски призначені для роботи з більшим діапазоном видів палива без додаткового регулювання. При роботі сепаратори цього типу використовуються як освітлювачі, але при необхідності автоматично контролюють вміст води та зливають її через випускний клапан. Сепаратори на основі технології Alcar також більш енергоефективні, ніж звичайні розробки.

					MP.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		50

Alсар є єдиною технологією сепарації на сучасному ринку, яка дозволяє безперервно вимірювати вміст води в чистому паливі на виході з сепаратора. На основі цього вимірювання автоматично регулюється поверхня поділу паливо/вода в барабані сепаратора. Це дозволяє сепарувати різні види палива щільністю до 1010 кг/м³ не змінюючи гравітаційні диски, як це потрібно у разі використання звичайних сепараторів.

Втрати палива при застосуванні технології Alсар незначні. Це відбувається через те, що в момент прострілу подача палива перекривається та паливо витісняється водою з барабана сепаратора.

4.3.2. Визначення запасів робочих речовин

Головний двигун, допоміжний дизель-генератор та допоміжний котел споживають за 1 добу 44,0 тон палива.

Таблиця 4.2 Вихідні дані до розрахунку паливної системи СЕУ

Характеристика	Числове значення
Кількість головних двигунів $i_{ГД}$	1
Тип і марка головного двигуна	MAN B&W 6S50ME-C8.5
Ефективні потужність ГД $N_e^{ГД}$, кВт	9480
Питома ефективна витрата палива ГД $g_e^{ГД}$, кг/(кВт×год)	0,171
Кількість дизель-генераторів n	3
Тип і фірмова марка ДД (допоміжних дизель-генераторів)	Yanmar Co
Ефективні потужність ДД $N_e^{ДД}$, кВт	800
Питома ефективна витрата палива ДД $g_e^{ДД}$, кг/(кВт×год)	0,185
Кількість ДД, що працюють на ходу n_x	1
Продовження табл. 4.2	
Кількість ДД, що працюють на стоянці з вантажними операціями n_{BO}	2
Кількість ДД, що працюють на стоянці без вантажних операцій $n_{БВО}$	1
Кількість допоміжних котлів (ДК) k	2
Тип і марка допоміжних котлів	Miura CO. Ltd

					MP.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		51

Паропродуктивність ДК $D^{ДК}$, т/год,	1
тиск пари $p_s^{ДК}$, МПа,	1,6
температура $T_s^{ДК}$, К	350
Витрата палива ДК $G_{ПАЛ}^{ДК}$, кг/год	63
Кількість ДК, що працюють на ходу k_x	1
Кількість ДК, що працюють на стоянці з вантажними операціями k_{BO}	2
Кількість ДК, що працюють на стоянці без вантажних операцій $k_{БВО}$	1
Теплоємність важкого палива $c_{ВП} = 1,68...2,1 \text{ кДж} / \text{кг} \cdot \text{К}$	1,8
Час рейсу T_p , годин	24+6+5

Годинна витрата важкого палива головним двигуном $G_{ПАЛ}^{ГД}$, кг/год:

$$G_{ПАЛ}^{ГД} = g_e^{ГД} * N_e^{ГД} = 0,171 * 9480 = 1621$$

Витрата важкого палива головним двигуном за рейс $B_{ПАЛ}^{ГД}$, т:

$$B_{ПАЛ}^{ГД} = i * \phi * G_{ПАЛ}^{ГД} * T_p * 24 * 10^{-3} = 1 * 0,87 * 1621 * 24 * 24 * 10^{-3} = 812,4$$

де $\phi = 0,86...0,90$ – коефіцієнт, що враховує роботу ГД на важкому паливі.

Годинна витрата палива допоміжним двигуном $G_{ПАЛ}^{ДД}$, кг/год:

$$G_{ПАЛ}^{ДД} = g_e^{ДД} * N_e^{ДД} = 0,185 * 800 = 148.$$

Витрата важкого палива допоміжними двигунами $B_{ПАЛ}^{ДД}$, т:

$$B_{ПАЛ}^{ДД} = G_{ПАЛ}^{ДД} * (n_x * T_p + n_{BO} * T_{СТ}^{BO} + n_{БВО} * T_{СТ}^{БВО}) =$$

$$= 24 * 10^{-3} * 148 * (1 * 24 + 2 * 6 + 1 * 5) = 145,6$$

Витратаважкого палива допоміжними котлами $B_{ПАЛ}^{ДК}$, т:

$$B_{ПАЛ}^{ДК} = G_{ПАЛ}^{ДК} * (k_x * T_p * k_{BO} * T_{СТ}^{BO} + n_{БВО} * T_{СТ}^{БВО}) =$$

$$= 24 * 10^{-3} * 63 * (1 * 24 + 2 * 6 + 1 * 5) = 62,0$$

4.1.6. Загальна витрата важкого палива на СЕУ, т:

$$B_{ВПАЛ} = B_{ПАЛ}^{ГД} + B_{ПАЛ}^{ДД} + B_{ПАЛ}^{ДК} = 812,4 + 145,6 + 62,0 = 1020.$$

На судні наявні цистерни запасу важкого палива на 3160 м³.

					МР.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		52

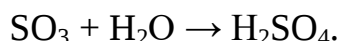
4.4. Системи очищення скидних газів ГД

4.4.1. Скруберна система для зменшення викидів SO_x

Викиди SO_x можна зменшити шляхом використання палива з низьким вмістом сірки, що робить паливо дорожчим. Альтернативним рішенням є використання так званих скрубєрів, які можна використовувати для промивання вихлопних газів головного двигуна. Викиди сірки при цьому можна скоротити на 98%, тобто до такого рівня, як при використанні мазуту з низьким вмістом сірки. Скрубєри можуть використовувати як прісну воду, змішану з каустичною содою (NaOH), так і морську воду в процесі промивання газів. Скрубєри можуть зменшити викиди SO_x і твердих частинок з незначним збільшенням споживання палива для виробництва електроенергії, головним чином для роботи насосів для циркуляції води (приблизно 3 % за даними фірми Альфа Лаваль).

Для очищення відхідних газів енергетичних установок, які містять оксиди сірки, використовуються вологі скрубєри. Процес очищення в них відбувається наступним чином. Відхідні гази надходять до скрубєру і рухаються в ньому з низу до верху. У верхню частину скрубєра подається вода, яка впорскується в потік відпрацьованих газів, рухається у протихід їм до дна скрубєра та зливається зі скрубєра.

Очищення відхідних газів від оксидів сірки у вологому скрубєрі відбувається завдяки їх реакції з водою з утворенням сірчаної кислоти:



Утворена сірчана кислота розчинена у воді та з нею видаляється зі скрубєра.

Розрізняють два основних типи систем вологого очищення у скрубєрах – відкриту та закриту. У відкритій системі вода після скрубєра скидається у навколишнє середовище без нейтралізації або з частковою нейтралізацією розчищеною сірчаною кислотою та фільтрацією від твердих частинок. У закритій системі вода після скрубєра не скидається, а нейтралізується, фільтрується та знову подається у скрубєр.

					MP.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
						53
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

При застосуванні відкритої системи на суднах для вологого очищення використовують забортну морську воду, як показано на рисунку 4.4. Вода береться безпосередньо з моря і насосом подається в скруббер, де розпилюються. Після проходження скруббера, вода скидається в море частіше без ніякої подальшої обробки. Умови скидання такої води встановлені нормативами ІМО.

Якщо застосування відкритої системи неможливе, то використовують замкнуту систему (дивись рисунок 4.5). В цьому випадку застосовується для вологого очищення прісна вода.

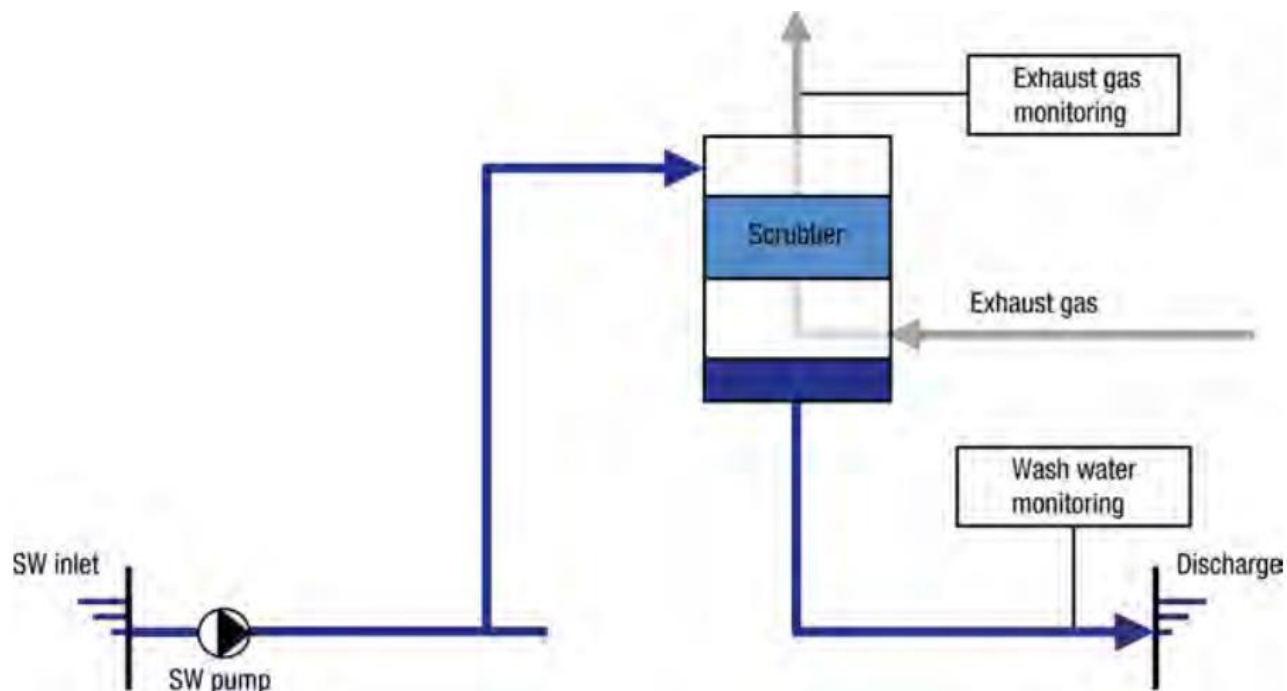


Рис. 4.4 – Відкрита скруберна система

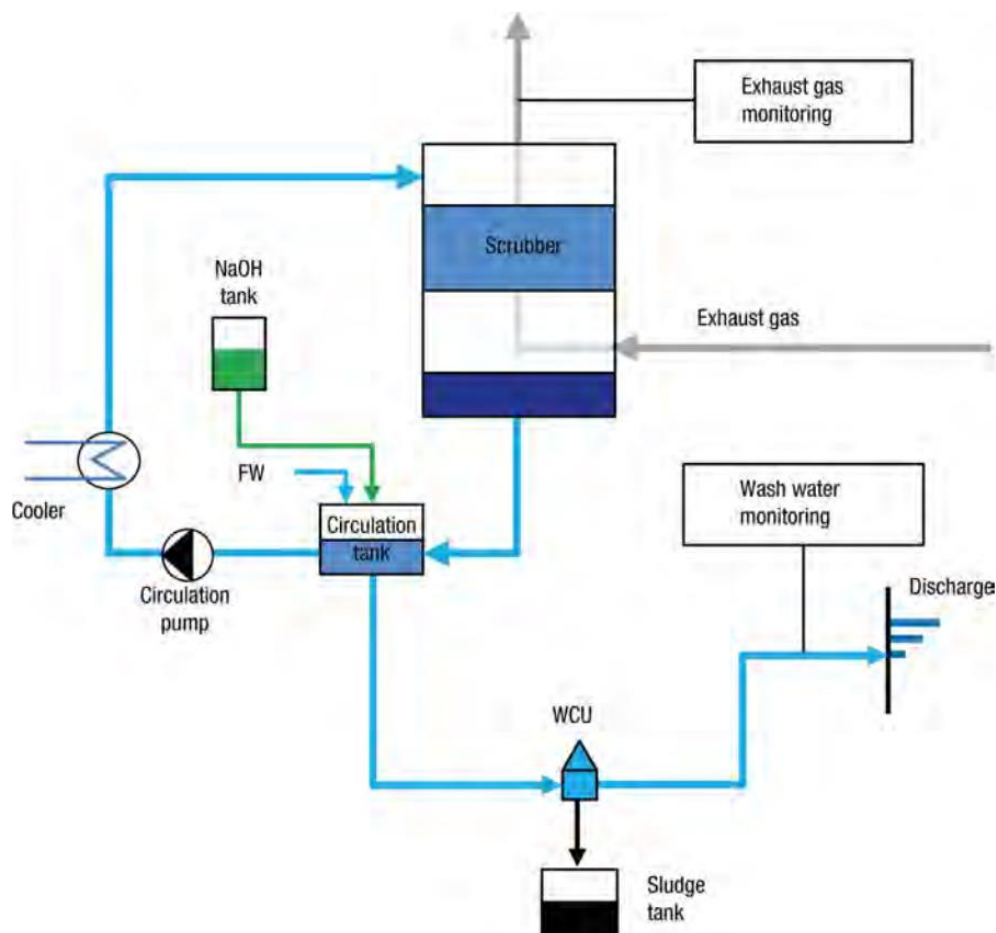
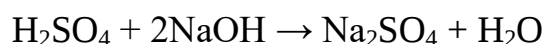
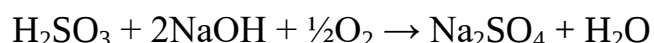


Рис. 4.5 – Замкнута скруберна система

Для нейтралізації розчиненої у прісній воді сірчаної кислоти необхідно додавати у воду хімічні речовини.

Для цього може бути застосований наприклад гідроксид натрію NaOH. Він реагує з сірчаними кислотами з утворенням наступних хімічних речовин:



Однак поступово сульфат і тверді частинки накопичуються у воді скрубера. Щоб уникнути збільшення солоності води та її забруднення, вода частково видаляється з системи скрубера, а для заміщення втраченого об'єму додається прісна води. Також щоб мінімізувати втрати води з відпрацьованими газами, вода, що циркулює в системі скрубера, проходить через охолоджувач перед тим, як вона знову подається у скрубер.

Будь-які втрати прісної води компенсуються від джерела прісної води на борту судна. Перед скиданням стічної води її потрібно очистити, щоб вона

					MP.135.6211м.07.ПЗ	Архив
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		55

відповідала критеріям встановленим у нормативах ІМО. Процес очищення здійснюється у водоочисному агрегаті, а мул накопичується у резервуарі для мулу.

Система замкнутого циклу забезпечує незалежність судна від місцевих обмежень скидання циркуляційної води зі скрубера, однак затрати на впровадження та експлуатацію такої системи значно вище через використання додаткового обладнання та постійне використання хімічних речовин.

Деякі виробники пропонують застосування гібридної системи, яка поєднує систему з відкритим і замкнутим контуром та кожен із режимів їх роботи. На рисунку 4.6 представлена схема гібридної системи. Завдяки поєднанню гібридна система є більш складною, але вона пропонує найвищий ступінь гнучкості. Режим відкритого циклу зазвичай використовується у відкритих водоймах, де лужність достатньо висока для ефективного очищення. Система замкнутого циклу використовується в певних закритих водах, гаванях і лиманах або там, де лужність морської води низька. Ця комбінація оптимізує споживання хімікатів і гарантує, що виділення не впливають на чутливі ділянки з невеликим водообміном.

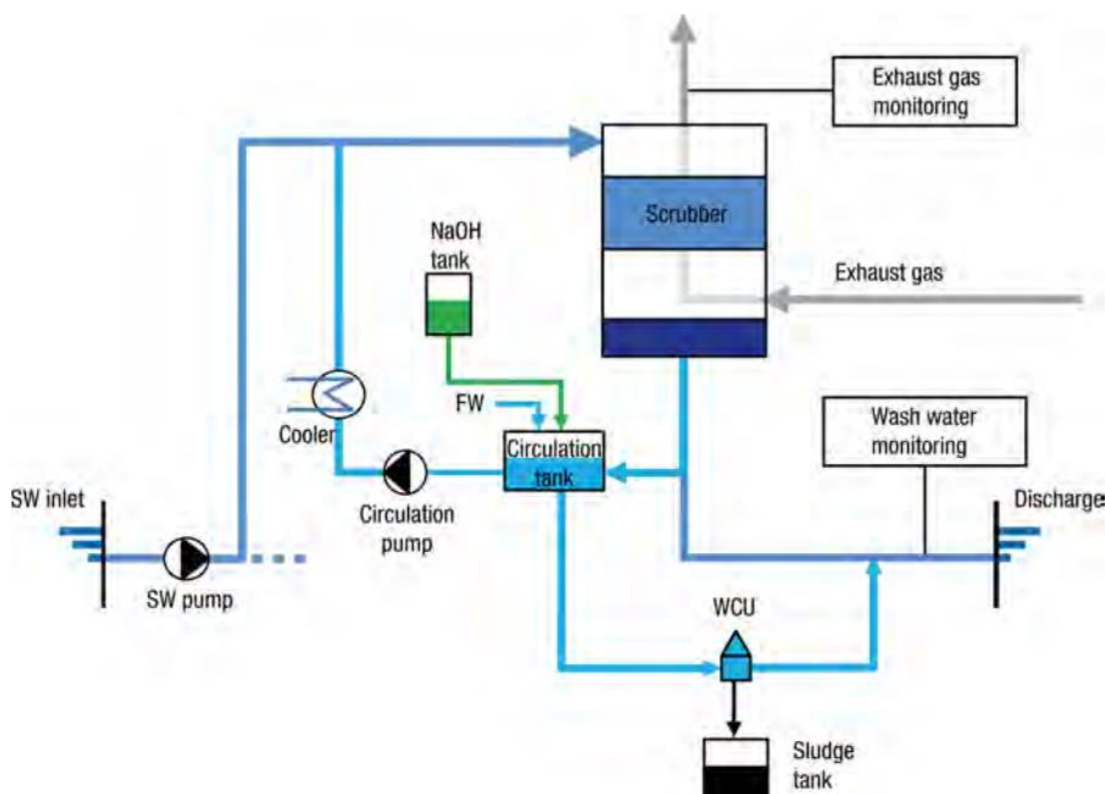


Рис. 4.6 – Гібридна скруберна система

					MP.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		56

На рисунку 4.7 показано компонування машинного відділення з гібридної скрубберною системою SO_x , яка може працювати у відкритому циклі і в режимі замкнутого циклу.

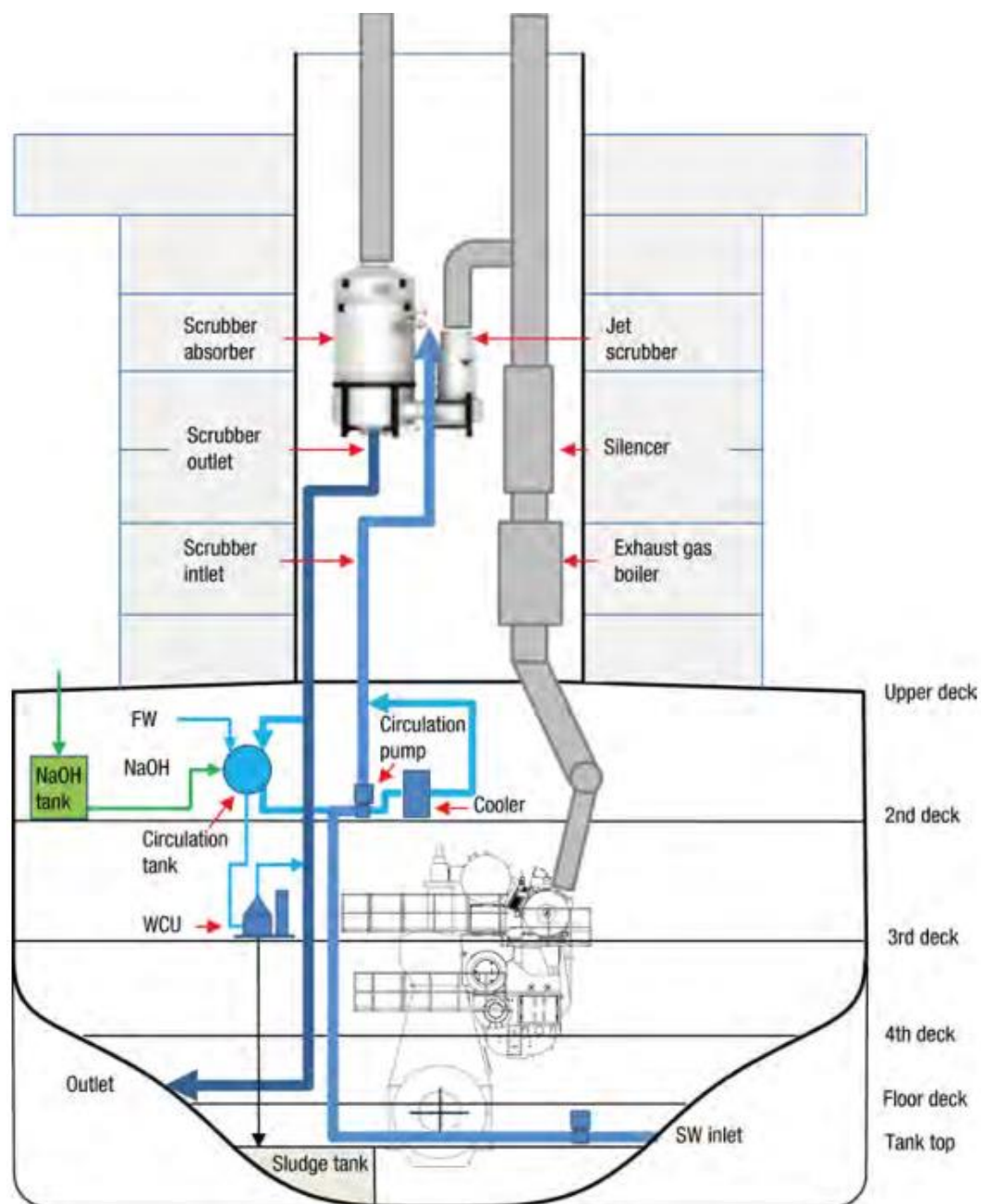


Рис. 4.7 – Компонування машинного відділення з гібридної скрубберною системою SO_x

4.4.2. Система SCR для двигунів MAN B&W

Усі двигуни ME, ME-B, ME-C і ME-GI відповідають обмеженням NO_x , що встановлені ІМО для важких дизельних двигунів.

Двигуни ME можуть поставлятися опціонально з декількома режимами роботи: портове навантаження, спеціальна емісія, інше обмеження викидів і подвійне паливо. Ці режими роботи можуть включати «режим низького рівня NO_x» для роботи, наприклад, у зонах з обмеженням викидів NO_x.

Рівень питомих викидів NO_x для дизельних двигунів залежить від різних факторів, серед яких основний це тип двигуна. Іншим фактором є тип палива, впливають відмінності при спалюванні нафтового палива та газу. Також двигуни з повільною швидкістю, як правило, мають вищі викиди NO_x порівняно з двигунами із середньою швидкістю.

При необхідності зменшити NO_x на 30...50 % можливе застосування методів в яких вода додавалася до процесу згоряння. Розглядалися два основних методи:

- вода впорскувалась в паливо (WIF);
- зволожувалося повітря, що надходить у двигун для згорання (HAM).

Водна емульгація мазуту, що є добре перевіреним основним методом. Тип гомогенізатора – ультразвуковий або механічний, з використанням води з генератора прісної води та вловлювача водяного туману. Тиск гомогенізованого палива необхідно підвищити, щоб запобігти утворенню пари та кавітації. Може знадобитися модифікація деяких компонентів двигуна, таких як підсилювач тиску палива, клапанів впорскування палива та системи керування двигуном.

Але ці обидва рішення при їх застосуванні не можуть знизити рівень NO_x до рівня Tier III.

NO_x у вихлопних газах можна зменшити за допомогою методів первинного або вторинного відновлення. Первинні методи безпосередньо впливають на процес згоряння у двигуні, тоді як вторинні методи знижують рівень викидів без впливу на процеси у двигуні за допомогою обладнання, яке не є частиною самого двигуна.

Наступні дві технології зниження викидів NO_x вважаються найбільш перспективними в найближчі роки:

- рециркуляція вихлопних газів (EGR);
- селективне каталітичне відновлення (SCR).

					MP.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		58

Якщо потрібне зменшення від 50 до 98% NO_x , необхідно застосувати систему селективного каталітичного відновлення (SCR) шляхом додавання аміаку або сечовини до вихлопного газу перед його надходженням у каталітичний нейтралізатор. Вихлопні гази повинні бути змішані з аміаком перед тим, як пройти через каталізатор, і щоб стимулювати хімічну реакцію, рівень температури повинен бути між 300 і 400 °C. Під час цього процесу NO_x відновлюється до N_2 і води.

Це означає, що блок SCR має бути розташований перед турбокомпресором на двотактних двигунах через їх високу термічну ефективність і, отже, відносно низьку температуру вихлопних газів. Кількість аміаку, що впорскується у вихлопний газ, контролюється технологічним комп'ютером і базується на виробленні NO_x при різних навантаженнях, виміряних під час роботи двигуна на випробувальному стенді.

Оскільки аміак є горючим газом, він подається через систему труб з подвійними стінками, з відповідним вентиляційним отвором і оснащений детектором витоку аміаку.

Селективне каталітичне відновлення (SCR) є добре відомою та широко використовуваною технологією для видалення NO_x з вихлопних газів. Немає обмежень, щодо типів суден для застосування даної технології, і її використання може призвести до скорочення викидів NO_x на 90...95 %. Щоб досягти 90 % скорочення NO_x , потрібно приблизно 15 г сечовини на кВт×год енергії двигуна. На додаток до каталізатора, який забезпечує зниження NO_x , технологія очищення може також включати етап окислення, що призводить до значного зменшення HC , CO та твердих часток. На додаток до каталізатора SCR, система SCR має резервуар реактора, насоси та системи керування для дозування аміаку або сечовини.

Однією з найбільш критичних проблем є відносно великий простір, необхідний для системи SCR і зберігання аміаку або сечовини, особливо якщо розглядається модернізація існуючого судна.

					MP.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		59

Системи SCR в основному використовувалися на чотиритактних двигунах, але вони також можуть бути встановлені на двотактних двигунах, і очікується, що технологія SCR буде подалі використовуватися все частіше на двотактних тихохідних двигунах у майбутньому.

Технічно можливо досягти зниження викидів NO_x більш ніж на 95% за допомогою систем SCR. Однак більшість устаткування проектується на зниження викидів NO_x на 85...90 %, щоб зменшити ризик викидів аміаку.

На рисунку 4.8 наведена спрощена схема системи установки SCR для двигунів MAN B&W MC/MC-C. Можлива компоновка системи на двигуні наведена на рисунку 4.9.

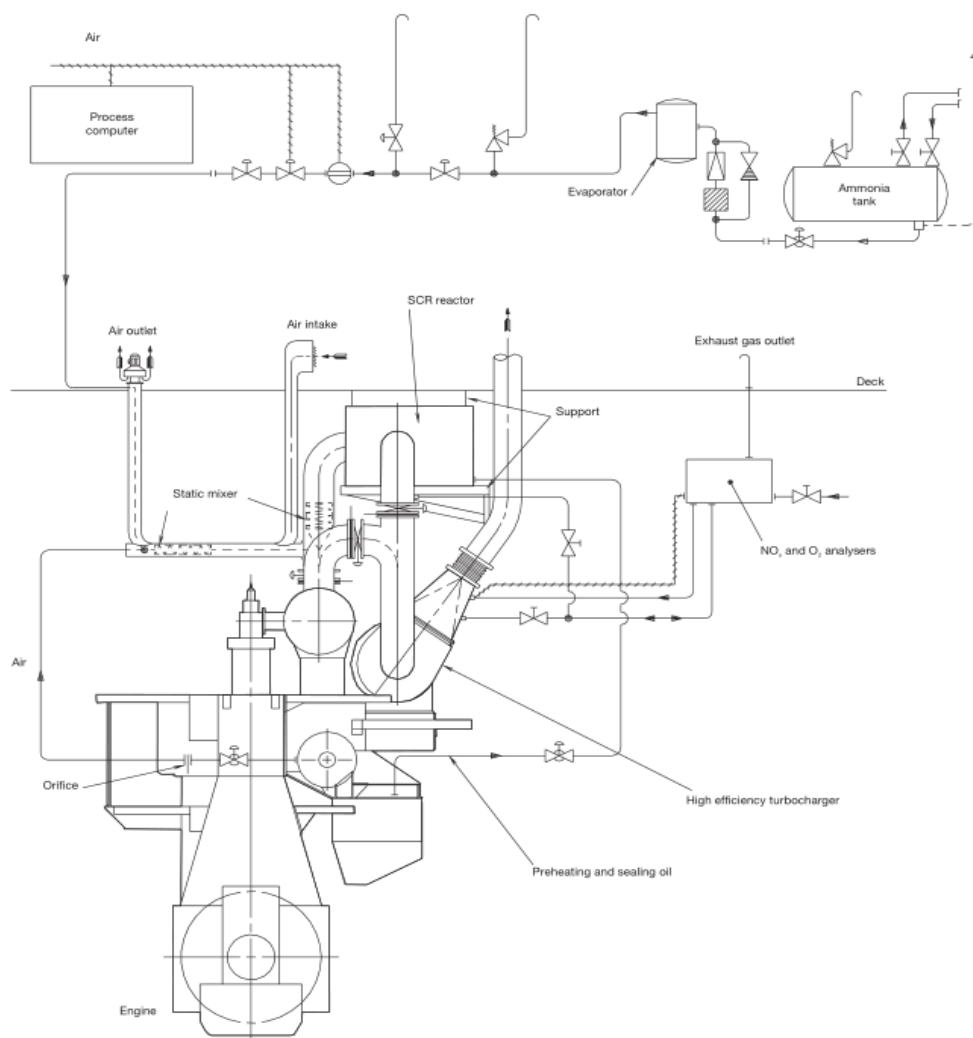


Рис. 4.8 – Схема системи установки SCR для двигунів MAN B&W MC/MC-C

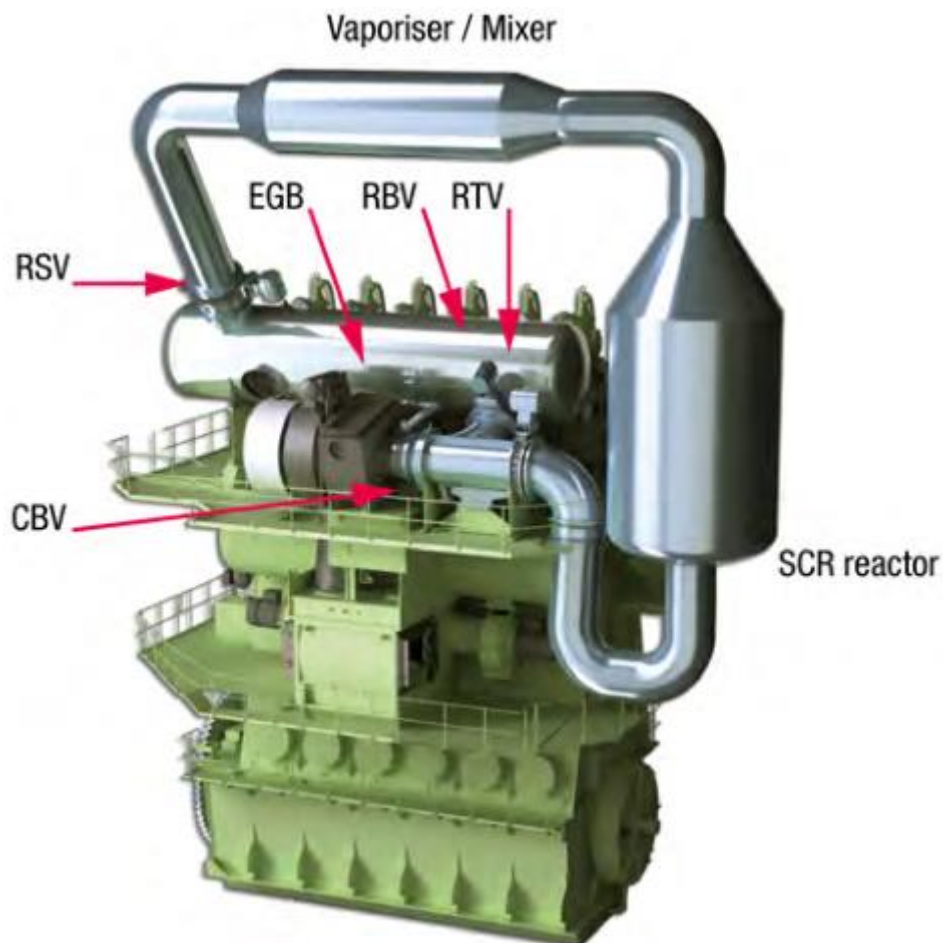


Рис.4.9 – Можлива компоновка системи SCR високого тиску на двигуні S50ME-C

При обмеженні вмісту сірки в паливі під час роботи SCR до 0,1% S або менше, можна встановити систему SCR низького тиску. У цій системі лінія SCR розміщена після турбокомпресора, що забезпечує гнучкість для розміщення установки SCR.

Так система зображена на рисунку 4.10. Вона складається з трьох основних компонентів: реактора SCR, змішувача і блоку розкладання. Блок розкладання, який розміщений у газовій лінії між випускним отвором реактора та входом у змішувач, складається з повітродувки, нагрівача (пальника) та випарника. Відновник вводять у випарник, утворюючи суміш парів аміаку, яка надходить до змішувача і, нарешті, до реактора SCR. Нагнітання здійснюється повітродувкою. Можлива компоновка системи на двигуні наведена на рисунку 4.11.

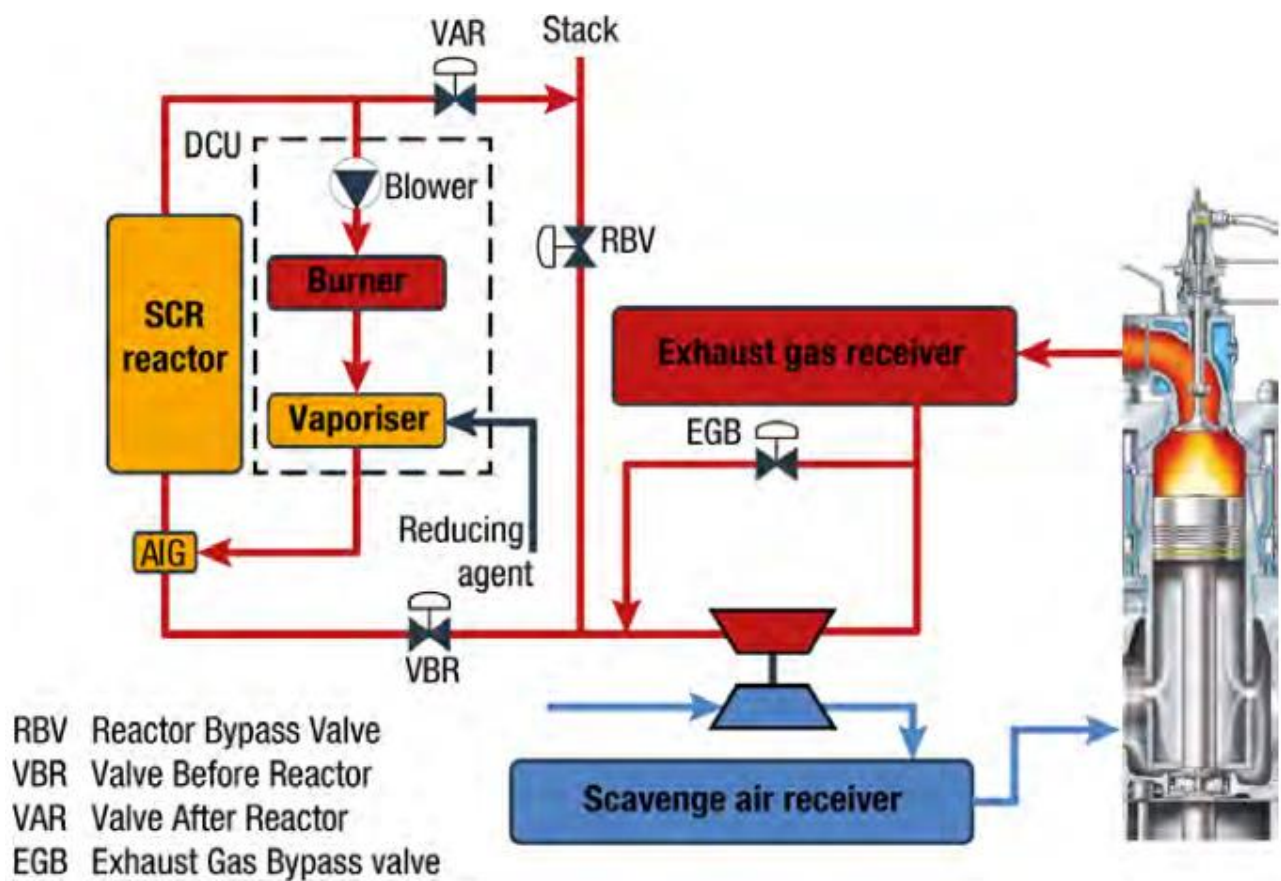


Рис.4.10 – Система SCR низького тиску

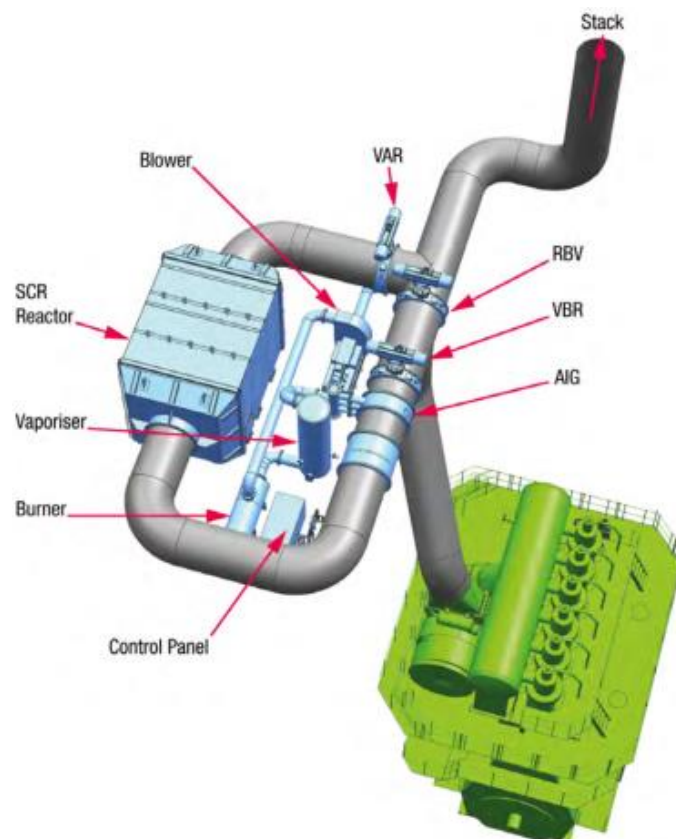


Рис.4.11 – Можлива компоновка системи SCR низького тиску на двигуні S50ME-C

4.4.3. Система рециркуляції вихлопних газів

Рециркуляція вихлопних газів (EGR) – це метод значного зменшення викидів NO_x для суднових двигунів. Доведено, що він здатний забезпечити відповідність вимогам Tier III щодо викидів NO_x , які застосовуватимуться до всіх нових суден, що заходять у зону контролю викидів NO_x (ECA).

Рециркуляція вихлопних газів підходить для великих 2-тактних двигунів з низькою швидкістю, де температура відхідних газів низька для SCR, якщо блок SCR не встановлено перед турбокомпресором.

На рисунку 4.12 показано систему EGR від MAN Diesel. Частина вихлопних газів відводиться від ресивера вихлопних газів через мокрий скруббер, який очищає газ і знижує температуру вихлопних газів. Газ проходить через охолоджувач і тумановловлювач і, нарешті, через нагнітач повітря EGR, яка підвищує тиск до тиску продувного повітря. Система обробки води подає в скруббер рециркуляційну прісну воду з додаванням NaOH для нейтралізації впливу сірки в паливі [5].

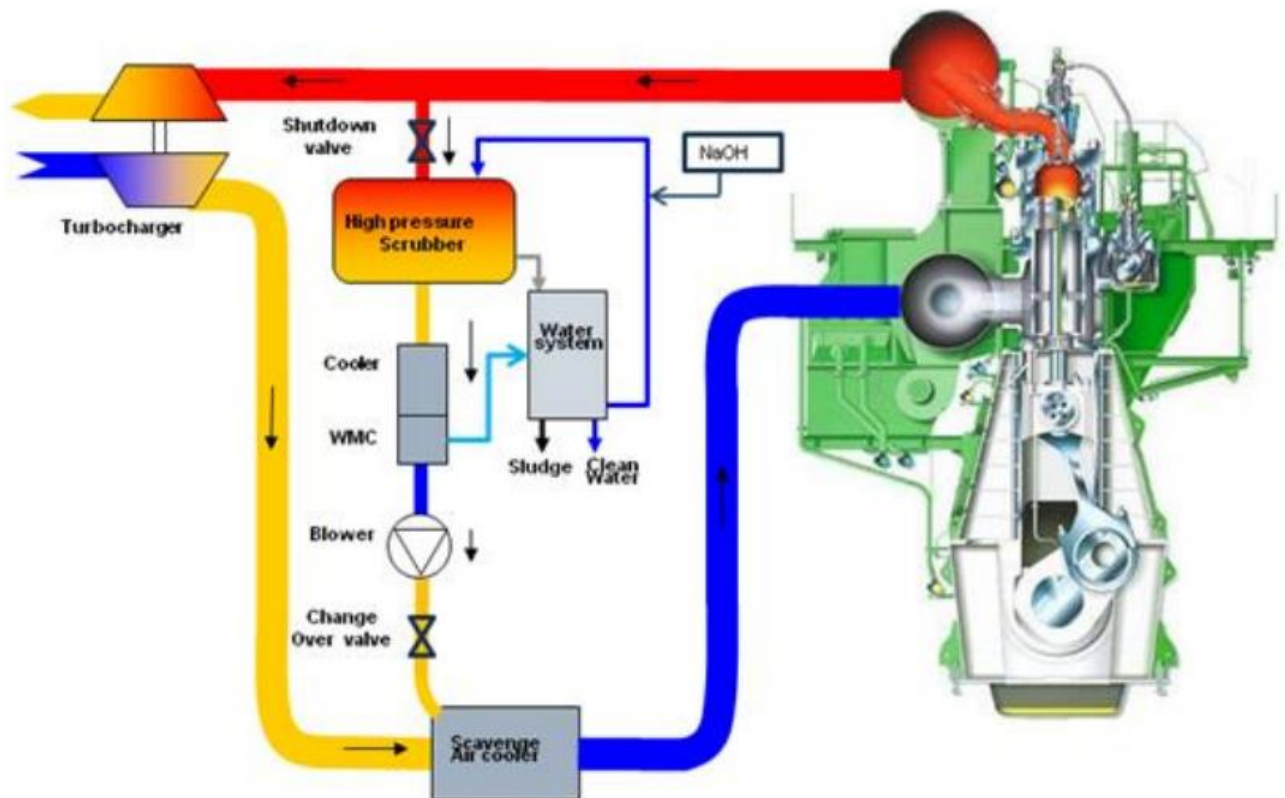


Рисунок 4.12 – Система рециркуляції вихлопних газів від MAN Diesel

Схема допоміжної системи з обробки води та нейтралізації сірчаної кислоти в неї представлена на рисунку 4.13.

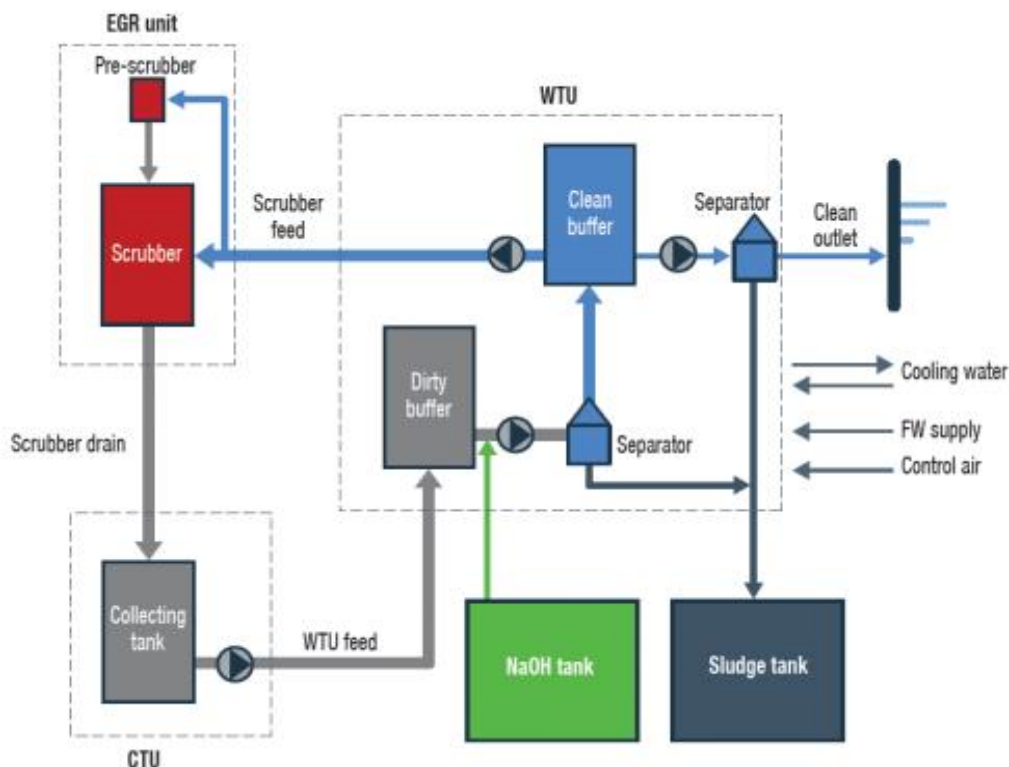


Рисунок 4.13 – Схема допоміжної системи з обробки води та нейтралізації сірчаної кислоти в неї

Ефект системи EGR полягає в тому, що незначна частина кисню в повітрі, що продувається, буде замінена CO_2 від спалювання. Теплоємність продувального повітря буде трохи збільшена, а температурні піки згоряння зменшаться. Відповідно кількість NO_x , що утворюється в камері згоряння, зменшується, але це також супроводжується незначною витратою палива. Значення зменшення NO_x залежить від співвідношення рециркуляційного газу.

Добре відомо, що EGR, окрім значного зменшення викидів NO_x , призводить до збільшення питомої витрати палива. Досвід показує, що збільшення EGR на 10 % призводить до 20 % зниження викидів NO_x зі збільшенням питомої витрати палива на 0,5 г/(кВт×год) [5].

Методом зменшення негативного впливу на питому витрату палива від систем EGR є використання двигуна, оптимізованого під застосоване паливо. Незважаючи на те, що це призведе до збільшення значення викидів NO_x і, отже, вимагатиме вищого відсотка EGR, вигаш виявляється вищим, ніж просте

застосування EGR. Приріст питомої витрати палива на 0,5 г/(кВт×год) можна отримати шляхом збільшення NO_x на 1,0 г/(кВт×год).

На рисунках 4.14 та 4.15 представлено приклади компоновання системи EGR на двигунах MAN B&W. Компоновання системи EGR на двигуні MAN 6S50ME-C8.5 представлено на рисунку 4.16.

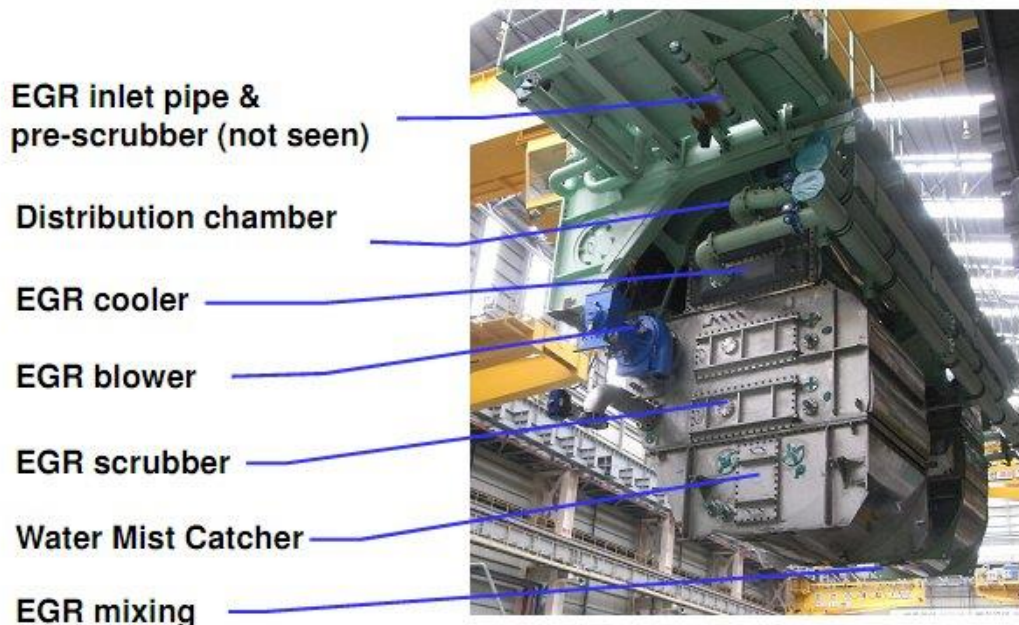


Рисунок 4.14 – Інтегрована конструкція системи EGR для двигуна MAN B&W 6S80ME-C9.2

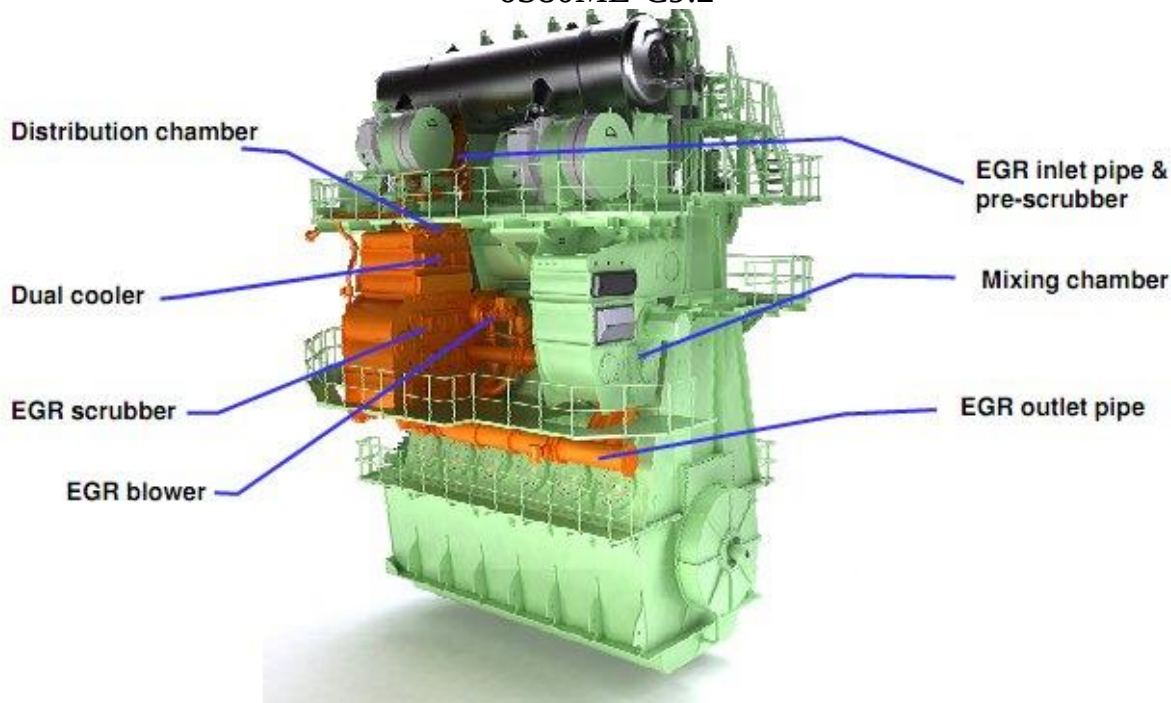


Рисунок 4.15 – Компоновання системи EGR на двигуні MAN B&W

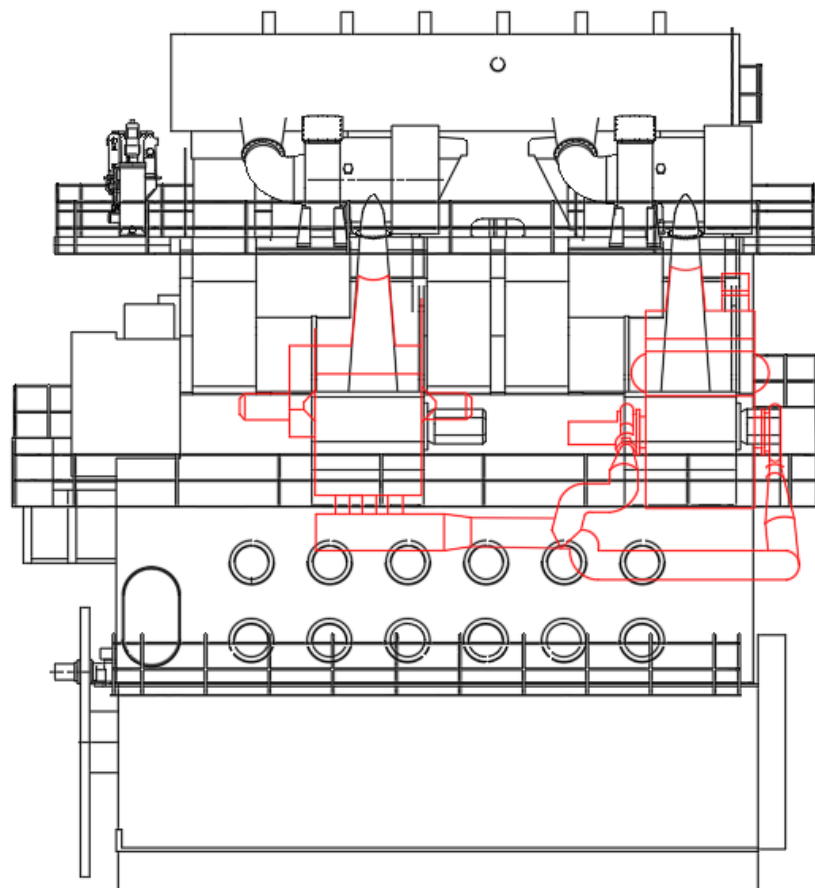


Рис. 4.16 – Система EGR на двигуні MAN 6S50ME-C8.5

Якщо на судні планується використовувати паливо з високим вмістом сірки, система EGR може бути об'єднана зі скрубберною системою для зменшення викидів SO_2 . Це дозволить досягти повної відповідності вимогам МАРПОЛа.

Застосування системи EGR у складі суднової енергетичної установки призводить до змін у параметрах їхньої роботи, перерозподілу потоків теплоти в СЕУ, збільшенню споживання електричної енергії. У таблицях 4.3 і 4.4 та на рисунках 4.17 і 4.18 представлені результати розрахунку параметрів роботи системи EGR для обраного двигуна в залежності від його потужності та виконання вимог щодо викидів Tier II або Tier III [5].

Таблиця 4.3 Кількість теплоти та витрата рідин при використанні EGR системи Tier II

%	Power кВт	$N_{B,EGR}$ кВт	$G_{вод}$ кг/год	G_{NaOH} літр/год
100	9480	33	136	28,2
95	9006	34	132	27,5
90	8532	35	128	26,7
85	8058	35	124	25,9
80	7584	39	122	26,4
75	7110	42	121	26,5
70	6636	39	123	24,1
65	6162	36	122	21,9
60	5688	33	119	29,9
55	5214	30	114	17,8
50	4740	26	108	15,8
45	4266	27	110	16
40	3792	26	110	15,6
35	3318	20	108	16,7
30	2844	18	107	15,6
25	2370	14	105	14,2

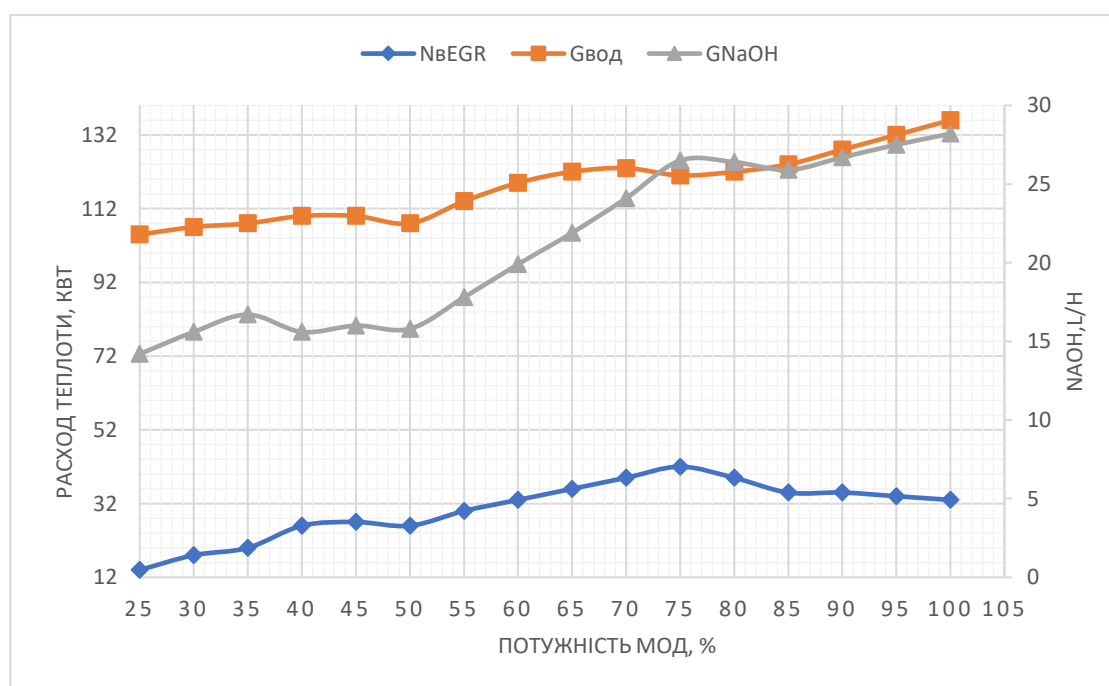


Рис. 4.17 – Кількість теплоти та витрата рідин при використанні EGR системи Tier II

Таблиця 4.4 Кількість теплоти та витрата рідин при використанні EGR системи Tier III

%	Power кВт	$N_{B,EGR}$ кВт	$G_{вод}$ кг/год	G_{NaOH} літр/год
100	9480	82	0	60
95	9006	81	0	60
90	8532	80	0	55
85	8058	78	0	55
80	7584	79	0	55
75	7110	78	0	55
70	6636	80	0	48,6
65	6162	82	0	45,6
60	5688	81	25	42,4
55	5214	78	55	39,1
50	4740	73	85	35,7
45	4266	63	115	32,4
40	3792	51	141	29
35	3318	77	100	29
30	2844	57	120	25,5
25	2370	41	127	22

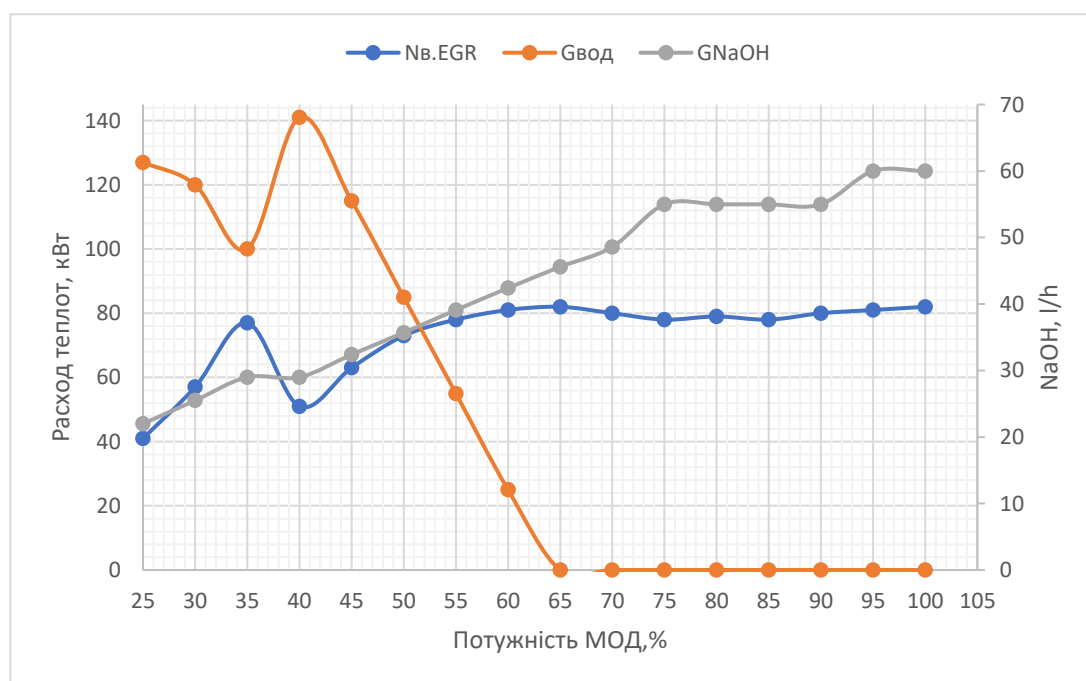


Рис. 4.18 – Кількість теплоти та витрата рідин при використанні EGR системи Tier III

Вибір між встановленням систем EGR або SCR для відповідності судна вимогам Tier III залежить від ряду факторів, причому капітальні витрати є домінуючими. Без урахування прокладання кабелів та встановлення накопичувальних резервуарів, капітальні витрати на SCR нижчі ніж на EGR для менш потужних двигунів (приблизно 5 МВт), але поступово зближуються до витрат на EGR при потужностях близько 35 МВт. На рисунку 4.19 представлено порівняння двох систем за різними факторами – витратними, експлуатаційними, тощо.

If this is important, you will lean towards:	EGR	SCR
Low First cost	←	→
Low Operating cost	←	
Many ECA hours	←	
Fuel flexibility	←	→
No Sludge production		→
Same technology for ME and Gensets		→
Compact engineroom installation	←	
No overboard compliance		→
WHR possibilities	←	

Choice often dependent on engine size

Рис. 4.19 – Порівняння двох систем очищення викидів

Для прийняття рішення щодо вибору системи необхідно провести техніко-економічне обґрунтування з оцінкою вартості та можливості розміщення, щоб визначити, який варіант є найкращім для застосування.

					МР. 135. 6211м. 07. ПЗ. 05			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розробка заходів для забезпечення надійної експлуатації обладнання СЕУ та судна	Літ.	Аркуш	Аркушів
Студент		Сваричевський Д.						
Керівник		Коробко В.В..						
Заф.каф.		Личко Б.М.						

5. Розробка заходів для забезпечення надійної експлуатації обладнання СЕУ та судна

5.1. Контроль за станом корпусу судна

Безпечна експлуатація суден та запобігання їхньої загибелі є дуже важливим, оскільки дозволяє зберегти життя екіпажу, зберегти вантаж і судно, виключити забруднення морського середовища. Наприкінці 1980-х років часта загибель суховантажів і балкерів зі зламом корпусу судна призвела до того, що у ІМО (Міжнародна морська організація) було розглянуто і затверджено рекомендацію щодо встановлення систем контролю напруги корпусу судна для підвищення рівня безпеки суден з 20000 ДВТ і вище, що перевозять сухі вантажі навалом. Приклад такої загибелі судна представлено на рисунку 5.1.



Рис. 5.1 – Катастрофа балкера

Системи моніторингу напруги корпусу (HSMS) були розроблені різними фірмами, щоб контролювати, що напруги на корпусі судна не перевищують проектні специфікації. Ця система надає інформацію в режимі реального часу екіпажу судна під час навігації, навантаження і розвантажувальних операцій, а також забезпечує індикацію надмірного навантаження на корпус та сигналізацію тривоги при необхідності [3].

					МР.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		62

HSMS має дві різні мети: перше – контроль стану корпусу при завантаженні в порту, друге – контроль стану корпусу з вантажем у морі. Судно, як правило, може витримати більшу напругу, коли стоїть на місці в спокійних водах, порівняно з рухом при поганих погодних умовах.

Завантаження судна потрібно проводити акуратно. Повне завантаження одного відсіку, коли інші порожні, може призвести до провисання або закручування інших. Це також може створювати надмірне навантаження на корпусні конструкції.

Завантаженням судна традиційно керував старший офіцер, маючи лише калькулятори та таблиці для оцінки сил згину на корпусі.

Система HSMS дозволяє це робити за допомогою електронних тензодатчиків і акселерометрів, які передають дані до бортових систем моніторингу.

У разі виявлення надмірного напруження на капітанському містку вмикається сигналізація, яка сповіщає екіпаж про необхідність вжити заходів. Дані також передаються на реєстратор зазвичай через IP-мережу.

Для балкерів одним з видів вантажів є перевезення їх у насип. При невірному завантаженні навантаження на корпус може бути нерівномірним. Додатково при деформації корпусу відбувається порушення герметичності люкових закриттів судна. Це призводить до того, що вода може попадати у трюм. Деякі сипучі грузи (вугіль, пшениця, пісок) при контакті з водою вбирають в себе воду, вантаж набухає, його маса збільшується, навантаження на корпус зростають і цей процес може призвести до перелому судна.

Тобто необхідна ретельна увага за напругою у корпусі судна, особливо з огляду на ті катастрофічні наслідки, які вже відбулися з деякими суднами.

Навантаження на корпус судна дуже нерівномірні. На відміну від цивільних споруд, конструкція судна завжди підтримується на плаву так званим «пружним фундаментом» (морською водою). Напрямок сили плавучості, що діє на судно, спрямований вгору, а її поздовжній розподіл залежить від поздовжнього розподілу підводного об'єму судна. Це означає, що сила

					МР.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		63

плавучості, яка діє у центрі корабля, більша, ніж у носової і кормової частині судна (див. рис. 5.2) [3].

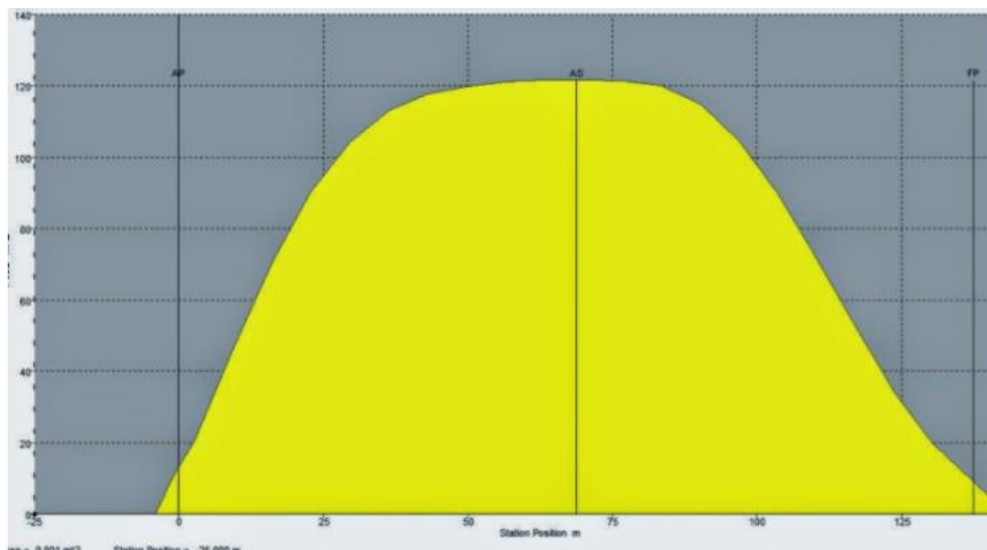


Рис. 5.2 – Крива сили плавучості судна

Також нерівномірно діє на судно вага, що складається з окремих мас сталевого корпусу, обладнання, спорядження, вантажу, палива, масла, прісної води, баласту, тощо. Залежно від поздовжнього розподілу цих ваг та їх окремих величин отримуємо поздовжній розподіл навантаження на корпус судна, який називають кривою ваги. Саме ця крива навантаження має виняткове значення в аспекті поздовжньої міцності. Приклад розподілення сил, що діють на корпус судна наведено на рисунку 5.3 [3].

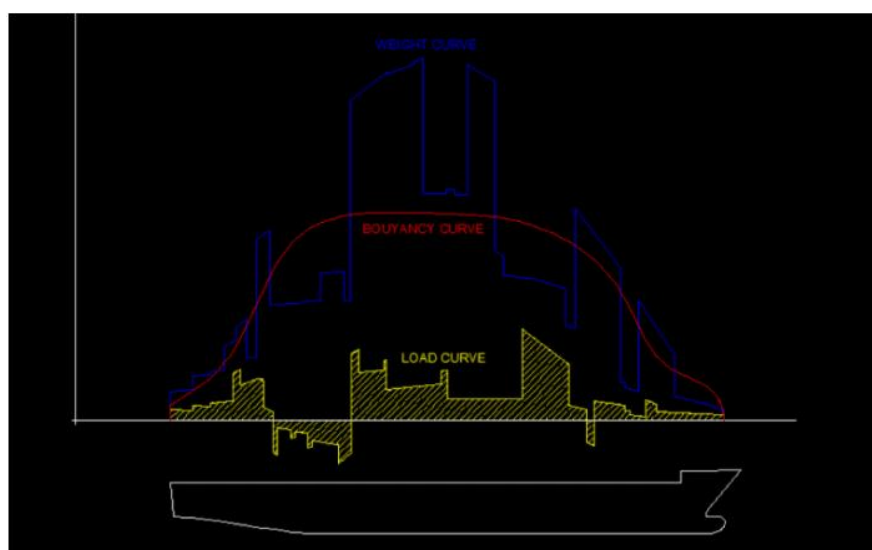


Рис. 5.3 – Крива навантаження, отримана складанням кривої плавучості та кривої ваги

					MP.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		64

При хвилюванні у морі на судно діють динамічні навантаження, що призводять до випадкового розподіленню напруг у корпусі судна, які не можуть бути оцінені екіпажем. Приклади деформацій судна при хвилюванні представлені на рисунку 5.4 [3].

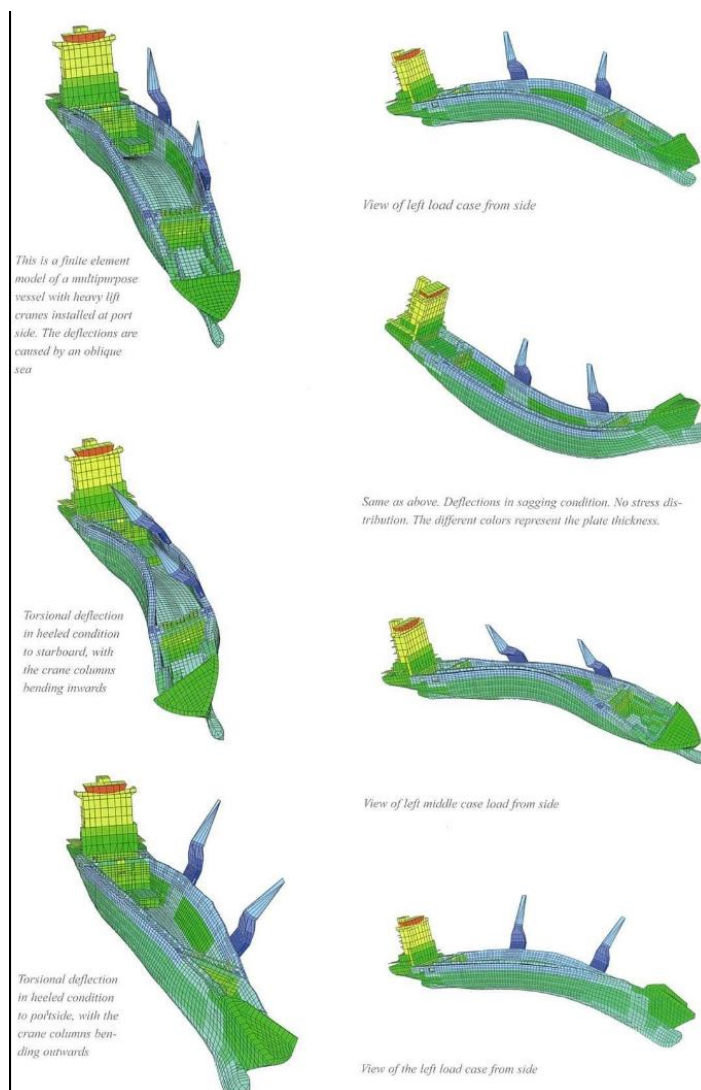


Рис. 5.4 – Деформації корпусу судна

Якщо система HSMS встановлена на судні, то вона завдяки встановлених спеціально розроблених тензометричних датчиків контролює напругу на корпусі і носове прискорення. Ця відстежувана інформація відображається на екрані комп'ютера, а коли напруження на корпусі судна перевищують безпечні значення, подається сигнал тривоги. Якщо спрацює сигналізація, капітан судна повинен прийняти рішення які зменшать навантаження на корпус судна – покинути небезпечний район плавання, або зменшити швидкість судна, або змінить напрямок руху судна.

					MP.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
						65
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Перевагами системи моніторингу напруги корпусу судна є:

- збільшений термін служби судна за рахунок зменшення структурних пошкоджень та втомного розтріскування;
- раннє попередження виникнення навантажень, що призведуть до невідновних пошкоджень конструкції;
- зниження витрат на технічне обслуговування та ремонт;
- зниження страхових внесків протягом усього терміну служби судна.

5.2. Обладнання системи моніторингу напруги корпусу

HSMS – це складна система, яка контролює поведінку корпусу судна під час навігації, навантаження, розвантаження, та надає інформацію в режимі реального часу щодо рівня напруги внаслідок поздовжнього вигину, моменту і рівню прискорення внаслідок руху судна.

Крім того, HSMS отримує та обробляє інформацію про навігаційні умови за допомогою GPS, навігаційного обладнання тощо.

При застосуванні волоконно-оптичної технології у HSMS кількість датчиків, які можна встановити в будь-якому місці корпусу судна не обмежена.

Переваги волоконно-оптичної системи наступні:

- ніколи не потрібно перекалібрувати датчики за нульовим дрейфом;
- немає електрики на датчиках;
- датчики стійкі до електромагнітного випромінювання;
- довгострокова стабільність і довговічність;
- вбудована температурна компенсація;
- безпечність.

У системі HSMS застосовуються декілька типів датчиків, волоконно-оптичних перетворювачів, конекторів, тощо. Приклад розташування датчиків на балкері представлено на рисунку 5.5 [3].

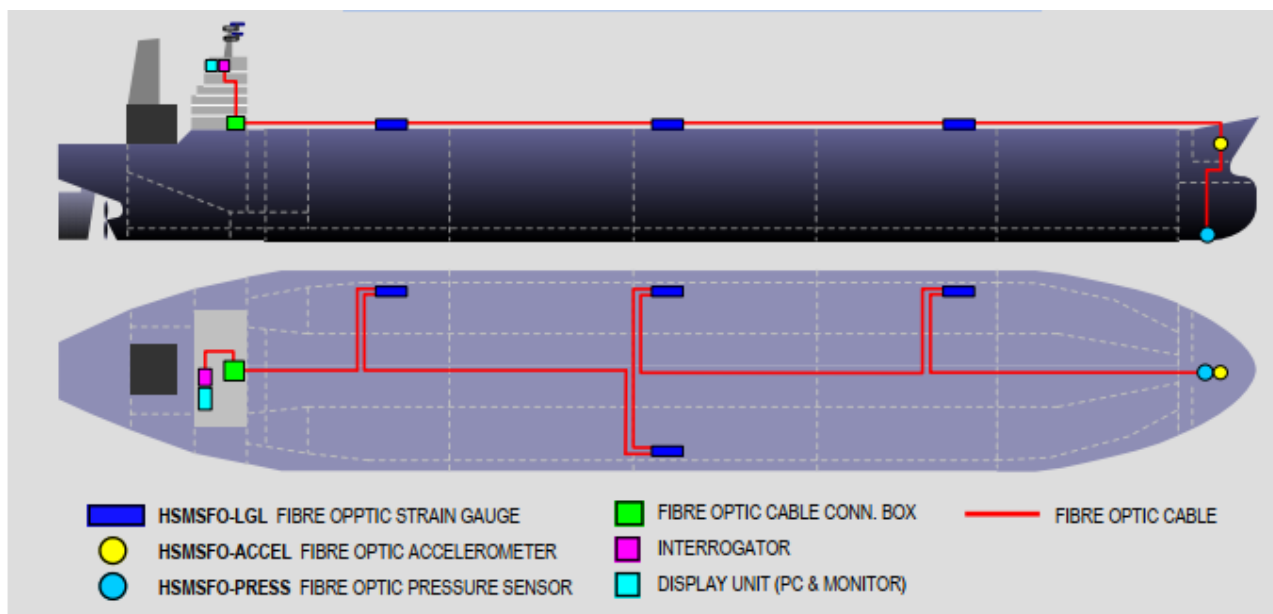


Рис. 5.5 – Розташування системи HSMS на балкері

Датчик деформації довгомірної довжини HSMSFO-LGL (див. рис. 5.6) містить два кріплення, до палуби або внутрішньої конструкції корпусу він закріплюється болтами або приварюється. Він містить волоконно-оптичний датчик, який вимірює середню деформацію, а також температуру для компенсації. З системою HSMS він з'єднується двостороннім волоконно-оптичним кабелем.



Рис. 5.6 – Датчик деформації довгомірної довжини HSMSFO-LGL

Датчик деформації HSMSFO-SGL (див. рис. 5.7) – це надійний і простий у використанні датчик деформації та температури, вбудований у ламінат GRP. Його можна застосовувати окремо для локального вимірювання напруги або в масивах з одинарних датчиків деформації HSMSFO-SGL та з іншими датчиками деформації та температури.

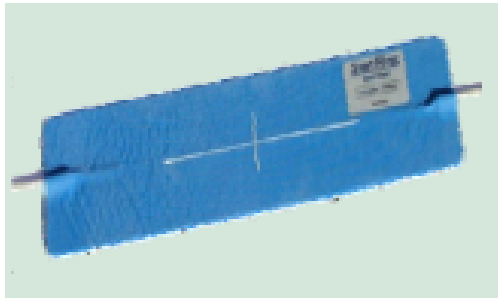


Рис. 5.7 – Датчик деформації HSMSFO-SGL

HSMSFO-ACCEL і HSMSFO-PRESS (див. рис. 5.8) – це датчики для вимірювання прискорення та тиску удару по носовій частині судна. За потреби його можна легко додати до мережі датчиків деформації та отримати з них інформацію.



Рис. 5.8 – Датчики HSMSFO-ACCEL і HSMSFO-PRESS

Для зчитування інформації з датчиків та обчислення деформацій, температури, прискорення, тиску тощо, використовується опитувач FBG Interrogator (див. рис. 5.9). Для забезпечення необхідної продуктивності системи HSMS доступні різні опитувачі.



Рис. 5.9 – Опитувач FBG Interrogator

Отримана з датчиків та оброблена інформація відображається на екранах дисплеїв [3].

Дисплей загального стану представлено на рисунку 5.10. На ньому відображаються середні, максимальні і мінімальні значення вимірювання сигналів за останні 24 години та відсоткові значення до встановлених критичних значень.

На дисплеї режиму реального часу (див. рис. 5.11) відображаються дані з кожного датчика за останні 1...5 хвилин. На дисплеї згинального моменту (див. рис. 5.12) можна побачити тенденції максимальних вертикальних згинальних моментів протягом останніх 1...24 годин, як для морського, так і для портового режиму роботи, та відсоток від встановлених критичних значень. Дисплей аналізу слемінгу (див. рис. 5.13) показує вплив ударної хвилі на корпус судна, з оновленням даних кожні десять секунд, та тенденції за останні 1...24 години.

Також система HSMS отримує погодні умови та дані про хвилювання. На рис. 5.14 показаний вид подання таких даних у системі з використанням обладнання фірми Miroc (Норвегія). Ця система забезпечує отримання параметрів хвилювання з похибками.

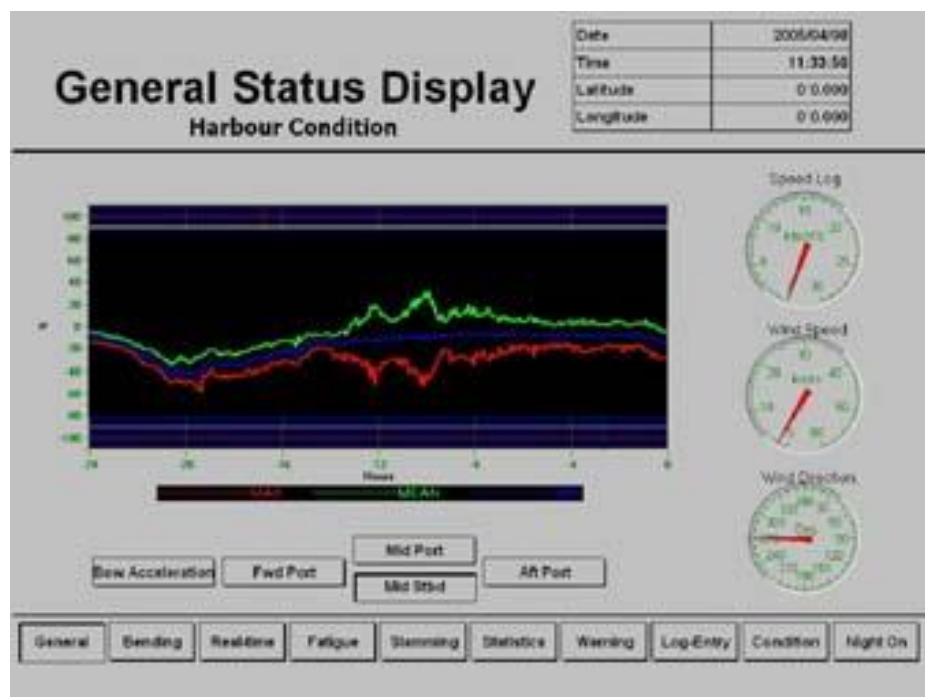


Рис. 5.10 – Дисплей загального стану

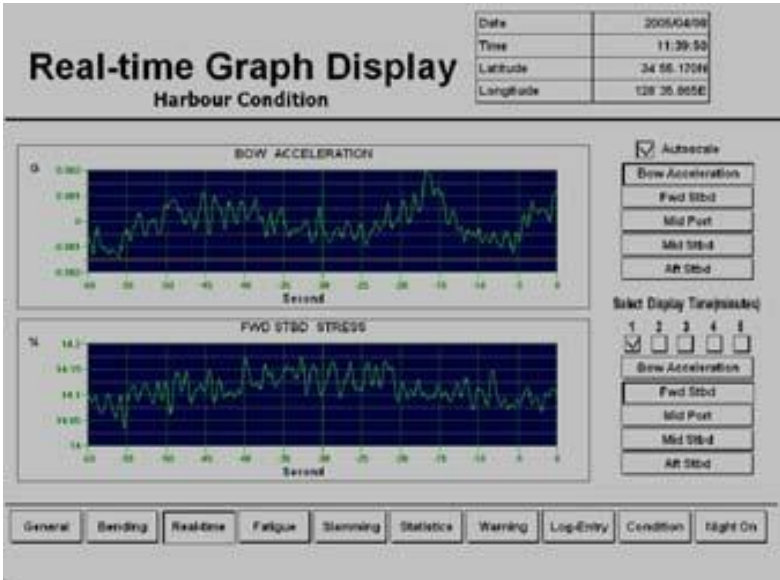


Рис. 5.11 – Дисплей в режимі реального часу

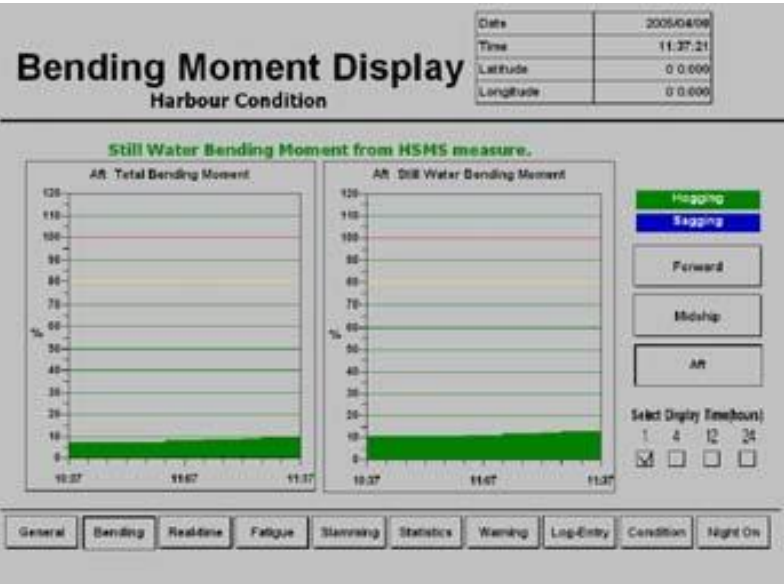


Рис. 5.12 – Дисплей згинального моменту

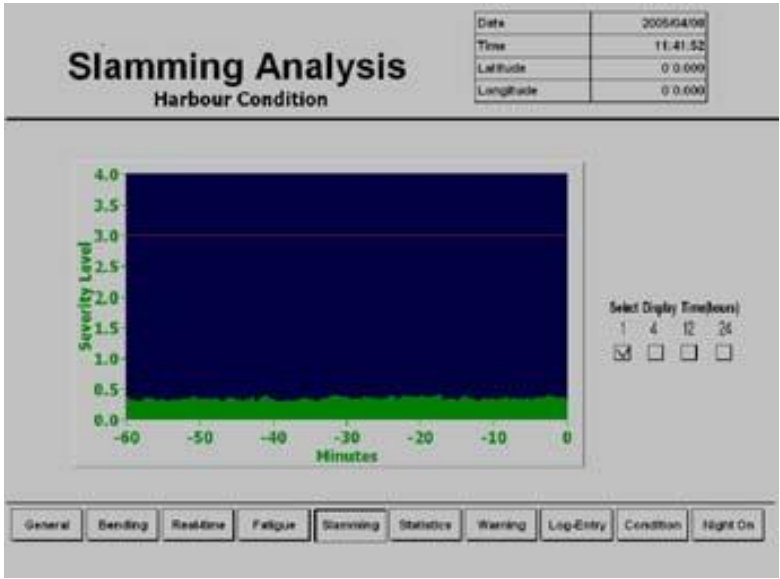


Рис. 5.13 – Дисплей аналізу слемінгу

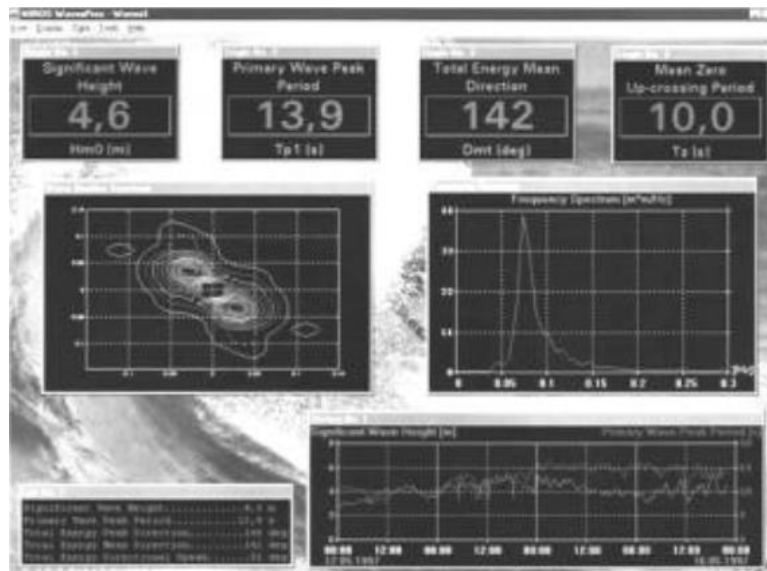


Рис. 5.14 – Відображення інформації про хвилювання

					МР.135.6211м.07.ПЗ.06							
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розробка розташування енергетичного обладнання на судні				Літ.	Аркуш	Аркушів	
Студент	Сваричевський Д.											
Керівник	Коробко В.В..											
Заф.каф.	Личко Б.М.											

6. Розробка розташування енергетичного обладнання на судні

6.1. Вимоги до розміщення обладнання в МКВ судна

При розташуванні головного двигуна в машинному відділенні вантажного судна бажано мати короткий валопровід між двигуном та гвинтом, що можливо при зміщенні машинного відділення та двигуна у корму судна. При цьому навколо головного двигуна повинні бути достатні площі для розміщення та виконання ремонту деталей головного двигуна. Зверху над дизелем має бути простір необхідний для розміщення підйомних пристроїв та відстань між гаком та дизелем повинна бути достатньою для підйому поршнів зі штоками або шатунами. Розташування машинного відділення на судні Dragon Sky представлено на рисунку 6.1, а вимоги виробника щодо розміщення двигуна MAN B&W 6S50ME-C8.5 у таблиці 2.2. та на рисунку 2.4.

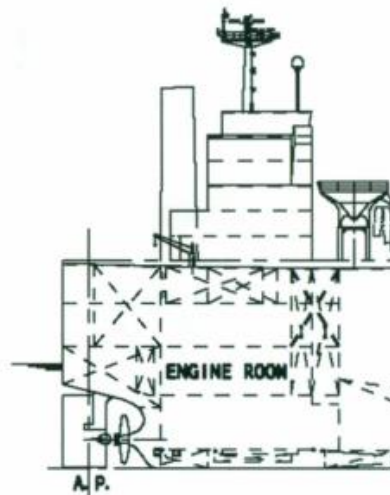


Рис. 6.1 – Розташування машинного відділення на судні Dragon Sky

Головний двигун і валопровід розміщені в діаметральній площині судна в трюмі машинного відділення, на фундаментах, зв'язаних із днищевим набором корпусу судна.

Згідно з вимог нормативних документів розміщення обладнання у машинному відділенні здійснюється таким чином, щоб від постів обслуговування обладнання та між виступаючими частинами механізмів були вільні проходи до вихідних шляхів з шириною не менше 0,6 м при висоті проходів у світлі не менш 1,85...1,90 м.

					МР.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		83

Ширина трапів та ширина дверей повинна бути також не менше 0,6 м.

У кожному машинному відділенні повинно бути передбачено не менше двох виходів на палубу і до рятувальних засобів, та шляхів до них. Вони повинні бути розташовані у протилежних кінцях машинного відділення. Ліфти не враховуються як вихідні шляхи.

Загальне правило розташування елементів та агрегатів у машинному відділенні СЕУ наступне – вони повинні встановлюватись у тих місцях, де ефективність виконання їх функцій буде найкращою, обслуговування зручним та доступним, витрати на розміщення мінімальними. Обладнання, за яким потрібен постійний нагляд, розміщують якомога ближче до постів керування.

Допоміжне обладнання, за можливістю, повинно встановлюватись якомога ближче до агрегатів, які вони обслуговують, або з якими вони пов'язані загальним робочим тілом. Послідовність розміщення пов'язаних між собою агрегатів може бути як горизонтальною, так і вертикальною. Між механізмами повинно бути передбачено простір для їх обслуговування, демонтажу та ремонту.

Прокладання трубопроводів повинно передбачатися у трьох взаємно перпендикулярних напрямках: паралельно діаметральній площині судна, перпендикулярно до неї та перпендикулярно до основної площини. Необхідно передбачити простори для монтажу та обслуговування трубопроводів та арматури.

Розташування насосів повинне забезпечувати надійне усмоктування в найбільш несприятливих умовах.

Дизель-генератори суднової електростанції розташовуються на платформі машинного відділення. Аварійний дизель-генератор, його щит керування та інше споріднене обладнання розміщуються в окремому приміщенні, яке повинне бути розташовано вище лінії рівня аварійного граничного занурення судна. Це приміщення повинно мати самостійний вихід на верхню палубу.

Головний розподільний щит розташовують на платформі в площині, перпендикулярній до діаметральної, по можливості якомога ближче до дизель-

					МР.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
						84
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

генераторів. Якщо на судні передбачено центральний пульт управління, то розташування в ньому головного розподільного щита обов'язково.

Утилізаційний паровий котел розміщується у верхній частині димоходів від головного двигуна та допоміжних дизель-генераторів.

Компресори стисненого повітря необхідно встановлювати у місцях, де усмоктуване повітря буде мінімально забруднене парами рідин.

Насоси, сепаратори, фільтри та підігрівачі паливних систем повинні встановлюватися у спеціальних приміщеннях, які обладнані витяжною вентиляцією.

Місця та настили для обслуговування обладнання та механізмів повинні розташовуватися у кілька ярусів якщо висота приміщення це дозволяє.

Суднові фундаменти повинні забезпечувати надійну роботу встановленого обладнання, можливість підвода трубопроводів і кабелів, зручність обслуговування при експлуатації та ремонті.

6.2. Розробка розміщення обладнання СЕУ в МКВ

Розміщення обладнання у машинному відділенні судна виконано згідно вимог, які викладені у розділі 6.1, воно відповідає вимогам міжнародних норм та класифікаційних товариств. Обладнання розміщено з урахуванням його габаритно-вагових характеристик та з урахуванням впливу на остійність судна.

Основні прийняті рішення щодо розташування обладнання у машинному відділенні наступні:

1) Головний двигун розташовано у центрі машинного відділення на 0 рівні. До гвинта крутний момент від головного двигуна передається проміжним та гребним валом через дейдвудний пристрій.

2) Три допоміжних дизель-генератори розміщені на другій платформі машинного відділення, у корму від головного двигуна.

3) Центральний пост управління знаходиться на другій платформі машинного відділення, у ніс від головного двигуна.

4) Майстерня знаходиться під центральним постом управління.

					MP.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		85

5) Комбінований утилізаційно-допоміжний котел розташовано над машинним відділенням на рівні верхньої палуби, у корму від головного двигуна.

6) Сепаратори палива та масла знаходяться на 3 платформі машинного відділення, у корму від головного двигуна.

7) Скрубер SO_x розташований у окремому приміщенні, над машинним відділенням у фальш трубі, на рівні шлюпочної палуби.

8) Система рециркуляції відхідних газів приєднана до корпусу головного двигуна на рівні 3 платформи.

					МР.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
						86
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					МР.135.6211м.07.ПЗ.07						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
Студент		Сваричевський Д.			Технологічна розробка ремонт поршнів тронкових двигунів			Літ.		Аркуш	Аркушів
Керівник		Коробко В.В..									
Заф.каф.		Личо Б.М.									

7. Ремонт поршнів тронкових двигунів

7.1. Процедури ревізії та визначення дефектів

Поршень при роботі двигуна піддається механічним впливам від тиску газів і поступально рухомих частин кривошипно-шатунного механізму, а також термічним впливам – у процесі згорання паливної суміші над головкою поршня.

При розбиранні поршнів і демонтажу поршневих кілець необхідно переконатися у відсутності тріщин, обгорання, утворення нагару, неприпустимого зношування, подряпин, рисок, задирів, корозії, закоксуванню поршневих кілець, слідів пропусків газів поршневими кільцями. Тріщини на голівці і тронці поршня неприпустимі. Їх виявляють візуально застосовують кольорову, малокеросинову або люмінесцентну проби. При виявленні тріщин поршень бракують, так як поршень з таким дефектом ремонту не підлягає. При наявності на поршні неглибоких задирів і рисок, їх усувають шліфуванням на токарно-гвинторізному верстаті, якщо установчий зазор не перевищуватиме допустимий при експлуатації.

Для визначення величини зносу поршня вимірюють його тронкову частину (нижче кілець ущільнювачів), так як головка поршня зазвичай не піддається зношування і висоту поршневих канавок.

Перед вимірюванням поршень очищають від нагару, промивають керосином або дизельним паливом і насухо протирають. Поршень вимірюють мікрометричною скобою або спеціальним вимірювальним обладнанням в декількох перетинах по висоті тронка поршня і в двох взаємно перпендикулярних площинах: в площині, що проходить через вісь колінчастого вала (по осі), і в площині, перпендикулярній осі вала (по ходу). Кількість вимірювань по висоті тронка поршня визначається його конструкцією.

					MP.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		88

7.2. Методи усунення дефектів поршня

7.2.1. Відновлення зношених отворів під поршневі пальці

Зноси (задири, овальність вище 0,10 мм) в отворах під поршневі пальці в поршнях дизелів тронкового типу усувають розточуванням з наступним шліфуванням. Іноді після розточування використовують старі пальці, відновлені до робочого розміру хромуванням. У поршнів із плаваючим пальцем його встановлюють у бобишках поршня й головці шатуна так, щоб у процесі роботи він міг повертатися навколо своєї осі. Така установка забезпечує рівномірне зношування пальця й втулок бобишок.

У застосованого на судні двигуна встановлено поршковий палець плаваючого типу. У поршнів такої конструкції із плаваючими поршковими пальцями у процесі експлуатації відбувається поступове стирання стінок втулок для пальців. При неприпустимому зношуванні втулки заміняють на нові з одночасним шліфуванням пальців. При значних зносах і втраті міцності бобишок заміняють поршень.

У процесі ремонту поршнів тронкового типу, що з'єднуються зі штоком за допомогою поршневого пальця, необхідно випресовувати пальці за допомогою спеціальних пристосувань, усунути, при наявності, овальність і конусоподібність отворів.

Попереднє розточування отвору під палець і підрізування бобишок поршня зсередини роблять на розточувальних верстатах у пристосуванні, а також на токарських верстатах з установкою деталі на косинець. Базою для установки деталей у пристосуванні служать нижній торець поршня й технологічний внутрішній пасок з боку отвору. Пристосування являє собою борштангу, обертання якої здійснюється від шпинделя розточувального верстата через подвійну карданну передачу.

Наступне тонке розточування виконують на алмазно-розточувальному верстаті. Деталь встановлюють у пристосування, що самоцентрує. Базою для її встановлення є нижній торець однієї з бобишок поршня й внутрішній

					МР.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		89

технологічний пасок отвору під палець. При правильній установці деталі не повинне бути розвороту осі отвору стосовно осі шпинделя верстата. Для досягнення цього торець однієї з бобишок поршня повинен упиратися в стійку пристосування.

Тонке розточування роблять на ремонтний розмір отворів у бобишках під поршневий палець. У цьому випадку ставлять палець ремонтного розміру, який більше номінального.

Отвори в бобишках під поршневий палець обробляють із допуском по 7-му квалітету, шорсткість отворів у бобишках повинна бути не нижче восьмого класу.

7.2.2. Ремонт зношених поршнів з алюмінієвих сплавів

З алюмінієвих сплавів виготовляють поршні для тихохідних і швидкохідних дизелів.

Поршні бракують при наявності тріщин будь-якого розміру й розташування, при ушкодженні перемичок між канавками під поршневі кільця або їх неприпустимому зношенні. Поршні також бракують у випадку зношування зовнішньої циліндричної поверхні вище припустимого.

Зношені поршні ремонтують наплавленням, що виконується з попереднім підігрівом до 350 °С, прутком алюмінієвого сплаву, який відповідає матеріалу поршня, за допомогою ацетиленокисневого полум'я. Потім поршень піддають термообробці старінням: нагрівання в електропечі до 165—175 °С на протязі 6 годин і витримка при цій температурі від 7 до 11 годин з наступним повільним охолодженням і механічною обробкою. При обробці поршня як базу використовують нижню торцеву поверхню. Тому обробку поршня починають із нижньої торцевої поверхні, що потім притирають.

Якщо поршень не наплавляли, то його ремонт починають з притирання нижньої торцевої поверхні, що використовується як настановна база.

Для забезпечення заданої шорсткості поверхні й точності обробки деталі робочу поверхню притирочного диска періодично правлять на доводочній плиті.

					МР.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
						90
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

При притиранні торцевої поверхні поршня використовують електрокорундовий порошок зернистістю 240...270. Після притирання торець поршня повинен прилягати до перевірконої плити по всій поверхні.

Якщо потрібно тільки проточити канавки під поршневі кільця, то риски й забоїни на зовнішній поверхні поршня зачищають шабером і полотном зернистістю 100.

Днище поршня полірують за допомогою корундових паст еластичним полірувальником на револьверному верстаті.

Канавки під поршневі кільця, зношені більше припустимого розміру, проточують до ремонтних розмірів. Діаметр поршня по западині канавок повинен бути не менше припустимого. Канавки необхідно обробляти вище 7-го класу шорсткості. Чистове проточування канавок для кілець виконують набором різців, що калібрують, з малою поперечною подачею ($\sim 0,05$ мм/об), забезпечуючи в такий спосіб високу точність і чистоту поверхні. При обробці канавок необхідно витримувати паралельність їхніх торцевих поверхонь щодо торцевої поверхні спідниці поршня. Допускається перекис не більше 0,03мм на довжині 30мм.

Канавки під поршневі кільця проточують різцями з пластинками із твердого сплаву, які виготовлені під розмір канавок, що проточуються. Ріжучу крайку різця, покриту тонким шаром пасти з карбіду бору, ретельно доводять на чавунній плиті.

7.2.3. Ремонт обгорілих місць на денцях і заварка тріщин поршнів.

Обгорання звичайно є наслідком тривалої роботи поршня в тяжких умовах при його безпосередньому зіткненні з гарячими газами.

Доволі часто обгорання відбувається через неправильну установку форсунок і порушення розпилювання палива. Бувають випадки повного прогорання денць поршнів.

Обгорілі місця на денцях чавунних поршнів наплавляють спеціальними чавунними електродами. Для ремонту сталевих поршневих головок

					MP.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		91

застосовують сталеві якісні електроди. Перед наплавленням поверхню очищають до чистого металу. Товщину металу, що наплавляється контролюють спеціальним шаблоном, знятим з нового поршня або виготовленим по кресленню. Після наплавлення роблять термічну обробку – відпалювання (для зняття внутрішніх напружень), а потім денце поршня піддають механічній обробці на верстаті.

При сферичному днищі поршня, механічну обробку після наплавлення роблять на токарському верстаті. Для обробки верхні положки супорта звільняють від поздовжньої автоматичної подачі й тягою зв'язують їх з нерухливою передньою або задньою бабкою.

Тяга, що має вісь обертання 00, по довжині дорівнює радіусу сфери днища поршня. При включенні поперечної автоматичної подачі супорта верхні положки з різцем будуть переміщатися по дузі необхідного радіуса.

У випадку прогорання денця поршень у вигляді виключення ремонтують зварюванням (при відсутності запасних поршнів). З першою ж нагодою відновлені в такий спосіб поршні замінюють новими.

Потужні тихохідні дизелі типу MAN B&W Diesel Group, Wartsila, Mitsubishi Heavy Industries Ltd та ін. мають складені поршні з головками з легованої сталі. При глибині вигоряння на денці головки поршня до 15 мм дефектне місце зачищають, при глибині вигоряння 15 мм і більше головку поршня замінюють або відновлюють.

7.3. Порядок відновлення працездатності поршня

Відновлення поршня відбувається шляхом застосування спеціально розробленої технології, яка не може бути реалізована в суднових умовах. Відновлення поршня проводиться заводом виробником у спеціально обладнаній для цього майстерні і спеціально навченим для виконання даних робіт персоналом. Різного роду технології звичайно включають в себе:

– очищення, дефектацію, попередню механічну обробку з метою підготовки деталі під наплавлення;

					MP.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
						92
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- видалення старої чавунної вставки;
- наплавлення на спеціальній установці методом аргонодугового зварювання ділянки поршня;
- виготовлення нової протизношувальної вставки з високоміцного чавуну, обробка поршня, установка вставки;
- наплавлення верхній частині поршня по вставку (в разі необхідності наплавлення отворів під палець, нижнього маслоз'ємного кільця, зовнішнього діаметра спідниці поршня);
- термічну обробку;
- механічну обробку в вихідні розміри;
- остаточний контроль;
- консервацію, упаковку, подальшу установку.

					MP.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		93

Висновок

Дана робота присвячена модернізації енергетичної установки балкера Dragon Sky.

У роботі виконано аналіз існуючого пропульсивного комплексу балкера та його енергетичної установки. Проаналізовані діючі міжнародні вимоги до енергетичних установок таких суден та відповідність існуючої установки цим вимогам.

Обґрунтована доцільність модернізації енергетичної установки зі встановленням нового двигуна. Розрахунок характеристик обраного двигуна виконано за допомогою програми CEAS від MAN B&W.

Для зменшення викидів оксидів азоту та сірки з головного двигуна у атмосферу виконано обґрунтування доцільності застосування на судні спеціальних систем для зменшення викидів. Визначено склад обладнання таких систем.

Обґрунтовано склад допоміжного обладнання енергетичної установки та надані їх характеристики.

Виконана розробка паливної системи головного двигуна для роботи на важкому паливі. Визначено об'єм важкого палива, який необхідно балкеру для виконання рейсу тривалістю 35 діб.

Виконано розміщення нового обладнання у машинному відділенні балкера.

Для підвищення надійності експлуатації судна розглянуто застосування обладнання, що здійснює контроль за станом корпусу судна під час його експлуатації. Виконано комплектацію системи. Надано схему розміщення датчиків контролю напруженого стану корпусу судна.

Розроблена технологія ремонту поршнів тронкових двигунів. Наведено необхідні процедури та послідовність ремонту.

					МР.135.6211м.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		94

Список використаних джерел інформації

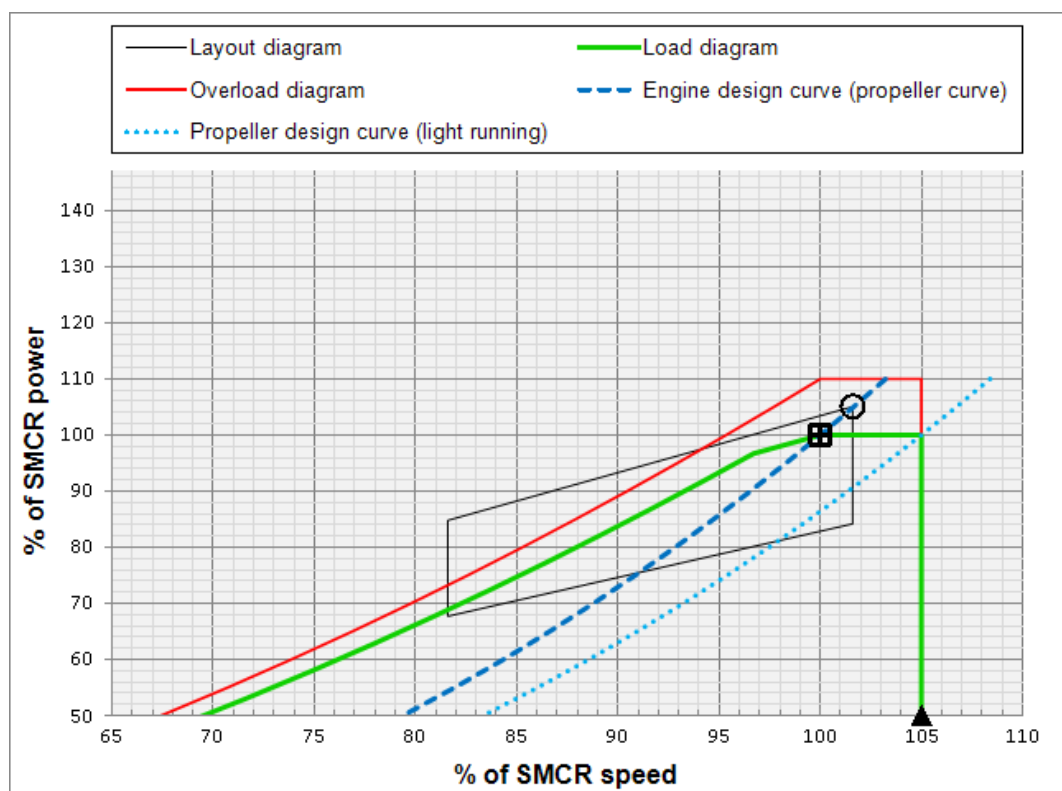
1. Consolidated text of the 1974 SOLAS convention. 2018.
2. Flex separation systems, S separators 921–987. Alfa Laval. 2020.
3. Global Maritime Engineering Co.,Ltd.; HULL STRESS MONITORING SYSTEM; Global Maritime Engineering; Global Maritime Engineering; Sandan 7-ro, Jeonggwan-eup, Gijang-gun, Busan, Korea.
4. Gorbov V. M., Mitienkova V. S., Serbin S. I. Alternative Fuels in Ship Power Plants: Monograph. – Mykolaiv: publisher Torubara V. V., 2017. – 120 p.
5. Guidelines for application of exhaust gas recirculation (EGR) systems onboard ships. China classification society. 2020.
6. IMO (2016). Train the Trainer (TTT) Course on Energy Efficient Ship Operation. Module 2 – Ship Energy Efficiency Regulations and Related Guidelines.
7. MAN B&W S50ME-C8-TII. Project Guide. 1st Edition. April 2010.
8. Man energy solutions; CEAS Engine Data report; 6S50ME-C8.2coEGR; Project name: Romanchenko Kostya; Report made by: Romanchenko Kostya group 6211M.
9. SIGNIFICANT SHIPS OF 2013 © 2014. The Royal Institution of Naval Architects.
10. Артемов Г.А., Волошин В.П. и др., «Судовые энергетические установки», 1987.
11. Горбов В.М. Основы судовой энергетики: збірник практичних завдань/В.М. Горбов, І.П. Єсін, В.С. Мітенкова. – Миколаїв: НУК, 2018.– 244 с.
12. Международный кодекс по управлению безопасной эксплуатацией судов и предотвращением загрязнения. РЕЗОЛЮЦИЯ А.741(18). 2013.
13. Шостак В.П. Проектирование пропульсивной установки судов с прямой передачей мощности на винт/ Под ред. Шостака В.П. - Николаев: НКИ, 2003. – 500 с.

MAN Energy Solutions



CEAS Engine Data report 6S50ME-C8.5-EcoEGR with scrubberProject name: romanchenko kostya

Report made by: Romanchenko Kostya group 6211M



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 (95.2% of NMCR)	9,480	125.0	19.3
□ NCR: Normal Continuous Rating (100.00% of SMCR)	9,480	125.0	19.3
Maximum over load (110% of SMCR)	10,428	-	-
▲ Maximum speed limit (105% of SMCR)	-	131.3	-
○ L1, NMCR: Nominal Maximum Continuous Rating	9,960	127.0	20.0

Further reading: [Basic principles of ship propulsion](#)

					Архив
					96
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата	

MP.135.6211M.07.ПЗ

Specified Main Engine and Other Parameters

Specified parameters	
Type of propeller	Fixed pitch propeller
Cooling system	Central water cooling system
Hydraulic control oil system test	Common (system oil)
Hydraulic power supply	Mechanical
Cylinder oil lubricator type	Alpha lubricator
Fuel sulphur content for engine design	High sulphur
Sulphur in fuel (Tier II)	max 3.5% sulphur
Sulphur in fuel (Tier III)	max 3.5% sulphur
NOx emission compliance	Tier II / Tier III

Turbocharger specifications	
Turbocharger efficiency	High efficiency
Exhaust gas bypass	With EGB*)
Number of turbochargers and make/type	1 x MAN TCT40-ML
Turbocharger lubricating	Common (system oil)
Exhaust gas scrubber for high sulphur	Standard
Exhaust back pressure (Tier II)	60 mbar
Exhaust back pressure (Tier III)	60 mbar

This engine can be equipped with Economizer Energy Control (EEC) for increasing exhaust gas temperatures.

Fuel Consumption and Gas Figures

	Tier II		Tier III	
SFOC	SMCR	NCR	SMCR	NCR
	g/kWh	g/kWh	g/kWh	g/kWh
ISO	167.0	167.0	171.0	171.0
Tropical	168.8	168.8	172.8	172.8
Specified	165.0	165.0	168.9	168.9

SFOC: Specific Fuel Oil Consumption (LCV: 42,700 kJ/kg)

	Tier II		Tier III	
Exhaust gas amount	SMCR	NCR	SMCR	NCR
	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s
ISO	17.9	17.9	17.7	17.7
Tropical	16.8	16.8	16.5	16.5
Specified	18.3	18.3	17.9	17.9

	Tier II		Tier III	
Exhaust gas temperature	SMCR	NCR	SMCR	NCR
	°C	°C	°C	°C
ISO	262	262	237	237
Tropical	312	312	285	285
Specified	236	236	213	213

	Tier II		Tier III	
Turbocharger air consumption	SMCR	NCR	SMCR	NCR
	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s
ISO	17.5	17.5	17.4	17.4
Tropical	16.8	16.8	16.5	16.5
Specified	17.9	17.9	17.6	17.6

ISO, tropical and specified conditions are listed in the References and tolerances section.

Expected lubricating oil consumption

Fuel sulphur	Cylinder oil consumption	Lubricating oil consumption
2.1%-3.5%	typically 0.63-1.05 g/kWh*	from negligible to 0.1 g/kWh

*) Using 100 BN cylinder oil.

					MP.135.6211M.07.II3	Архив
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		97

Capacities of Pumps and Coolers

Pump	Flow capacity m ³ /h	Pump head bar
Fuel oil circulation	4.6	6.0
Fuel oil supply	2.5	4.0
Jacket cooling water	70	3.0
Lubricating oil	200	3.8
Central fresh water	315	2.5
Sea water for central cooling	390	2.0

The pump heads stated are for guidance only, and depend on the actual pressure drop across coolers, filters, etc. in the systems. The capacities do not account for any components other than the engine itself.

Flow capacities of cooler(s) on engine <i>ISO condition</i>		Central water flow m ³ /h
Scavenge air cooler(s)	No. of coolers x flow per cooler	1 x 115
EGR cooler(s)	No. of coolers x flow per cooler	1 x 115
Total flow capacity to engine		230

Capacities of auxiliary heat exchangers		m ³ /h	Central water flow m ³ /h	Heat dissipation kW
Central cooler	Sea water flow	390	315	7,970
Jacket water cooler	Jacket water flow	70	85	1,300
Lubricating oil cooler	Oil flow	200	85	780

All flows are stated as minimum required flows.

The heat capacity of the central cooler (including 5% safety margin) is calculated as the sum of the 100% SMCR heat dissipation from all coolers in the worst case of each of the engine operational modes (fuel type, emission mode and ambient condition).

The heat capacity of the jacket water cooler and lubricating oil cooler (including 10% safety margin) is based on the highest heat dissipation of each of the engine operational modes (fuel type, emission mode and tropical condition).

Pertaining cooling water flow diagram, temperatures, viscosities and pressures for pumps and coolers, see “Engine Project Guide”.

Capacities of Auxiliary Systems

Air cooler cleaning unit	
Air cooler cleaning tank	0.30 m ³
Capacity of pump	1.0 m ³ /h

Cylinder oil system	
Storage tanks	2 x 16 m ³
Service tanks	1.3 m ³

Fuel oil system	
Distillate marine fuel service tank, 12 h	22.2 m ³
Residual marine fuel settling tanks, 2 x 12 h	2 x 20.8 m ³
Residual marine fuel service tank, 12 h/95 °C	21 m ³
Residual marine fuel separator, 98 °C	2,180 l/h
Distillate marine fuel oil circulation cooler	22 kW
Fuel oil pre-heater	74 kW

Lubricating oil system	
Storage tanks (2 x 3 months)	2 x 3.2 m ³
Separator, 90 °C	1,350 l/h
Recommended lubricating oil bottom tank	12 m ³

Miscellaneous	
Jacket water expansion tank*)	10 %
Recommended engine room ventilation flow**)	31 m ³ /s
Motor rating, auxiliary blowers	2 x 29 kW
EGR blower max power consumption***)	98 kW

*) Jacket water expansion tank volume given in percent of the total jacket water volume.

**) This air flow is given as 200% of the main engine combustion air flow. Besides the combustion air flow (100%), it includes cooling air for main engine radiation heat (50%), an estimate of combustion air for gensets/boilers and cooling air for their radiation heat (25%) and an estimate of radiated heat from other equipment (25%). Please check with ISO 8861:1998(E) for details.

***) Powered by a variable frequency drive, so no margin for starting current is required. Number of EGR blowers must be informed by maker. Nominal power rating for EGR blower may differ significantly from this value.

Starting air system, 30 bar***)	
Receiver volume (12 starts)	2 x 4.5 m ³
Compressors (total)	270 m ³ /h

***) Starting air system capacities do not include air consumption for ventilation of double wall pipe or Tier III air consumers. An assessment is to be performed to determine whether the above needs to be increased.

Various drain tanks	
Stuffing box drain tank	0.30 m ³
Scavenge air drain tank	0.30 m ³

EGR Water Handling System (WHS)	
<i>Pump flows</i>	
EGR treated water supply pump	5.7 m ³ /h
NaOH dosing pump	86 l/h
<i>Pump heads</i>	
EGR treated water supply pump	10 bar
NaOH dosing pump	10 bar

Engine Dimensions, Masses and Overhaul Heights

Dimensions

A: Cylinder distance	850 mm
B: Width of bedplate	3,150 mm
C: Distance from foot to crankshaft	1,085 mm
L min: Minimum length of engine	6,774 mm

Overhaul heights

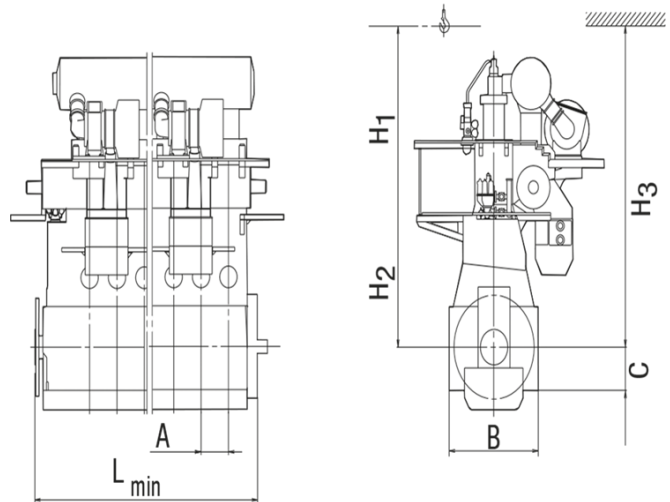
H1: Normal lifting procedure	9,050 mm
H2: Reduced height lifting procedure	8,500 mm
H3: Tilted lifting with double jib crane	8,250 mm

Crane capacities

Normal lifting procedure	2.0 t
With electrical double jib crane	2 x 1.6 t

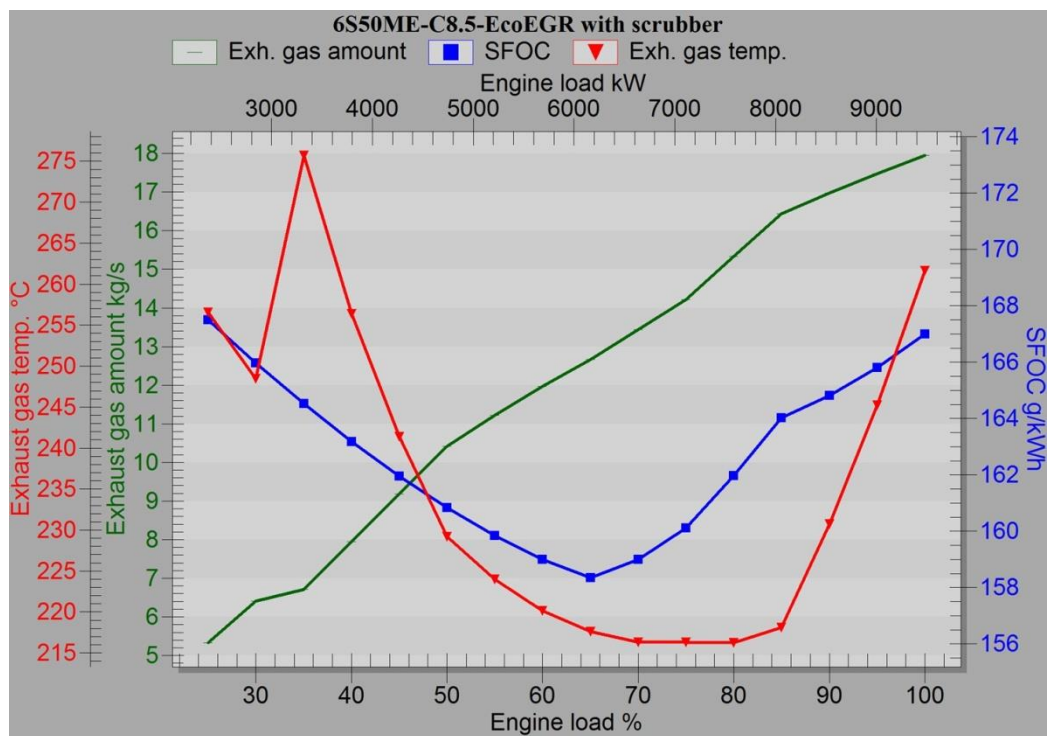
Masses

Mass of main engine, dry	210 t
Added engine dry mass for EcoEGR	12 t
Mass of water and oil in engine	2.0 t



The real engine length at crankshaft centreline level may be larger than the minimum length of the engine, as it depends on the vibration conditions of the main engine and shaft system, i.e. on whether a vibration damper and/or moment compensator needs to be installed. Only EcoEGR related components, that are mounted on the engine, are included in the above added mass. Indicated values are for guidance only and are not binding.

Fuel Consumption and Exhaust Gas Data Fuel Oil, Tier II mode



Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

MP.135.6211м.07.ПЗ

Аркуш

100

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

Load %	Power SMCRkW	Speed r/min	SFOC g/kWh	Exh. gas kg/s	Exh. gas*) °C	Steam**) kg/h
100	9,480	125.0	167.0	17.9	262	1,810
95	9,006	122.9	165.8	17.5	245	1,490
90	8,532	120.7	164.8	17.0	231	1,190
85	8,058	118.4	164.0	16.4	218	920
80	7,584	116.0	162.0	15.3	216	840
75	7,110	113.6	160.1	14.2	216	800
70	6,636	111.0	159.0	13.4	216	760
65	6,162	108.3	158.4	12.7	218	750
60	5,688	105.4	159.0	12.0	220	750
55	5,214	102.4	159.8	11.2	224	770
50	4,740	99.2	160.8	10.4	229	790
45	4,266	95.8	161.9	9.2	241	860
40	3,792	92.1	163.2	7.9	256	920
35	3,318	88.1	164.5	6.7	276	980
30	2,844	83.7	166.0	6.4	248	700
25	2,370	78.7	167.5	5.3	257	660

Fuel consumption and Exhaust Gas Data Fuel Oil, Tier II mode

Tropical ambient conditions (ambient air: 45 °C, scavenge air coolant: 36 °C)

Load %	Power SMCRkW	Speed r/min	SFOC g/kWh	Exh. gas kg/s	Exh. gas*) °C	Steam**) kg/h
100	9,480	125.0	168.8	16.8	312	2,520
95	9,006	122.9	167.6	16.4	294	2,220
90	8,532	120.7	166.6	15.9	279	1,940
85	8,058	118.4	165.8	15.5	265	1,680
80	7,584	116.0	163.7	14.4	262	1,560
75	7,110	113.6	161.8	13.4	261	1,470
70	6,636	111.0	160.7	12.7	260	1,400
65	6,162	108.3	160.0	12.0	261	1,350
60	5,688	105.4	160.7	11.4	262	1,320
55	5,214	102.4	161.5	10.8	266	1,300
50	4,740	99.2	162.5	10.0	270	1,290
45	4,266	95.8	163.7	8.9	281	1,290
40	3,792	92.1	164.9	7.8	294	1,300
35	3,318	88.1	166.3	6.7	310	1,290
30	2,844	83.7	167.7	6.6	276	960
25	2,370	78.7	169.3	5.5	282	880

Specified ambient conditions (ambient air: 10 °C, scavenge air coolant: 10 °C)

Load %	Power SMCRkW	Speed r/min	SFOC g/kWh	Exh. gas kg/s	Exh. gas*) °C	Steam**) kg/h
100	9,480	125.0	165.0	18.3	236	1,350
95	9,006	122.9	163.8	17.8	220	1,020
90	8,532	120.7	162.8	17.2	207	740
85	8,058	118.4	162.1	16.7	195	500
80	7,584	116.0	160.0	15.5	193	450
75	7,110	113.6	158.2	14.4	194	430
70	6,636	111.0	157.1	13.6	194	410
65	6,162	108.3	156.5	12.8	195	410
60	5,688	105.4	157.1	12.1	198	430
55	5,214	102.4	157.9	11.3	201	460
50	4,740	99.2	158.9	10.5	206	500
45	4,266	95.8	160.0	9.3	218	590
40	3,792	92.1	161.2	8.0	233	680
35	3,318	88.1	162.6	7.6	212	450
30	2,844	83.7	164.0	6.5	224	490
25	2,370	78.7	165.5	5.4	231	470

Comments / details:

SFOC: Specific Fuel Oil Consumption (LCV: 42,700 kJ/kg)
temperature after turbocharger.

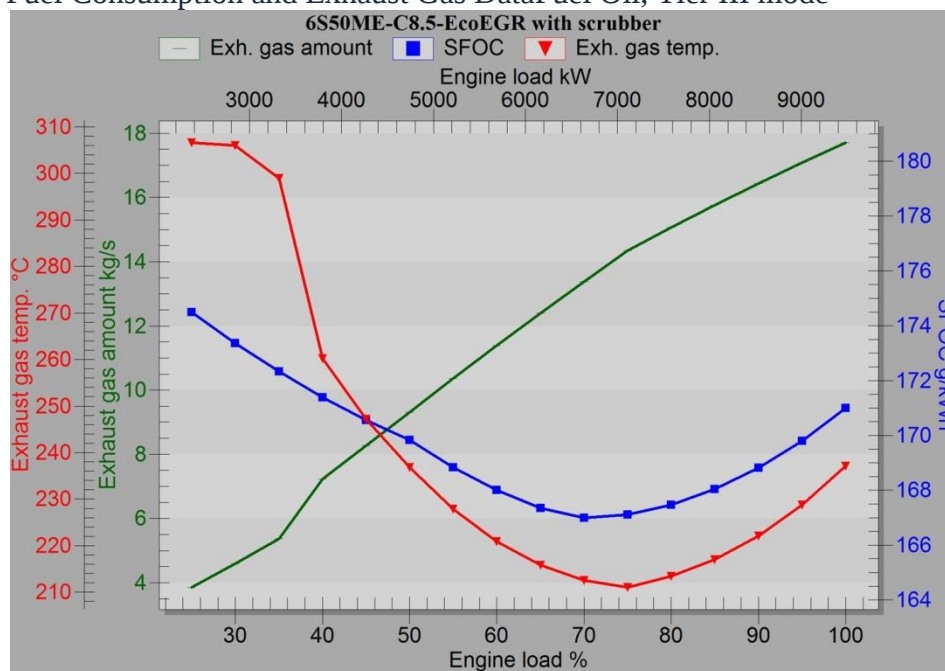
*) Mixed exhaust gas

Loads below 50% are associated with larger tolerances.
at 7.0 bar(a) with variable

**) Guiding steam production capacity
pinch point temperature, matched to 15°C at 85% load in Tier II and ISO. Contact boiler maker for

actual steam production.

Fuel Consumption and Exhaust Gas Data Fuel Oil, Tier III mode



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

Load % SMC R	Power kW	Speed r/min	SFOC g/kWh	Exh. gas kg/s	Exh. gas*) °C	Steam**) kg/h
100	9,480	125.0	171.0	17.7	237	1,350
95	9,006	122.9	169.8	17.1	229	1,150
90	8,532	120.7	168.8	16.4	222	1,000
85	8,058	118.4	168.0	15.8	217	880
80	7,584	116.0	167.5	15.1	213	780
75	7,110	113.6	167.1	14.4	211	720
70	6,636	111.0	167.0	13.4	213	700
65	6,162	108.3	167.4	12.4	216	710
60	5,688	105.4	168.0	11.4	221	740
55	5,214	102.4	168.8	10.4	228	770
50	4,740	99.2	169.8	9.3	237	820
45	4,266	95.8	170.5	8.3	247	850
40	3,792	92.1	171.4	7.2	260	890
35	3,318	88.1	172.3	5.4	299	980
30	2,844	83.7	173.4	4.6	306	900
25	2,370	78.7	174.5	3.9	307	780

Tropical ambient conditions (ambient air: 45 °C, scavenge air coolant: 36 °C)

Load % SMC R	Power kW	Speed r/min	SFOC g/kWh	Exh. gas kg/s	Exh. gas*) °C	Steam**) kg/h
100	9,480	125.0	172.8	16.5	285	2,090
95	9,006	122.9	171.6	15.9	276	1,900
90	8,532	120.7	170.6	15.3	268	1,730
85	8,058	118.4	169.8	14.7	262	1,580
80	7,584	116.0	169.2	14.1	257	1,460
75	7,110	113.6	168.9	13.4	254	1,360
70	6,636	111.0	168.8	12.6	255	1,310
65	6,162	108.3	169.1	11.7	258	1,280
60	5,688	105.4	169.8	10.8	262	1,260
55	5,214	102.4	170.6	9.9	269	1,250
50	4,740	99.2	171.6	8.9	277	1,250
45	4,266	95.8	172.4	8.0	286	1,240
40	3,792	92.1	173.2	7.0	298	1,230
35	3,318	88.1	174.2	5.5	323	1,190
30	2,844	83.7	175.2	4.7	329	1,080
25	2,370	78.7	176.3	4.0	329	940

Specified ambient conditions (ambient air: 10 °C, scavenge air coolant: 10 °C)

Load %	Power SMCRkW	Speed r/min	SFOC g/kWh	Exh. gas kg/s	Exh. gas*) °C	Steam**) kg/h
100	9,480	125.0	168.9	17.9	213	880
95	9,006	122.9	167.8	17.3	205	710
90	8,532	120.7	166.8	16.6	199	570
85	8,058	118.4	166.0	15.9	194	470
80	7,584	116.0	165.5	15.2	191	390
75	7,110	113.6	165.1	14.5	188	340
70	6,636	111.0	165.0	13.5	190	340
65	6,162	108.3	165.3	12.5	193	380
60	5,688	105.4	166.0	11.5	199	430
55	5,214	102.4	166.8	10.4	205	490
50	4,740	99.2	167.8	9.3	214	550
45	4,266	95.8	168.5	8.3	225	610
40	3,792	92.1	169.3	7.2	237	670
35	3,318	88.1	170.3	5.3	276	810
30	2,844	83.7	171.3	4.6	282	740
25	2,370	78.7	172.4	3.8	282	630

Comments / details

SFOC: Specific Fuel Oil Consumption (LCV: 42,700 kJ/kg)
temperature after turbocharger.

*) Mixed exhaust gas

Loads below 50% are associated with larger tolerances.
at 7.0 bar(a) with variable

**) Guiding steam production capacity

pinch point temperature, matched to 15°C at 85% load in Tier II and ISO. Contact boiler maker for actual steam production.

Tables of Capacities - Tier II

1 Engine load (% SMCR)	4	Scavenge air receiver temp. (°C)	7	Jacket water heat diss. (kW) +10/-15%
2 T/C air consumption (kg/s) +/- 5%	5	Scavenge air heat diss. (kW)	8	Lubricating oil heat diss. (kW) +/-10%
3 Scavenge air pressure (bara)	6	EGR heat dissipation (kW)	9	Condensed water (non-EGR) (t/24h)

Loads below 50% are associated with larger tolerances.

1	2	3	4	5	6	7
8	9					

ISO ambient conditions (ambient air: 25.0 °C, scavenge air coolant: 25.0 °C)								
100	17.5	3.98	37	3,200	1,300	1,140	680	0.0
95	17.1	3.87	37	3,030	1,240	1,100	650	0.0
90	16.6	3.75	36	2,860	1,190	1,060	630	0.0
85	16.1	3.63	35	2,690	1,130	1,020	600	0.0
80	15.0	3.36	34	2,340	1,140	970	570	0.0
75	13.9	3.10	33	2,010	1,130	930	550	0.0
70	13.2	2.92	33	1,780	1,010	890	520	0.0
65	12.4	2.74	32	1,570	910	850	500	0.0
60	11.7	2.59	31	1,400	820	800	480	0.0
55	11.0	2.43	31	1,220	730	760	450	0.0
50	10.2	2.27	30	1,050	650	720	430	0.0
45	9.0	2.05	30	800	650	680	400	0.0
40	7.8	1.83	29	590	640	630	380	0.0
35	6.6	1.63	29	400	600	590	360	0.0
30	6.3	1.57	36	320	640	550	330	0.0
25	5.2	1.41	36	190	580	510	300	0.0

					MP.135.6211M.07.ПЗ		Архив
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата			104

Tropical ambient conditions (ambient air: 45.0 °C, scavenge air coolant: 36.0 °C)								
100	16.8	3.85	47	3,300	840	1,160	690	33.4
95	16.3	3.75	46	3,130	800	1,110	660	32.6
90	15.9	3.64	46	2,960	770	1,070	630	31.8
85	15.4	3.52	45	2,790	730	1,030	610	30.9
80	14.4	3.27	44	2,440	760	980	580	28.9
75	13.4	3.02	43	2,110	780	940	550	26.7
70	12.7	2.85	42	1,890	680	900	530	24.7
65	12.0	2.68	42	1,680	580	860	500	22.6
60	11.4	2.54	41	1,510	510	810	480	20.8
55	10.7	2.40	41	1,330	430	770	460	18.9
50	10.0	2.25	40	1,160	350	730	430	16.8
45	8.9	2.04	39	910	380	680	410	14.2
40	7.8	1.84	39	690	390	640	380	11.4
35	6.6	1.65	38	500	370	600	360	8.6
30	6.5	1.60	46	420	420	560	330	8.3
25	5.5	1.44	46	280	390	510	310	5.9

Specified ambient conditions (ambient air: 10.0 °C, scavenge air coolant: 10.0 °C)								
100	17.9	3.96	23	3,080	1,430	1,130	670	1.8
95	17.4	3.84	22	2,910	1,370	1,090	650	1.8
90	16.9	3.73	22	2,740	1,310	1,050	620	1.7
85	16.4	3.60	21	2,570	1,250	1,000	590	1.7
80	15.2	3.33	20	2,220	1,250	960	570	1.6
75	14.1	3.07	19	1,900	1,230	920	540	1.5
70	13.3	2.88	18	1,690	1,110	880	520	1.3
65	12.6	2.71	17	1,490	1,000	840	490	1.1
60	11.9	2.56	17	1,330	910	790	470	0.9
55	11.1	2.41	16	1,160	810	750	450	0.7
50	10.3	2.25	15	990	720	710	420	0.5
45	9.1	2.03	15	760	720	670	400	0.3
40	7.9	1.82	14	550	700	630	380	0.1
35	7.5	1.74	21	450	760	580	350	0.0
30	6.4	1.55	21	290	710	540	330	0.0
25	5.3	1.40	21	180	640	500	300	0.0

Tables of Capacities - Tier III

1 Engine load (% SMCR)	4	Scavenge air receiver temp. (°C)	7	Jacket water heat diss. (kW) +10/-15%
2 T/C air consumption (kg/s) +/- 5%	5	Scavenge air heat diss. (kW)	8	Lubricating oil heat diss. (kW) +/-10%
3 Scavenge air pressure (bara)	6	EGR heat dissipation (kW)	9	Condensed water (non-EGR) (t/24h)

Loads below 50% are associated with larger tolerances.

1	2	3	4	5	6	7
8	9					

ISO ambient conditions (ambient air: 25.0 °C, scavenge air coolant: 25.0 °C)								
100	17.4	3.98	36	2,530	3,190	1,170	700	0.2
95	16.8	3.80	35	2,290	3,030	1,130	670	0.1
90	16.2	3.62	35	2,060	2,870	1,080	640	0.0
85	15.5	3.44	34	1,850	2,720	1,040	610	0.0
80	14.8	3.25	34	1,610	2,700	1,000	590	0.0
75	14.1	3.07	34	1,390	2,650	950	560	0.0
70	13.2	2.86	34	1,220	2,470	910	540	0.0
65	12.2	2.65	34	1,070	2,300	870	510	0.0
60	11.2	2.45	34	920	2,130	820	490	0.0
55	10.2	2.26	33	770	1,950	780	460	0.0
50	9.2	2.07	33	630	1,760	740	440	0.0
45	8.1	1.88	33	490	1,590	690	410	0.0
40	7.1	1.71	32	350	1,420	650	390	0.0
35	5.3	1.49	41	230	1,420	610	360	0.0
30	4.5	1.37	40	150	1,240	560	340	0.0
25	3.8	1.27	39	90	1,070	520	310	0.0

					MP.135.6211M.07.ПЗ		Архив
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата			105

Tropical ambient conditions (ambient air: 45.0 °C, scavenge air coolant: 36.0 °C)								
100	16.5	3.83	45	2,620	2,840	1,180	710	37.0
95	15.9	3.66	44	2,380	2,700	1,140	680	35.1
90	15.3	3.49	44	2,150	2,570	1,100	650	33.2
85	14.7	3.31	43	1,930	2,430	1,050	620	31.1
80	14.1	3.14	43	1,690	2,430	1,010	590	29.1
75	13.4	2.97	43	1,460	2,410	960	570	26.9
70	12.5	2.77	43	1,300	2,240	920	540	24.8
65	11.7	2.58	43	1,150	2,080	880	520	22.7
60	10.8	2.40	43	1,000	1,910	830	490	20.4
55	9.8	2.22	42	850	1,740	790	470	18.1
50	8.9	2.04	42	710	1,570	740	440	15.5
45	7.9	1.87	42	560	1,420	700	420	12.7
40	7.0	1.70	41	420	1,260	660	390	9.9
35	5.4	1.51	49	310	1,290	610	370	8.6
30	4.7	1.39	49	220	1,130	570	340	6.2
25	4.0	1.29	48	140	980	520	310	4.3

Specified ambient conditions (ambient air: 10.0 °C, scavenge air coolant: 10.0 °C)								
100	17.6	3.94	21	2,410	3,310	1,160	690	3.2
95	17.0	3.76	21	2,180	3,140	1,110	660	3.1
90	16.4	3.58	20	1,960	2,980	1,070	630	2.9
85	15.7	3.39	20	1,750	2,820	1,030	610	2.6
80	15.0	3.21	19	1,520	2,790	990	580	2.4
75	14.3	3.03	19	1,310	2,730	940	560	2.2
70	13.3	2.82	19	1,150	2,560	900	530	1.9
65	12.3	2.62	19	1,000	2,380	860	510	1.6
60	11.3	2.42	19	860	2,210	810	480	1.2
55	10.3	2.23	19	720	2,020	770	460	0.9
50	9.2	2.04	18	590	1,830	730	430	0.5
45	8.2	1.86	18	450	1,660	680	410	0.2
40	7.1	1.68	17	330	1,480	640	390	0.0
35	5.2	1.47	26	210	1,500	600	360	0.0
30	4.5	1.36	25	140	1,320	560	330	0.0
25	3.8	1.26	24	80	1,140	510	310	0.0

Tables of EGR consumption - Tier II Fuel Oil

1 Engine load (% SMCR)	3	Freshwater consumption (kg/h)	5	Sludge accumulation (l/h)
2				
Power, EGR blower (kWe)	4	Processwater bleed off (kg/h)	6	NaOH consumption (l/h)

EGR blower power consumption has a tolerance of 20%. Capacities are based on the WTS discharging directly to the EGC scrubber as described in 5855993-4.

Based on 3.5% fuel sulphur content. Sludge accumulation based on 7% dry matter. Fresh water consumption accounts for water added to the EGR process. WTS water consumption is not included (to be informed by maker).

NaOH consumption is based on a 50% NaOH solution. Minimum tolerance is 0.5 l/MWh, but generally 10%.

1	2	3	4	5
	6			

					MP.135.6211M.07.II3	Архив
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		106

ISO ambient conditions (ambient air: 25.0 °C, scavenge air coolant: 25.0 °C)					
100	29	0	280	5.1	25.6
95	30	0	270	4.9	25.0
90	30	0	260	4.7	24.3
85	31	0	250	4.5	23.5
80	35	0	250	4.6	24.1
75	38	0	250	4.6	24.4
70	35	0	220	4.1	22.2
65	32	0	200	3.7	20.1
60	30	0	180	3.2	18.2
55	27	0	160	2.8	16.3
50	24	0	140	2.4	14.5
45	25	0	130	2.3	14.8
40	24	0	130	2.1	14.6
35	22	0	120	1.9	13.9
30	16	0	120	1.9	14.7
25	13	0	100	1.6	13.3

Tropical ambient conditions (ambient air: 45.0 °C, scavenge air coolant: 36.0 °C)					
100	14	0	200	3.2	16.2
95	15	0	190	3.1	15.7
90	15	0	190	3.0	15.3
85	15	0	180	2.8	14.8
80	17	0	190	3.0	15.7
75	19	0	190	3.1	16.4
70	17	0	170	2.7	14.4
65	15	0	150	2.3	12.6
60	13	0	130	1.9	10.9
55	11	0	110	1.6	9.3
50	9	0	85	1.2	7.6
45	11	0	95	1.3	8.4
40	11	0	95	1.2	8.6
35	10	0	90	1.1	8.3
30	6	0	100	1.2	9.2
25	5	0	90	1.0	8.5

Specified ambient conditions (ambient air: 10.0 °C, scavenge air coolant: 10.0 °C)					
100	33	136	320	5.7	28.2
95	34	132	310	5.5	27.5
90	35	128	300	5.3	26.7
85	35	124	290	5.0	25.9
80	39	122	290	5.1	26.4
75	42	121	290	5.1	26.5
70	39	123	260	4.6	24.1
65	36	122	240	4.0	21.9
60	33	119	220	3.5	19.9
55	30	114	190	3.1	17.8
50	26	108	170	2.6	15.8
45	27	110	170	2.5	16.0
40	26	110	170	2.3	15.6
35	20	108	180	2.3	16.7
30	18	107	160	2.0	15.6
25	14	105	150	1.7	14.2

Tables of EGR consumption - Tier III Fuel Oil

1	Engine load (% SMCR)	3	Freshwater consumption (kg/h)	5	Sludge accumulation (l/h)
2	Power, EGR blower (kWe)	4	Processwater bleed off (kg/h)	6	NaOH consumption (l/h)

EGR blower power consumption has a tolerance of 20%. Capacities are based on the WTS discharging directly to the EGC scrubber as described in 5855993-4.

Based on 3.5% fuel sulphur content. Sludge accumulation based on 7% dry matter. Fresh water consumption accounts for water added to the EGR process. WTS water consumption is not included (to be informed by maker).

NaOH consumption is based on a 50% NaOH solution. Minimum tolerance is 0.5 l/MWh, but generally 10%.

1	2	3	4	5
	6			

ISO ambient conditions (ambient air: 25.0 °C, scavenge air coolant: 25.0 °C)

100	75	0	650	12.3	55.0
95	74	0	630	11.8	55.0
90	74	0	600	11.2	55.0
85	72	0	580	10.6	50.0
80	73	0	570	10.4	50.0
75	73	0	550	10.0	50.0
70	76	0	510	9.3	47.2
65	77	0	480	8.4	44.3
60	77	0	440	7.6	41.2
55	75	0	400	6.8	38.1
50	70	0	360	5.9	34.8
45	61	0	320	5.1	31.7
40	50	0	280	4.4	28.3
35	75	0	250	4.1	28.3
30	55	0	220	3.4	24.8
25	40	0	180	2.7	21.4

Tropical ambient conditions (ambient air: 45.0 °C, scavenge air coolant: 36.0 °C)

100	51	0	600	10.7	50.0
95	51	0	580	10.3	48.9
90	51	0	550	9.8	47.1
85	50	0	530	9.3	45.3
80	51	0	520	9.1	45.3
75	52	0	510	8.9	44.9
70	53	0	480	8.2	42.1
65	53	0	450	7.4	39.3
60	53	0	420	6.7	36.4
55	51	0	380	5.9	33.4
50	48	0	350	5.1	30.3
45	42	0	310	4.4	27.6
40	35	0	280	3.7	24.6
35	48	0	270	3.6	24.8
30	36	0	240	2.9	21.7
25	26	0	210	2.3	18.7

Specified ambient conditions (ambient air: 10.0 °C, scavenge air coolant: 10.0 °C)					
100	82	0	700	13.0	60.0
95	81	0	670	12.4	60.0
90	80	0	650	11.8	55.0
85	78	0	620	11.1	55.0
80	79	0	610	10.9	55.0
75	78	0	600	10.5	50.0
70	80	0	560	9.6	48.6
65	82	0	530	8.8	45.6
60	81	25	490	7.9	42.4
55	78	55	450	7.0	39.1
50	73	85	410	6.1	35.7
45	63	115	380	5.3	32.4
40	51	141	340	4.5	29.0
35	77	100	330	4.2	29.0
30	57	120	290	3.5	25.5
25	41	127	250	2.8	22.0

Typical Noise and Vibration Levels

SMCR

Octave band centre freq. in Hz	31.5	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	Avg.	Avg.	Max.
	dB	dB	dB	dB	dB	dB	dB	dB	dB	dB(lin)	dB(A)	dB(A)
A) Exhaust gas noise	123.4	118.4	111.2	104.6	102.8	100.0	91.5	81.0	71.6	124.9	104.8	-
B) Spatial noise, standard NR	98.0	97.1	97.3	97.3	97.0	97.9	99.2	97.1	91.3	106.8	104.5	109.7
C) Spatial noise, additional NR	98.0	96.8	95.5	95.3	95.2	96.0	97.2	94.3	86.8	105.3	102.3	106.6
D) Structure borne vibrations	78.4	76.9	74.0	71.2	70.7	65.1	59.3	50.9	43.9	-	-	-

NCR (100.00% of SMCR)

Octave band centre freq. in Hz	31.5	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	Avg.	Avg.	Max.
	dB	dB	dB	dB	dB	dB	dB	dB	dB	dB(lin)	dB(A)	dB(A)
A) Exhaust gas noise	123.4	118.4	111.2	104.6	102.8	100.0	91.5	81.0	71.6	124.9	104.8	-
B) Spatial noise, standard NR	98.0	97.1	97.3	97.3	97.0	97.9	99.2	97.1	91.3	106.8	104.5	109.7
C) Spatial noise, additional NR	98.0	96.8	95.5	95.3	95.2	96.0	97.2	94.3	86.8	105.3	102.3	106.6
D) Structure borne vibrations	78.4	76.9	74.0	71.2	70.7	65.1	59.3	50.9	43.9	-	-	-

Sound pressure levels from exhaust gas system (2×10^{-5} Pa).

The expected sound pressure level at 1 metre from the edge of the exhaust gas pipe opening at an angle of 30 degrees to the direction of the gas flow and valid for a normal exhaust gas system - but without a boiler and silencer.

Airborne sound pressure levels - with standard noise reduction (NR) countermeasures (2×10^{-5} Pa).

Expected mean sound pressure octave spectrum levels, i.e. the average spatial noise values at a distance of 1 metre from the engine. Prescribed measuring surface area is 301.3 m².

Air-borne sound pressure levels - with additional noise reduction (NR) countermeasures (2×10^{-5} Pa).

Expected mean sound pressure octave spectrum levels, i.e. the average spatial noise values at a distance of 1 metre from the engine. Prescribed measuring surface area is 301.3 m².

Additional noise reduction countermeasures, e.g.:

					MP.135.6211M.07.II3	Архив
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		109

Extra good turbocharger air intake silencer(s) External sound insulation of scavenge air receiver
External sound insulation of scavenge air cooler(s).

Supplementary reduction of 0.0 dB is needed.

Other additional noise reduction countermeasures are also available. The noise figures given are in accordance with the CIMAC recommendations for measurements of the overall noise for reciprocating engines. The average levels will, depending on the actual engine room configuration, be 1-5 dB higher when the engine is installed in the engine room.

Structure borne vibration levels (5×10^{-8} Pa).

Expected mean velocity octave spectrum levels at the engine base plate as installed on board the ship. Based on an average engine foundation of a ship, and may only be used as a rough estimate as the velocity levels will depend on the actual foundation used. If the vibration velocity levels are referred to 10^{-9} m/s instead of 5×10^{-8} m/s, the calculated dB figures will be 34.0 dB higher than above stated.

Reference Data

Ambient condition	Scavenge air coolant temp. *) °C	Ambient air temp. °C	Rel. air humidity %	Barometric pressure mbar
ISO**)	25	25	30	1,000
Tropical	36	45	60	1,000
Specified	10	10	60	1,000

*) With a central cooling system, the sea water will be 4 °C lower than these temperatures.

**) Refers to ISO 3046-1 2002(E) and ISO 15550:2002(E).

Tolerances	
Specific Fuel Oil Consumption (SFOC) tolerance at SMCR	+/- 5%
Exhaust gas amount tolerance	+/- 5%
Exhaust gas temperature tolerance	+/- 15°C

Guarantee point	
Guarantee point (same as NCR)	100.00% of SMCR
Guarantee point SFOC tolerance	5%

Values for EEDI	
Engine type	6S50ME-C8.5-EcoEGR with scrubber
SMCR power	9,480 kW
SMCR RPM	125.0 r/min
Ambient condition	ISO
Reference LCV of fuel oil	42,700 kJ/kg
Fuel Oil mode	
SFOC at SMCR	167.0 g/kWh
SFOC at 75% SMCR	160.1 g/kWh
SFOC at 75% SMCR incl. 6% tolerance	169.7 g/kWh

					MP.135.6211M.07.II3	Архив
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		110