

Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
В.о. завідувача кафедри
Олексій ГОГОРЕНКО


« ____ » ____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ СУДНОВОГО СЕРЕДНЬООБЕРТОВОГО ДВИГУНА

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Олександр МИТРОФАНОВ

Здобувач освіти

Євген ГЕОРГІЙ

Миколаїв 2024

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Інститут, факультет Машинобудівний навчально-науковий
Кафедра Двигунів внутрішнього згорання, установок та технічної експлуатації
Ступінь Магістр
Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
(шифр і назва)
Освітня програма Двигуни внутрішнього згорання

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
Олексій ГОГОРЕНКО
«___» _____ 20__ року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Георгій Євген Вікторович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Вдосконалення системи охолодження суднового середньообертового двигуна

2. Керівник роботи д.т.н., доц. Митрофанов О.С.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “___” _____ 20__ року № _____

3. Строк подання здобувачем роботи _____

4. Вихідні дані до роботи Потужність дизеля – 630 кВт; частота обертання колінчатого валу – 700 хв⁻¹.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Загальна характеристика багатоцільового буксиру та головного двигуна. 2. Розрахунок робочого циклу для номінального режиму роботи. 3. Вдосконалення системи охолодження суднового середньообертового двигуна. 4. Визначення економічного ефекту від форсування суднового дизеля 6ЧН 25/34 та модернізації його системи охолодження. 5. Аналіз та розробка заходів охорони праці та навколишнього середовища при застосуванні двигуна.

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) 1. Загальний вигляд морського багатоцільового буксиру. 2. Розташування обладнання у машинному відділенні буксиру. 3. Поперечний перетин двигуна 6ЧН 25/34. 4. Водоводяний охолоджувач. 5. Маслоохолоджувач.

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
<i>Економічний розділ</i>	<i>Митрофанов О.С.</i>		
<i>Розділ хорони праці</i>	<i>Митрофанов О.С.</i>		

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	<i>Загальна характеристика багатоцільового буксиру та головного двигуна.</i>		
2.	<i>Розрахунок робочого циклу для номінального режиму роботи.</i>		
3.	<i>Вдосконалення системи охолодження суднового середньообертового двигуна.</i>		
4.	<i>Визначення економічного ефекту від форсування суднового дизеля 6ЧН 25/34 та модернізації його системи охолодження.</i>		
5.	<i>Аналіз та розробка заходів охорони праці та навколишнього середовища при застосуванні двигуна</i>		

Здобувач освіти

(підпис)

Євген ГЕОРГІЙ

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Олександр МИТРОФАНОВ

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота присвячена вдосконаленню системи охолодження суднового середньообертового дизеля 6ЧН 25/34.

В роботі розглянуто можливість використання дизеля 6ЧН 25/34 у якості дизель-генератора на морському багатоцільовому буксирі. Визначені параметри робочого циклу модернізованого двигуна 6ЧН 25/34 для номінального режиму роботи, а також виконано розрахунок теплового балансу.

Виконано розрахунки системи охолодження модернізованого суднового дизеля 6ЧН 25/34, та її елементів – охолоджувача наддувочного повітря, масла та води. Визначено, що спроектований ОНП забезпечує температуру в ресивері дизеля на рівні 29,3 °С при температурі на вході 192,1 °С. Спроектвані охолоджувачі води та масла, на номінальному режимі роботи дизеля забезпечують відведення потрібної кількості тепла від масла та водяного контуру. Спроектвані теплообмінні апарати цілком задовольняють масогабаритним вимогам та гідравлічному опору теплоносіїв.

Встановлено, що річна економія у судновласника від виконаної модернізації становитиме 1301454 грн, а модернізація базового двигуна 6ЧН 25/34 окупиться за один місяць.

Розглянуто основні вимоги охорони праці під час виконання буксирувальних робіт на морському багатоцільовому буксирі, а також під час виконання робіт у машинно-котельному відділенні судна. Встановлено, що рівень шуму та вібрації (рівень шуму – 82,66 дБ, рівень вібрації – 73,62 дБ) не перевищує встановлених норм. Запропоновано певні заходи щодо забезпечення екологічних норм судновими ДВЗ.

Робота виконана українською мовою на 83 аркушах розрахунково-пояснювальної записки з використанням 12 джерел. Графічна частина представлена п'ятьма кресленнями формату – А1.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, номінальний режим роботи; система охолодження, охолоджувача наддувочного повітря, охолоджувача масла, охолоджувача води.

					КРМ.142.6222м.04.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ABSTRACTS

The qualification work is devoted to the improvement of the cooling system of the 6CHN 25/34 medium-speed marine diesel engine.

The paper considers the possibility of using the 6CHN 25/34 diesel engine as a diesel generator on a multipurpose marine tugboat. The parameters of the operating cycle of the upgraded 6CHN 25/34 engine for the nominal operating mode are determined, and the heat balance is calculated.

Calculations of the cooling system of the modernised 6CHN 25/34 marine diesel engine and its elements - the cooler of charge air, oil and water – were performed. It is determined that the designed ONP provides a temperature in the diesel receiver of 29.3 °C at an inlet temperature of 192.1 °C. The designed water and oil coolers, at the nominal diesel operation mode, provide the removal of the required amount of heat from the oil and water circuit. The designed heat exchangers fully meet the weight and size requirements and hydraulic resistance of the coolants.

It is established that the shipowner's annual savings from the modernisation will amount to 1301454 UAH, and the modernisation of the 6CHN 25/34 base engine will pay off in one month.

The basic requirements for labour protection during towing operations on a marine multipurpose tugboat, as well as during work in the engine and boiler room of a ship, are considered. It is established that the noise and vibration levels (noise level – 82.66 dB, vibration level – 73.62 dB) do not exceed the established standards. Certain measures to ensure environmental standards with ship's internal combustion engines are proposed.

The work is written in Ukrainian on 82 pages of a calculation and explanatory note using 12 sources. The graphical part is represented by five drawings of A1 format.

Key words: internal combustion engine, rated operation; cooling system, charge air cooler, oil cooler, water cooler.

					<i>KPM.142.6222м.04.00.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП

РОЗДІЛ 1

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА БАГАТОЦІЛЬОВОГО БУКСИРУ ТА ДИЗЕЛЯ 6ЧН 25/34

- 1.1. Загальна характеристика багатоцільового буксиру.....
- 1.2. Загальна конструкція та основні параметри роботи суднового дизель-генератора 6ЧН 25/34.....
- 1.3. Висновок до розділу.....

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ СУДНОВОГО ДВИГУНА 6ЧН 25/34

- 2.1. Основні вимоги до суднових ДВЗ та аналіз показників роботи двигунів-аналогів.....
- 2.2. Обґрунтування вибору основних параметрів та розрахунок робочого циклу.....
- 2.3. Розрахунок теплового балансу суднового дизеля 6ЧН 25/34...
- 2.4. Висновок до розділу.....

РОЗДІЛ 3

МОДЕРНІЗАЦІЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ СУДНОВОГО ДВИГУНА 6ЧН 25/34

- 3.1. Загальні відомості щодо систем охолодження сучасних ДВЗ...
- 3.2. Прямий розрахунок системи охолодження модернізованого суднового дизеля 6ЧН 25/34.....
- 3.3. Розрахунок охолоджувача наддувного повітря модернізованого суднового дизеля 6ЧН 25/34.....
- 3.4. Розрахунок охолоджувача води модернізованого суднового дизеля 6ЧН 25/34.....
- 3.5. Розрахунок охолоджувача масла модернізованого суднового дизеля 6ЧН 25/34.....
- 3.6. Висновок до розділу.....

ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВИКОРИСТАННЯ

РОЗДІЛ 4 МОДЕРНІЗОВАНОГО ДВИГУНА 6ЧН 25/34 НА МОРСЬКОМУ БАГАТОЦІЛЬОВОМУ БУКСИРІ

- 4.1. Загальні положення щодо економічного обґрунтування використання модернізованого двигуна 6ЧН 25/34.....
- 4.2. Визначення економічного ефекту від форсування суднового дизеля 6ЧН 25/34 та модернізації його системи охолодження...
- 4.3. Висновок до розділу.....

РОЗДІЛ 5 АНАЛІЗ ТА РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ОХОРОНИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ПРИ ЕКС- ПЛУАТАЦІЇ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЯ

- 5.1. Вимоги охорони праці під час виконання буксирувальних робіт на морському багатоцільовому буксирі.....
- 5.2. Вимоги охорони праці під час виконання робіт у машинно-котельному відділенні морського багатоцільового буксиру.....
- 5.3. Забезпечення норм шуму та вібрації на морському багатоцільовому буксирі.....
- 5.4. Забезпечення екологічних норм судновими ДВЗ.....
- 5.5. Висновки до розділу.....

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- Додаток А. Загальний вигляд морського багатоцільового буксиру
- Додаток Б. Розташування обладнання у машинному відділенні буксиру.....
- Додаток В. Поперечний перетин двигуна 6ЧН 25/34.....
- Додаток Г. Водоводяний охолоджувач.....
- Додаток Д. Маслоохолоджувач

ВСТУП

Судноплавні поршневі двигуни внутрішнього згорання є важливим об'єктом енергетичного машинобудування, що формує технічний рівень багатьох галузей промисловості і який має відповідати сучасним і очікуваним перспективним вимогам з погляду енергетичної ефективності, надійності, економічності та екологічної безпеки.

Більша кількість теплової енергії відводиться від двигуна в систему охолодження і забирається з відпрацьованими газами. Відведення теплоти в систему охолодження необхідне для того, щоб перешкодити пригорянню поршневих кілець, обгоранню сідел клапанів, задиру і заклинюванню поршня, розтріскуванню головок циліндрів тощо. Для відведення теплоти в навколишнє середовище частина ефективної потужності двигуна витрачається на привід насосів внутрішнього контуру і забортної води. Слід мати на увазі, що завданнями системи охолодження є:

- зниження рівня теплової навантаженості та напружено-деформованого стану основних елементів робочого циліндра шляхом відводу від них частини теплоти, сприйнятої від робочого тіла, що утворилася внаслідок дії сил тертя у вузлах і механізмах двигуна;
- формування в робочому об'ємі двигуна теплових умов для найкращого протікання внутрішньоциліндрових процесів.

Всі сучасні ДВЗ робляться з все більш високим тиском наддуву й більш інтенсивним охолодженням наддувного повітря. Ці параметри сприяють підвищенню економічності дизеля при інших рівних умовах. Зменшення температури наддувочного повітря перед дизелем на кожні 10 °С сприяє зменшенню питомої ефективної витрати палива на 2...3 г/кВт·год та викидів оксидів азоту приблизно на 10%. Саме тому вдосконалення системи охолодження двигуна є актуальним та затребуваним напрямком.

					КРМ.142.6222м.04.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА БАГАТОЦІЛЬОВОГО БУКСИРУ ТА ДИЗЕЛЯ 6ЧН 25/34

1.1. Загальна характеристика багатоцільового буксиру

Морський багатоцільовий буксир, загальний вигляд якого представлено на рис. 1.1, окрім забезпечення транспортних лінійних буксирувань може застосовуватися для роботи в морських портах для обслуговування досить великих суден. Крім того, такий тип буксирів може забезпечувати пожежну безпеку судів, яких вони обслуговують, що є вкрай важливим при обслуговуванні танкерів.

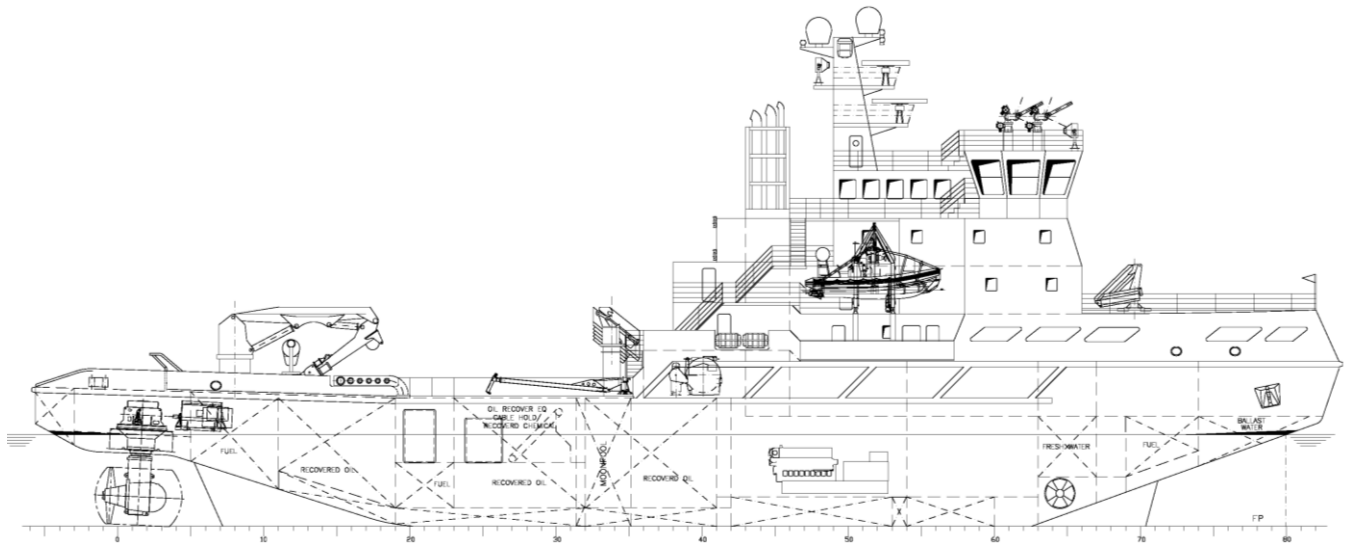


Рисунок 1.1 – Загальний вигляд морського багатоцільового буксиру

Так, як тип цих суден оснащено досить потужними протипожежними засобами, на ці судна також покладають відповідальність за здійснення рятувальних робіт. Морський багатоцільовий буксир (рис. 1.1) має значно менші порівнюючи з океанічними буксирами-рятувальниками, однак значно більші порівнюючи з портовими та рейдовими буксирами загальну автономність й дальність плавання. На відміну від океанічних буксирів морські мають значно більші маневрові якості.

Морський багатоцільовий буксир може брати до 15000 кг вантажу на ДП в кормі й до 10000 кг на палубу при цьому зберігати свою остійність при наявності

					<i>KPM.142.6222м.04.01.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

на надбудовах, палубах та такелажі до 50000 кг льоду. Непотоплюваність морського багатоцільового буксиру забезпечується при одночасному затоплюванні двох будь-яких суміжних його відсіків для усіх можливих випадків експлуатації та навантаження судна.

Діаметр циркуляції морського багатоцільового буксира на повному його ході складає десь п'ять довжин корпусу судна. Висока керованість морського багатоцільового буксира забезпечується встановленою двовальною машинною установкою та гвинтами регульованого кроку.

Для забезпечення зберігання різного переносного обладнання та необхідних матеріалів для надання допомоги іншим судам, на морському багатоцільовому буксирі є два трюми: носової (50000 кг вантажу) та кормовий (120000 кг вантажу). Цистерни для зберігання палива дають змогу приймати до 350000 кг основного запасу дизельного палива (ДП) та ще 80000 кг за рахунок вантажу, що розміщується у трюмах. Запас прісної води на морському багатоцільовому буксирі складає 90000 кг. Також на морському багатоцільовому буксирі є опріснювальна установка з продуктивністю у 4500 кг води на добу. Морський багатоцільовий буксир має подовжений бак й досить розвинену надбудову, яка трохи не доходить до бортів судна.

Носовий край судна у своїй верхній частині закінчується фальшбортом. Форштевень морського багатоцільового буксира є похилим з підрізом криголамного типу у своїй нижній частині, корма судна – крейсерська. Форштевень морського багатоцільового буксира у нижній своїй частині кований, вище платформи – з листової сталі, ахтерштевень судна – литий.

На морському багатоцільовому буксирі використовується два якоря типу Хола по 1600 кг кожен та один кормовий якір сегментного типу масою у 1500 кг. Довжина ланцюга кожного якоря судна складає 220 м. Для попереднього обмивання якірних ланцюгів судна при їх вибірці в клюзових трубах встановлено спеціальний пристрій.

На морський багатоцільовий буксир встановлено кермо полу-балансирного типу, яке має обтічну форму та сталевий кований баллер. Керування рульовою

					КРМ.142.6222м.04.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

електрогідравлічною машиною виконується на судні з ходової рубки. Перекладка керма з борту на борт судна на повному його ходу займає десь близько 30 сек.

На морському багатоцільовому буксирі є три вантажні стріли. Кормова стріла має вантажопідйомність у 10000 кг зі можливим вильотом за борт судна до 2 м. Ця стріла призначена для здійснення обслуговування кормового вантажного трюму морського багатоцільового буксира, спускання робочих шлюпок та здійснення різних видів водолазних робіт на глибині до 90 м. Дві носові стріли морського багатоцільового буксира вантажопідйомністю по 1500 кг з вильотом за борт судна до 1 м, які слугують для обслуговування носового трюму судна та приєднуються до передньої стінки надбудови.

На морському багатоцільовому буксирі є спеціальна система паропроводу від котла опалювання, яка забезпечує паром одночасно чотири лідоочисники. Значення тиску пари в цій системі складає $3,5 \dots 6,0 \text{ кг/см}^2$ кожний. За годину роботи системи можна очистити площу у 30 м^2 при товщині утвореного льоду до 30 мм.

Енергетична установка морського багатоцільового буксира (рис.1.2) містить чотири 6-циліндрових дизельних двигунів типу 6ЧН 25/34 номінальною потужністю у 345 кВт кожен при частоті обертання у 500 об/хв. На морському багатоцільовому буксирі застосовуються трилопатеві гребні гвинти діаметром 2,5 м, які мають знімні лопаті та виконані з спеціальної нержавіючої сталі.

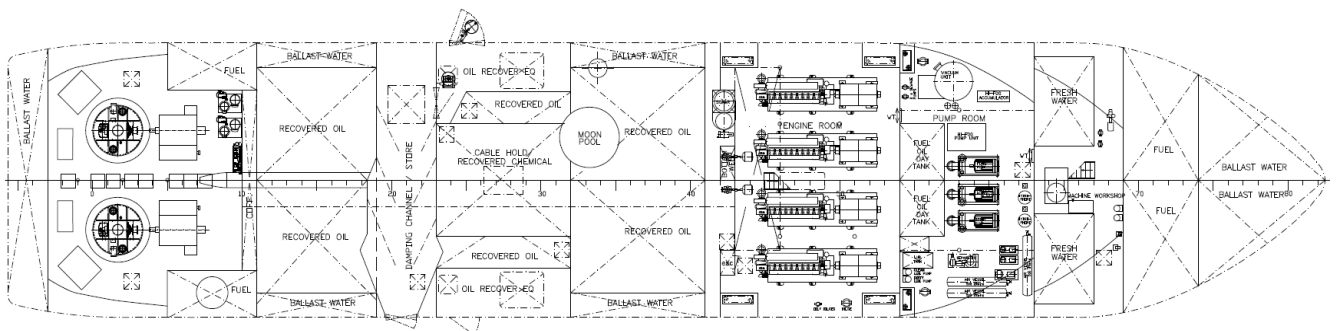


Рисунок 1.2 – Розміщення устаткування в приміщенні машинного відділення морського багатоцільового буксира

Дистанційне управління енергетичною установкою морського багатоцільового буксира забезпечується з головного пульта керування, що розташовано в рубці.

					KPM.142.6222м.04.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

З головним пультом управління енергетичною установкою морського багатоцільового буксиру механічно зв'язаний і другий пульт, який розташовується на верхньому містку судна. Пуск головних двигунів 6ЧН 25/34 здійснюється стиснутим повітрям з тиском – 30 кг/см².

Джерелами електричної енергії на морському багатоцільовому буксирі є дизель-генератори змінного струму з напругою у 380 В. Всі дизель-генератори мають самозбудження. Напруга різних споживачів на судні у 220 В забезпечується за допомогою трьох встановлених трансформаторів. Для забезпечення опалення на морському багатоцільовому буксирі встановлено котел з автоматичним керуванням продуктивністю у 700 кг пари на годину з тиском у 6 атм.

Морський багатоцільовий буксир обладнано автоматичною буксирувальною лебідкою, який має електрогідравлічний привід з навантаженням до 25 т. Автоматичний пристрій дає змогу стравлювати буксирний трос та вибирати його на відповідний барабан зі швидкістю до 78,5 м/хв. При навантаженні на нього понад 25 т автомат миттєво вимикається.

У кормі морського багатоцільового буксиру є спеціальний бітенг й досить посилений клюз для забезпечення зняття ривками судів з мілини за допомогою сталевого чи капронового тросу. Бітенг та клюз допускають робоче навантаження у 200 т. Для здійснення буксирування цугом з використанням кількох подібних буксирів на півбаку в районі 103–106 шпангоутів встановлено дві пари посилених кнехтів, які мають діаметри труб у 500 мм.

На морському багатоцільовому буксирі є дві рятувальні шлюпки виготовлені з легкого сплаву та розраховані на 35 осіб кожна. Шлюпки обладнано дизельними двигунами потужністю у 5,9 кВт. На тихій воді рятувальні шлюпки можуть розвивати швидкість ходу до 6 вузлів.

1.2. Загальна конструкція та основні параметри роботи суднового дизель-генератора 6ЧН 25/34

Технічні характеристики двигуна 6ЧН 25/34 (рис. 1.3), що входить до складу дизель-генераторної установки представлено в табл. 1.1.

					КРМ.142.6222м.04.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 1.1 – Базові технічні характеристики дизеля типу 6ЧН 25/34

№ з.п.	Параметр та його розмірність	Значення
1	Тип дизеля	4-хтактний двигун з безпосереднім упорскуванням пального, рідинним охолодженням, з газотурбінним наддувом та охолодженням наддувного повітря
2	Кількість робочих циліндрів	6
3	Розміщення робочих циліндрів	вертикальне, рядне
4	Діаметр робочого циліндра, мм	250
5	Хід поршня, мм	340
6	Робочий об'єм дизеля, л	43,64
7	Порядок роботи циліндрів	1 - 5 - 3 - 6 - 2 - 4
8	Ступінь стиснення	13
9	Повна потужність, кВт	345
10	Частота обертання колінвалу, відповідна повній потужності дизеля, хв ⁻¹	500
11	Питома ефективна витрата пального на при номінальній потужності, г/(кВт·год)	222
12	Марка основного палива	ДЛ, ДЗ, ДА ДСТУ 4749
13	Замінник основного палива	Л, З, ЗС, А за ДСТУ 305 тільки підгрупи І, тобто з вмістом сірки ≤0,2%
14	Масло літнє	за технічними умовами двигуна М-14 В ₂ , М-16 ІХП-3, М-20 В ₂ , М – 20Г ₂
15	Зимове масло	за технічними умовами М-14 В ₂ З, М-16 ІХП-3
16	Питома витрата масла при повному навантаженні дизеля, г/(кВт·год) – на угар – сумарний (враховуючи, що зливається при заміні масла на двигуні)	≤ 2,72 ≤ 2,99
17	Охолоджуюча рідина систем	Прісна вода з присадкою ОП-7 чи ВНИИ НП-117/Д
18	Кількість робочих клапанів системи газорозподілу: – впускних – випускних	2 2
19	Паливна система живлення дизеля: – насос для підкачки ДП – фільтр паливний – паливний насос високого тиску (ПНВТ) – паливна форсунка – кількість паливних форсунок – кількість та розмір отворів в розпилювачі форсунки, мм – регулятор	шестеренний 2ПФ-4 рядний блочного типу закритого типу 6 8/0,4 всережимний 9ВРН-30 (непрямої дії)
20	Система змащення дизеля: – масляний насос нагнітання – фільтр масляний	шестерінчастий повно поточний тонкого очищення
21	Система охолодження дизеля: – водяний насос системи (тип)	відцентровий

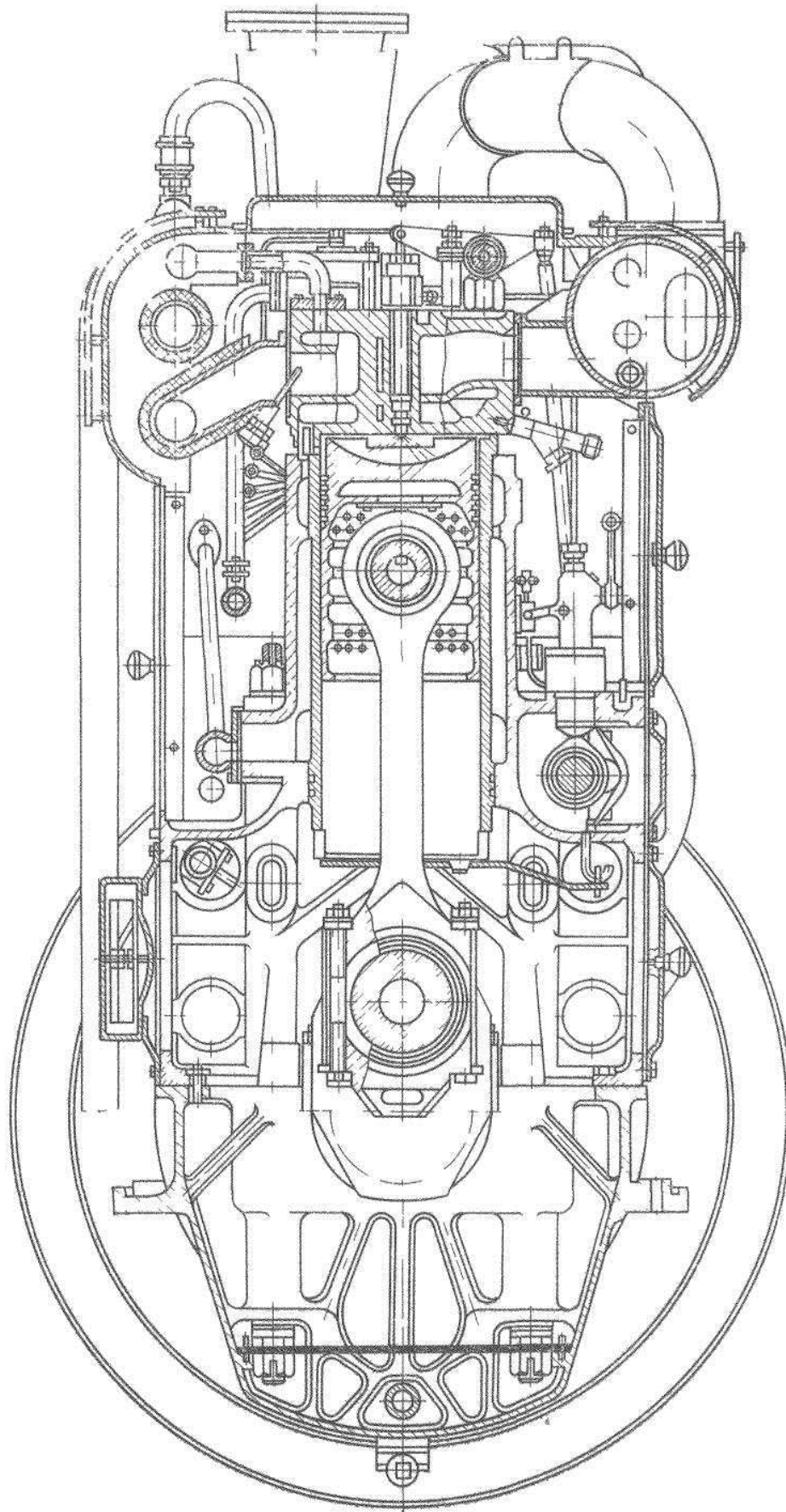


Рисунок 1.3 – Поперечний перетин суднового дизеля типу 6ЧН 25/34

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6222м.04.01.ПЗ

Аркуш

Фундаментна рама судового дизеля типу 6ЧН 25/34 лита з чавунна. У відповідних гніздах поперечних перегородок фундаментної рами розміщено постілі для корінних (рамових) підшипників колінчастого валу. Корінні та шатунні вкладиші підшипників колінчастого валу дизеля типу 6ЧН 25/34 мають сталеву основу, з антифрикційним покриттям. Для покриття використовують свинцеву бронзу БрС-30, яку наносять шаром товщиною у 0,75 мкм. На дизелях типу 8ЧН 25/34 також застосовують сплав АТ-20.

Другий від маховика дизеля типу 6ЧН 25/34 корінний підшипник колінчастого валу – упорний. До переднього торця рами дизеля типу 6ЧН 25/34 приєднуються – водяний та масляний насоси.

Литий з чавунна блок-картер (див. рис. 1.3) дизеля типу 6ЧН 25/34 приєднується до фундаментної рами двигуна за допомогою анкерних зв'язків. З боку всмоктування блок-картер дизеля типу 6ЧН 25/34 має спеціальну полицю, на якій розміщуються індивідуальні паливні насоси високого тиску. Відповідно під полицею знаходиться розподільчий вал який і приводить їх у дію. До переднього торця блок-картеру дизеля типу 6ЧН 25/34 приєднується турбокомпресор системи повітропостачання.

Втулки робочих циліндрів дизеля типу 6ЧН 25/34 литі з високоякісного чавуна. Ущільнення втулки дизеля у верхній частині бурту здійснюється за рахунок застосування мідної прокладки. Нижня частина втулки ущільнюється за рахунок двох гумових кілець круглого перетину. Внутрішня поверхня втулки дизеля фосфатується для підвищення її зносостійкості та забезпечення максимальної затримки масла. Зовнішня поверхня втулки циліндра дизеля, яка омивається охолоджуючою рідиною з системи охолодження, покривається спеціальним молочним хромом для забезпечення підвищення її високої стійкості при корозії та можливого кавітаційного руйнування.

Кришки робочих циліндрів дизеля типу 6ЧН 25/34 індивідуальні на кожен його робочий циліндр. У кришці робочих циліндрів дизеля типу 6ЧН 25/34 паливної форсунки ще встановлено впускні та впускні клапани, а також пусковий (системи пуску стиснутим повітрям) й запобіжний клапани.

					КРМ.142.6222м.04.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Поршні дизеля типу 6ЧН 25/34 литі з спеціального якісного чавунна. Днище поршня має увігнуту форму, а на бічній поверхні встановлюється шість поршне-
вимих кілець (чотири – компресійні, а два – маслосборні). Поршневий палець ди-
зеля сталевий, цементований, плаваючого типу.

Шатун дизеля типу 6ЧН 25/34 штампований з якісної вуглецевої сталі зі
стрижнем, який має двотавровий перетин. Для зменшення (виключення) можли-
вих концентраторів напруги поверхню шатуна дизеля типу 6ЧН 25/34 досить ре-
тельно обробляють, забезпечуючи плавні радіуси переходів між поверхнями.

Масло до поршневого пальця дизеля типу 6ЧН 25/34 поступає з свердління в
стержні шатуна двигуна. Кришка нижньої головки шатуна кріпиться за допомо-
гою чотирьох призонних болтів.

Кривошипно-шатунний механізм дизеля типу 6ЧН 25/34 містить колінчастий
вал, шатуни та елементи поршневої групи. КШМ дизеля призначено для перетво-
рення зворотно-поступального руху його поршня у обертовий рух колінчастого
валу.

Колінчастий вал дизеля типу 6ЧН 25/34 кований з високоякісної та міцної ву-
глецевої сталі. Усі шийки валу мають порожнини. На передньому кінці колінчас-
того валу дизеля типу 6ЧН 25/34 встановлені шестерні для приводу масляного й
водяного насосів відповідних систем двигуна. На задньому його кінці розміщена
шестерня для приводу розподільчого валу дизеля. На вихідному фланці колінчас-
того валу дизеля типу 6ЧН 25/34 кріпиться маховик з напівмуфтою для відбору
потужності двигуна. На ободі маховика дизеля змонтовано механізм регулятора
(максимальної) граничної частоти обертання кінці колінчастого валу. Розподіль-
чий вал дизеля типу 6ЧН 25/34 з встановленими кулачковими шайбами для при-
воду впускних й випускних клапанів, ПНВТ розміщується в чавунних підшипни-
ках, які мають сталеві вкладиші, залиті бабітом.

Механізм газорозподілу дизеля типу 6ЧН 25/34 містить: розподільчий вал,
штанги, нижні важелі, верхніх важелів та відповідно впускні й випускні клапана.
Механізм ГРМ дизеля типу 6ЧН 25/34 уніфіковано.

					КРМ.142.6222м.04.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розподільчий вал дизеля типу 6ЧН 25/34 виготовляють зі спеціальної високоякісної хромонікелевої сталі, а його кулачки та відповідні опорні шийки цементують. На передній торець розподільчого валу дизеля типу 6ЧН 25/34 кріплять за допомогою шістьох болтів та двох конічних штифтів шестерню. Конічні штифти кріплення шестерні запресовують в отвори на глибину до 1,5...2,5 мм від початку заклинки.

Поеднання шестерні з розподільчим валом дизеля типу 6ЧН 25/34 за ризиком, зробленими на їх торцях (ризик мають співпадати). При монтажі розподільчого валу дизеля потрібно забезпечити відповідність відповідних рисок на зубці шестерні та розподільчому валу двигуна.

Регулятор швидкості обертання дизелів типу 6ЧН 25/34 – відцентрового типу, має пряму дію та привід від розподільчого валу. На дизелі типу 8ЧН 25/34 встановлюють однорежимні регулятори швидкості непрямої дії. Вони мають ручне та дистанційне електричне керування та налаштування швидкості.

Паливна система дизелів типу 6ЧН 25/34 містить з шестеренчатий насос, що підкачує паливо, паливні фільтри, ПНВТ, форсунки та трубопроводи. Дизельне паливо з витратного бака поступає через фільтри очищення до ПНВТ, звідки через щілинний фільтр спрямовується у форсунки дизеля.

Система змащення дизелів типу 6ЧН 25/34 містить двосекційний масляний шестерений насос, фільтр грубого очищення масла (сітчастого типу), центрифугу, фільтр тонкого очищення масла, а також кожухотрубчастий охолоджувач.

Масляний насос засмоктує змащувальне масло з маслосборника та пропускаючи його крізь центрифугу подає в витратний масляний бак. З баку змащувальне масло нагнітальною секцією масляного насосу подається крізь фільтр грубого очищення (ФГО) та кожухотрубчастий охолоджувач в головну масляну магістраль, а далі крізь фільтр тонкого очищення (ФТО) у витратний бак. У системі змащення дизелів типу 6ЧН 25/34 є терморегулятор, який перепускає певну частину масла в залежності від температури повз кожухотрубчастий охолоджувач.

Система охолодження дизелів типу 6ЧН 25/34 – двоконтурна. Циркуляція прісної води забезпечується за допомогою відцентрового насоса. Насос засмоктує

					КРМ.142.6222м.04.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

прісну воду з охолоджувача води та нагнітає її в порожнини дизеля та в турбокомпресор наддуву. Терморегулятор системи охолодження за потреби перепускає частину охолоджуючої води в залежності від її температури повз охолоджувач води.

Наддув дизеля типу 6ЧН 25/34 забезпечується за допомогою турбокомпресора типу ТК-23. Пуск у роботу дизеля 6ЧН 25/34 виконується стисненим повітрям. Керування двигуном здійснюється за допомогою рукоятки з поста керування судном.

На дизелі типу 6ЧН 25/34 також встановлюють: манометри для забезпечення можливості контролю тиску води, масла, палива й надувного повітря у відповідних системах двигуна; дистанційні термометри для забезпечення можливості контролю температури робочих рідин (води й масла); тахометр частоти обертання; термоелектричний комплект приладів для замірювання температури відпрацьованих газів (ВГ) двигуна.

1.3. Висновок до розділу

Середньообертовий дизельний двигуни типу 6ЧН 25/34 відповідає усім необхідним вимогам для ефективної його експлуатації на судні. Енергетична установка морського багатоцільового буксиру потребує встановлення чотирьох двигунів даного типу.

Сучасні вимоги до судових двигунів є досить жорсткими, особливо що стосується витрати палива та екологічних показників. Дизельний двигуни типу 6ЧН 25/34 має досить значний потенціал можливого вдосконалення, й тому головним завданням роботи є модернізація обраного за прототип двигуна з метою забезпечення сучасних вимог економічності та екологічності.

					КРМ.142.6222м.04.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ СУДНОВОГО ДВИГУНА 6ЧН 25/34

2.1. Основні вимоги до суднових ДВЗ та аналіз показників роботи двигунів-аналогів

Питома маса дизелів, що застосовують на судах даного класу (морські багатопільові буксири) має певні обмеження, що обумовлюється необхідністю ефективного використання корисного об'ємів приміщень та питомої вантажопідйомності судна.

Дизеля, що застосовуються на таких судах повинні мати високі показники паливної ефективності на усіх режимах експлуатації, мінімальні викиди шкідливих компонентів з відпрацьованим газами, бути надійними та безвідмовними. Також суднові дизеля повинні мати можливість працювати на різних сортах палива з досить широким фракційним складом, у тому числі і важкі види палива (флотський мазут) з високим вмістом сірки.

Двигуни повинні відповідати високим показникам автоматизації управління, захисту та регулювання. Їх тепловий стан на усіх експлуатаційних режимах судна повинен бути максимально стабільним та контрольованим. Дизеля, що застосовуються на судах повинні максимально надійно працювати у різних кліматичних умовах при температурах навколишнього повітря від -50 до $+40$ °C та високій вологості повітря (цей вплив обов'язково враховують при оцінці зміни ефективної потужності двигуна, питомої ефективної витрати палива та інших показників роботи двигуна).

У роботі пропонується модернізація двигуна на базі дизеля-прототипу 6ЧН 25/34. Відповідно виникає потреба в оцінці отриманих результатів та порівняння їх з параметрами роботи інших подібних до цього типорозміру двигунів. Виходячи з цього основні параметри подібних дизелів цього типорозміру й найближчих до нього аналогів подано в таблиці 2.1.

					<i>KPM.142.6222m.04.02.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 2.1. Основні параметри аналогів проектуваного двигуна

№ з.п.	Марка дизеля за ДСТУ	Циліндрова потужність дизеля, кВт	Частота обертання колінчатого вала, хв ⁻¹	Середній ефективний тиск, МПа	Ступінь підвищення тиску в компресорі	Питома витрата палива, г/кВт·год	Питома витрата маса двигуна, кг/кВт
1	ЧН18/22	47...93	750...1000	1,0...1,5	1,5...2,0	207...212	5,7...10,7
2	ЧСН18/20	40...90	1000...1600	0,7...1,0	1,7...2,5	211...230	1,5...3,6
3	ЧН 21/21	81...182	1000 -1500	1,0...1,5	1,5...3,5	207...217	4,2...9,2
4	ЧН16/17	58...88	1800 -2000	0,85...1,15	1,5...2,7	211...225	1,5...2,5

2.2. Обґрунтування вибору основних параметрів та розрахунок робочого циклу

Головним завданням виконання розрахунку робочого циклу суднового дизеля 6ЧН 25/34 є отримання параметрів двигуна на номінальному режимі роботи при форсуванні за наддувом.

У результаті виконаного розрахунку робочого циклу можна визначити складові теплового балансу суднового дизеля 6ЧН 25/34, а на його основі встановлюються параметри теплоносіїв (води та масла) системи охолодження. Параметри теплоносіїв є основою для подальших розрахунків елементів системи охолодження суднового дизеля 6ЧН 25/34.

Розрахунок номінального режиму суднового дизеля 6ЧН 25/34 з підвищеними параметрами наддуву здійснюється за допомогою комп'ютерної програми написаній у Mathcad за методикою, розробленою ще на початку ХХ століття професором В.І. Гринивецьким та вдосконаленою професором Є.К. Мазінгом.

Нижче подано результати розрахунку циклу суднового дизеля 6ЧН 25/34 у табличній формі (табл. 2.2– з застосуванням програми реалізований у *Mathcad*.

Таблиця 2.2 – Вихідні дані для розрахунку РЦ суднового дизеля 6ЧН 25/34

№ з.п.	Параметр	Розмірність	Значення
1	Ефективна потужність	N'_e , кВт	630
2	Частота обертання	n , хв ⁻¹	700
3	Тиск навколишнього середовища	P_0 , МПа	0,1013
4	Температура навколишнього середовища	T_0 , К	313
5	Тиск наддуву	P_k , МПа	0,3873
6	Коефіцієнт продувки	ϕ_a	1,06

7	Коефіцієнт залишкових газів	γ_r	0,03
8	Коефіцієнт використання тепла в точці z	ξ_z	0,86
9	Коефіцієнт використання тепла в точці b	ξ_b	0,9
10	Ступінь стиску	ε	13
11	Ступінь підвищення тиску при згорянні	λ	1,1
12	Підігрів заряду від стінок циліндру	$\Delta T_a, K$	20
13	Частка ходу поршня втрачена на продувку	ϕ_n	0
14	Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми	ζ	0,96
15	Механічний ККД двигуна	η_m	0,92
16	Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad}$	0,815
17	Втрата тиску в повітроохолоджувачі	$\Delta P_{ox}, MPa$	0,004
18	ККД повітроохолоджувача	η_o	0,9
19	Температура залишкових газів	T_r, K	750
20	Масовий склад палива (кг/кг)	C	0,87
		H	0,126
		S	0
		O	0,004
21	Нижча теплота згоряння палива	$Q_{H2}, kJ/kg$	42664,4
22	Кількість циліндрів	i	6
23	Діаметр циліндра	D_c, m	0,25
24	Хід поршня	S, m	0,34
25	Коефіцієнт тактності	z	0,5
26	Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння	α	2,95
27	Показник адіабати повітря	k_b	1,4
28	Адіабатний ККД турбіни	$\eta_{t.ad}$	0,825
29	Механічний ККД турбіни	$\eta_{t.m}$	0,97
30	Температура охолоджуючої рідини на вході	T_w, K	300
31	Коефіцієнт втрат тиску на впуску	ξ_a	0,97
32	Відношення тиску перед турбіною до тиску за компресором	Ψ_t	0,775

У процесі наповнення відбувається подача свіжого повітря у циліндр суднового дизеля 6ЧН 25/34, що забезпечує у подальшому процес згоряння циклової дози палива. Головним завданням на цьому етапі є максимальне наповнення робочого циліндра з метою спалювання максимальної кількості палива, що забезпечить високу циліндрову потужність дизеля. Розрахунок процесу наповнення суднового дизеля 6ЧН 25/34 представлено у табличній формі (табл. 2.3).

Таблиця 2.3 – Розрахунок наповнення циліндру суднового дизеля 6ЧН 25/34

№ з/п	Найменування	Розмірність	Спосіб визначення	Значення
1	Температура повітря за компресором	T_k, K	$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right]$	494,763
2	Температура повітря перед	T_s, K	$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_w)$	331,163

	двигуном			
3	Температура заряду до кінця процесу наповнення	T_a, K	$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$	362,779
4	Тиск повітря перед двигуном	$P_s, \text{МПа}$	$P_s = P_k - \Delta P_{\text{ох.}}$	0,395
5	Тиск заряду до кінця процесу наповнення	$P_a, \text{МПа}$	$P_a = \xi_a \cdot P_s$	0,383
6	Коефіцієнт наповнення	η_n	$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n)$	0,931

При **стисненні** відбувається створення умов для подальшого випаровування крапель упорскнутого палива, перемішування з свіжим повітрям, самозаймання та згоряння. При цьому у результаті стискання (переміщення поршня від НМТ до ВМТ) у циліндрі дизеля 6ЧН 25/34 досягається температура повітря, що є цілком достатньою для самозаймання палива.

Розрахунок процесу стиснення суднового дизеля 6ЧН 25/34 представлено у табличній формі (табл. 2.4).

Таблиця 2.4 – Розрахунок процесу стиснення суднового дизеля 6ЧН 25/34

№ з/п	Найменування	Розмірність	Спосіб визначення	Значення
1	Середня мольна ізохорна теплоємність повітря	$c'_v, \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$	$c'_v = 19.26 + 0.0025 \cdot T$	—
2	Середня мольна ізохорна теплоємність чистих продуктів згоряння	$c''_v, \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$	$c''_v = 20.47 + 0.0036 \cdot T$	—
3	Теплоємність суміші повітря й залишкових газів на ході стиску	$c''_{vc}, \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$	$c''_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} =$ $= a_{vc} - b_c \cdot T$ $b_c = 0,002511; a_{vc} = 19,272$	—
4	Середній показник політропи стиску	n_1	$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1 - 1})}$	1,362
5	Тиск наприкінці стиску	$P_c, \text{МПа}$	$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$	12,589
6	Температура наприкінці стиску	T_c, K	$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}$	917,08

Основним процесом циклу дизеля є **процес згоряння**. Під час цього процесу відбувається тепловиділення, що потім трансформується у корисну механічну роботу (крутний момент). Процеси самозаймання та згоряння є досить складними фізико-хімічними процесами окиснення складових палива, що супроводжується тепловиділенням. При розрахунках проміжні процеси відкидають, а розглядають лише кінцеві результати (табл. 2.5).

Таблиця 2.5 – Розрахунок згоряння циклової дози палива суднового дизеля 6ЧН 25/34

№ з/п	Найменування	Розмірність	Спосіб визначення	Значення
1	Дійсна кількість повітря для згоряння	L , кмоль/кг	$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right)$	1,459
2	Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни	β_0	$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L}$	1,0217
3	Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	β	$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$	1,021
4	Частка палива, що згоріла в точці z	x_z	$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b}$	0,956
5	Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z	β_z	$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z$	1,02
6	Теоретична кількість повітря для згоряння	L_0 , кмоль/кг	$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right)$	0,495
7	Приріст об'єму продуктів згоряння	ΔM	$\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right)$	0,0316
8	Середня мольна ізохорна теплоємність у точці z	c''_{vz} , кДж/(кмоль·К)	$c''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} =$ $= a_{vz} + b_z \cdot T$ $a_{vz} = 19,66857; b_z = 0,00287$	—
9	Середня мольна ізохорна теплоємність у крапці b	c_{vb} , кДж/(кмоль·К)	$c_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} =$ $= a_{vb} + b_b \cdot T$ $a_{vb} = 19,81105; b_b = 0,003001$	—
10	Максимальна температура згоряння	T_z , К	$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c'_v + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_v + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c =$ $= \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$	1585,10 4
11	Максимальний тиск згоряння	P_z , МПа	$P_z = \lambda \cdot P_c$	13,848

Процес розширення відбувається при русі поршня від ВМТ до НМТ. При цьому продукти згоряння розширюються та тиснуть на поршень двигуна, виконуючи тим самим корисну роботу. Розрахунок процесу розширення суднового дизеля 6ЧН 25/34 подано у табличній формі (табл. 2.6).

Таблиця 2.6 – Розрахунок робочого ходу суднового дизеля 6ЧН 25/34

№ з/п	Найменування	Розмірність	Спосіб визначення	Значення
1	Ступінь попереднього розширення	ρ	$\rho = \frac{\beta z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$	1,603
2	Ступінь наступного розширення	δ	$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$	8,11
3	Середній показник політропи розширення	n_2	$n_2 = \frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta z}{\beta} \cdot (a_{bz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{bb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1$	1,295
4	Температура наприкінці процесу розширення	T_b, K	$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}}$	854,539
5	Тиск наприкінці процесу розширення	P_b, MPa	$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$	0,92

За результатами наведених вище розрахунків визначаються індикаторні та ефективні показники роботи суднового дизеля 6ЧН 25/34 (табл. 2.7).

Таблиця 2.7 – Розрахунок індикаторних та ефективних показники роботи суднового дизеля 6ЧН 25/34

№ з/п	Найменування	Розмірність	Спосіб визначення	Значення
1	Теоретичний середній індикаторний тиск	P'_i, MPa	$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right]$	1,83
2	Дійсний середній індикаторний тиск	P_i, MPa	$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n)$	1,757
3	Індикаторна питома витрата палива	$g_i, \text{кг/(кВт·год)}$	$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i}$	0,187
4	Індикаторний ККД	η_i	$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H}$	0,45

5	Середній ефекти- вний тиск	P_e , МПа	$P_e = P_i \cdot \eta_m$	1,616
6	Ефективний ККД двигуна	η_e	$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$	0,414
7	Питома ефектив- на витрата пали- ва	g_e , кг/(кВт·год)	$b_e = \frac{b_i}{\eta_m}$	0,2037
8	Ефективна потуж- ність двигуна	N_e кВт	$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i$	629,96
9	Порівняння зада- ної й отриманої ефективної потуж- ності дизеля	ΔN , %	$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e}$	-0,006

Наприкінці розрахунку робочого циклу потрібно поточнити параметри наддуву суднового дизеля 6ЧН 25/34, які будуть потрібні також при розрахунку теплового балансу двигуна (табл. 2.8).

Таблиця 2.8 – Дійсне значення Π_k компресора суднового дизеля 6ЧН 25/34

№ з/п	Найменування	Розмірність	Спосіб визначення	Зна- чення
1	Витрата повітря через компресор	G , кг/с	$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_n \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a$	1,597
2	Витрата газів че- рез турбіну	G_t , кг/с	$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600}$	1,633
3	Тиск газу перед турбіною	P_r , МПа	$P_r = \psi_t \cdot P_k$	0,379
4	Температура газу перед турбіною	T_t , К	$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}}$	698,07
5	Загальна кіль- кість продуктів згоряння	M_s , кмоль	$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0)$	1,492
6	Універсальна га- зова постійна для відпрацьованих газів	R_t , Дж/кг·К	$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}}$	287,599
7	Показник адіаба- ти розширення газу в турбіні	k_t	$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t}$	1,383

8	Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі	Π_k	$\Pi_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\frac{k_t - 1}{k_t}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{kad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}}$	3,862
9	Дійсний тиск наддування	P_{kd} , МПа	$P_{kd} = \Pi_k \cdot P_0$	0,391
10	Порівняння заданого й отриманого тиску наддуву	ΔP_k , %	$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}}$	-0,276

На підставі виконаного вище розрахунку циклу суднового дизеля 6ЧН 25/34 будується індикаторна (рис. 2.1). Вихідні данні для розрахунку точок та їх координати подано у таблиці 2.9 та 2.10 відповідно.

Таблиця.2.9 Вихідні дані

№ з/п	Найменування	Значення
1	P_z	1,362
2	P_c	1,295
3	ρ	12,589
4	ε	13,8
5	n_1	1,603
6	n_2	13

Таблиця 2.10 – Координати індикаторної діаграми суднового дизеля 6ЧН 25/34

№ з/п	Параметр		
	(V/V _c)	$P_{сж}$	$P_{расш}$
1	1,00	13,80	
2	1,00	12,59	13,80
3	1,60	6,62	13,80
4	2,17	4,37	9,31
5	2,74	3,19	6,88
6	3,31	2,46	5,39
7	3,88	1,98	4,39
8	4,45	1,65	3,68
9	5,02	1,40	3,15
10	5,59	1,21	2,74
11	6,16	1,06	2,41
12	6,73	0,94	2,15
13	7,30	0,84	1,94
14	7,87	0,76	1,76
15	8,44	0,69	1,61
16	9,01	0,63	1,48

17	9,58	0,58	1,36
18	10,15	0,54	1,26
19	10,72	0,50	1,18
20	11,29	0,46	1,10
21	11,86	0,43	1,03
22	12,43	0,41	0,97
23	13,00	0,38	0,92

$p, \text{МПа}$

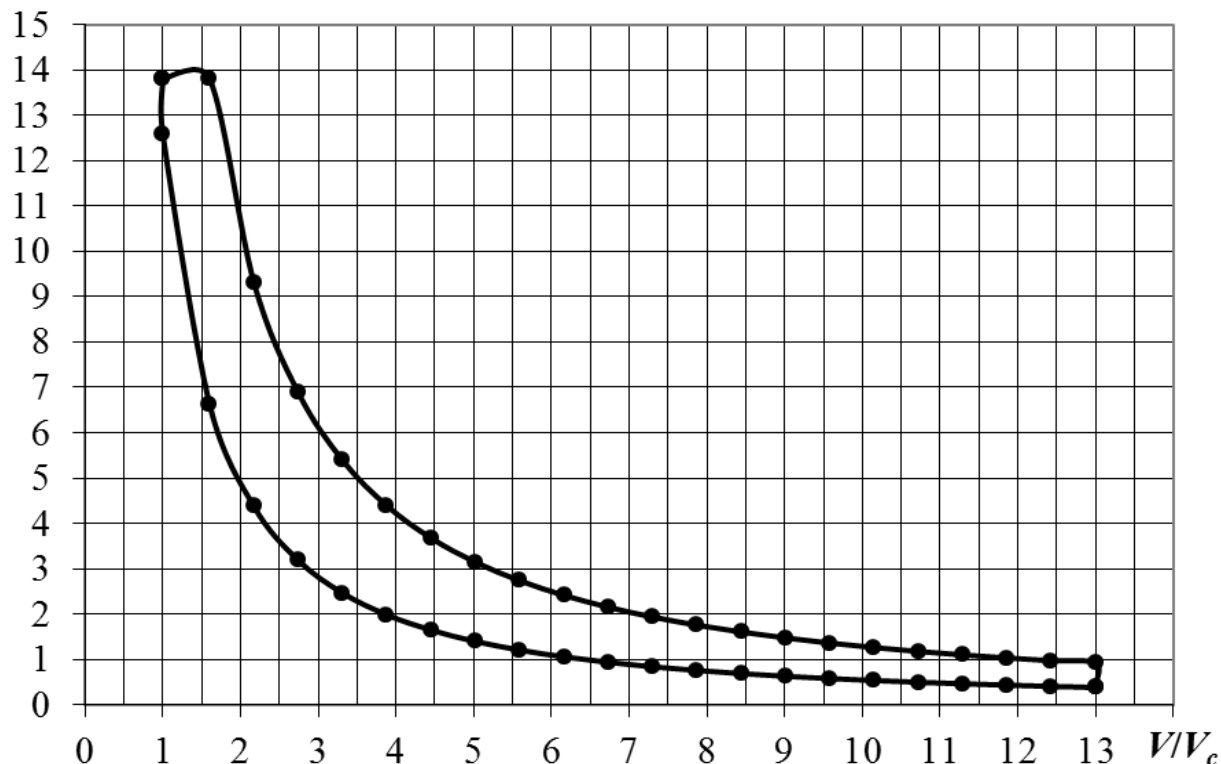


Рисунок 2.1 – Теоретична індикаторна діаграма суднового дизеля 6ЧН 25/34

2.3. Розрахунок теплового балансу суднового дизеля 6ЧН 25/34

Розрахунок теплового балансу суднового дизеля 6ЧН 25/34 виконаний за допомогою програми, яка розроблена та надана кафедрою ДВЗ, У та ТЕ.

Загальна кількість енергії, що виділяється при згорянні палива:

$$Q_{\Sigma} = \frac{N_e}{\eta_e} = 1521,73 \text{ кВт}.$$

Енергія, що втрачається з відпрацьованими газами після турбіни агрегату наддуву дизеля 6ЧН 25/34:

$$Q_{\Gamma} = G_t \frac{k_t}{k_t - 1} R_t (T_{3,t} - T_o) = 391,62 \text{ кВт},$$

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6222м.04.02.ПЗ

Аркуш

де $T_{з.т.} = 564,15 \text{ К}$ – дійсна температура відпрацьованих газів за турбіною.

Вся енергія, яка відводиться у охолоджуючу воду

$$Q_w = (0,98Q_{\Sigma} - Q_r - N_e) / 1,2 = 446,44 \text{ кВт}.$$

Енергія, яка відводиться у змащувальне масло

$$Q_m \approx 0,2Q_w = 89,29 \text{ кВт}.$$

Енергія, яка відводиться від надувочного повітря у ОНП

$$Q_{нв} = Gc_p(T_k - T_s) = 288,25 \text{ кВт}.$$

Небаланс енергії теплового балансу

$$Q_{н.б.} \approx 0,02 \cdot Q_{\Sigma} = 31,61 \text{ кВт}.$$

Енергія, яка відводиться в зарубашковий простір дизеля 6ЧН 25/34

$$Q_{wd} = Q_w - Q_m - Q_{нв}$$

$$Q_{wd} = 68,89 \text{ кВт};$$

Секундна масова витрата охолоджуючої води через дизель 6ЧН 25/34

$$G_w = \frac{Q_{wd}}{Cp_w \Delta T}$$

$$G_w = 10,29 \text{ кг/с};$$

Секундна масова витрата масла через дизель 6ЧН 25/34

$$G_m = \frac{Q_m}{Cp_m \Delta T}$$

$$G_m = 8,12 \text{ кг/с};$$

Перевірка розрахованого теплового балансу суднового дизеля 6ЧН 25/34

$$Q_{\Sigma}^1 = Q_r + Q_w + Q_{н.б.} + N_e = 1521,73 \text{ кВт}.$$

Виходячи, з того, що отримано рівність $Q_{\Sigma} \approx Q_{\Sigma}^1$ – розрахунок теплового балансу суднового дизеля 6ЧН 25/34 є вірним.

2.4. Висновок до розділу

На підставі виконаних розрахунків модернізованого суднового дизеля 6ЧН 25/34 можна зробити загальний висновок, щодо покращення основних показників ($N_{ец}$, P_e , Π_k , P_z , g_e) двигуна порівнюючи з двигунами-прототипами та найближчими його аналогами (табл. 2.11).

					КРМ.142.6222м.04.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 2.11 – Порівняння модернізованого дизеля 6ЧН 25/34 з аналогами

Найменування параметра	Одиниці вимірювання	Значення	
		Модернізований	Аналоги
Циліндрова потужність, N_e	кВт	105	40...182
Частота обертання колінчатого вала, n	об/хв	700	750...2000
Середній ефективний тиск, P_e	МПа	1,616	0,7...1,5
Ступінь підвищення тиску в компресорі	–	3,875	1,5...3,5
Максимальна температура згоряння, T_z	К	1585,1	–
Максимальний тиск у циклі, P_z	МПа	13,8	–
Питома ефективна витрата палива, g_e	г/(кВт·год)	203	207...230

Таким чином, модернізований судновий дизель 6ЧН 25/34 за циліндровою потужністю вищий за середні значення аналогів, за обертами – знаходиться десь посередині, за середнім ефективним тиском й тиском наддуву перевершує всі наведені у таблиці 2.1 аналоги. Також варто особливо відзначити, що модернізований судновий дизель 6ЧН 25/34 за питомою ефективною витратою палива перебуває фактично на нижній межі двигунів-аналогів. Екологічні показники судового дизеля 6ЧН 25/34 забезпечуються шляхом зменшення максимальної температури згоряння, що в значній мірі впливає на викиди NO_x . Таким чином, підсумовуючи можна зробити висновок, що модернізований судновий дизель 6ЧН 25/34 має досить прогресивний набір базових параметрів.

РОЗДІЛ 3

МОДЕРНІЗАЦІЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ СУДНОВОГО ДВИГУНА

6ЧН 25/34

3.1. Загальні відомості щодо систем охолодження сучасних ДВЗ

Системи охолодження сучасних та високо-форсованих ДВЗ мають досить різноманітні схемні рішення. Системи охолодження можуть відрізнятися одна від одної кількістю насосів, теплообмінних апаратів, регуляторів температури потоків середовищ, можливою послідовністю з'єднання теплообмінних апаратів за ходом течії потоків теплоносіїв та багатьма іншими параметрами та конструктивними рішеннями.

Усі системи охолодження сучасних суднових дизелів, незалежно від їх типу, є тільки двоконтурними. У таких системах охолодження засорочковий простір дизелів та теплообмінних апаратів системи охолоджуються теплоносієм (прісною водою зі спеціальною підготовкою інгібіторними добавками) внутрішнього контуру. Відведення теплоти від внутрішнього контуру системи охолодження сучасних суднових дизелів здійснюється теплоносієм (забортна вода) зовнішнього контуру.

Принципова схема системи охолодження суднового двигуна 6ЧН 25/34, що застосовується на морському багатоцільовому буксирі представлена на рис. 3.1.

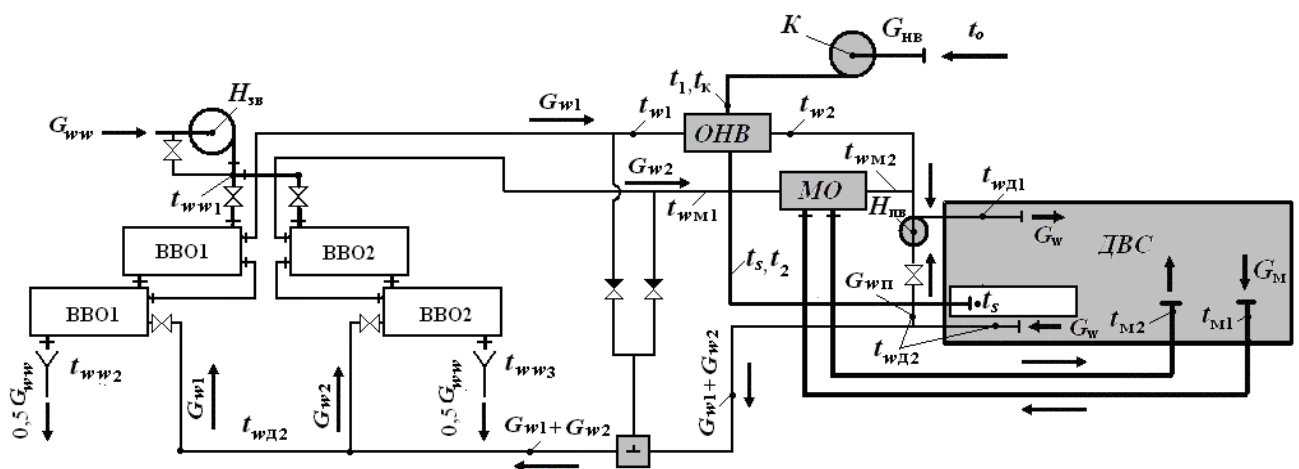


Рисунок 3.1 – Схема системи охолодження (маловитратної) суднового середньооборотного двигуна 6ЧН 25/34

У представленій на рис. 3.1 схемі реалізується додаткова можливість незалежного встановлення температур теплоносія внутрішнього контуру перед відповідними охолоджувачами надувного повітря і змащувального масла. Зокрема, реалізовано таку можливість, щоб гранично ймовірне переохолодження теплоносія внутрішнього контуру перед входженням у охолоджувач надувного повітря не мало будь-яких негативних наслідків для забезпечення найбільш оптимального температурного режиму функціонування самого дизеля 6ЧН 25/35 (охолодження його робочих циліндрів).

У представленій системі охолодження суднового двигуна 6ЧН 25/34 водо-водяні охолоджувачі (на рис. 3.1 позначені, як ВВО1 та ВВО2) діляться на два блоки. Загалом зазначені блоки можна об'єднати в єдиний охолоджуючий елемент у якому буде розділено лише потоки теплоносія внутрішнього контуру. Потік теплоносія внутрішнього контуру із дизеля 6ЧН 25/34 поступає паралельно до цих зазначених двох блоків та одночасно частина цього потоку йде без охолодження на перепуск до порожнини всмоктування насоса й звідти вже на вхід у судновий дизель. Потік теплоносія внутрішнього контуру після водо-водяного охолоджувача йде до охолоджувача надувного повітря та масляного охолоджувача. У відповідній секції водо-водяного охолоджувача відбувається охолодження теплоносія внутрішнього контуру, максимально близьке до гранично можливого рівня. Глибоке охолодження теплоносія внутрішнього контуру у поєднанні з досить високим ККД охолоджувача надувного повітря дає змогу забезпечити у ресивері дизеля 6ЧН 25/34 досить низьку температуру повітря.

При роботі системи охолодження суднового двигуна 6ЧН 25/34 в умовах досить низьких температур навколишнього середовища, часткових навантажень у системі охолодження спрацьовує терморегулятор, що перекриває прохід теплоносія внутрішнього контуру крізь водо-водяний охолоджувач та спрямовує неохолоджений теплоносій до входу в охолоджувач надувного повітря та масляний охолоджувач, тим самим забезпечуючи підтримання максимально оптимальний температурний режим наддувного повітря двигуна й його змащувального масла.

					КРМ.142.6222м.04.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Для роботи на встановленому розрахунковому режимі ККД масляного охолоджувача й іншого водо-водяного охолоджуючого блоку можуть бути підібрані в різноманітних своїх співвідношеннях за умови, забезпечення на всіх можливих режимах на вході у двигун потрібну температуру змащувального мастила. Потoki теплоносія внутрішнього контуру із перепуску, після охолоджувача надувного повітря та масляного охолоджувача змішуються між собою й після цього забезпечують потрібну температуру перед дизелем.

Представлена схема системи охолодження суднового двигуна 6ЧН 25/34 може забезпечувати високі температури повітря у ресивері дизеля, охолоджувальної води і змащувального масла перед дизелем при різних співвідношеннях витрат теплоносія внутрішнього контуру по різних гілках, а також при різних значеннях ККД теплообмінних апаратів, цих гілок.

Подібно до розрахунків теплообмінних апаратів можна виділити пряму, зворотну, а також оптимізаційну задачу розрахунку системи дизеля 6ЧН 25/34. В магістерській роботі розглядається лише пряма задача розрахунку.

У прямій задачі моделювання системи охолодження дизеля 6ЧН 25/34 задаються: усі витрати компресору та насосів; кількість тепла, виділена дизелем 6ЧН 25/34 в охолоджуючу рідину та змащувальне масло; усі параметри навколишнього середовища; ККД, ступінь підвищення тиску агрегату наддуву та температура стиснутого повітря за компресором; температури наддувочного повітря дизеля у впускному ресивері дизеля, води й змащувального масла на вході в дизель. Окрім цього також можуть задаватися температура охолоджувальної води і змащувального масла на виході з дизеля.

Пряму задачу розрахунку системи охолодження дизеля 6ЧН 25/34 можна умовно розділити на теплову й конструктивну складові.

Так, у тепловій частині прямої задачі розрахунку системи охолодження дизеля 6ЧН 25/34 визначаються наступні параметри: ККД усіх теплообмінних апаратів системи охолодження та попереднє значення їх мас, усі температури теплоносіїв на вході й виході усіх теплообмінних апаратів, витрати теплоносіїв крізь різні гіл-

					КРМ.142.6222м.04.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ки системи охолодження дизеля, у тому числі витрати двох теплоносіїв крізь кожний теплообмінний апарат.

При цьому у конструктивній складовій прямої задачі розрахунку системи охолодження дизеля 6ЧН 25/34 визначаються такі параметри, як: конструктивні параметри усіх теплообмінних апаратів системи охолодження двигуна, уточнюються значення усіх їх ККД, а також опір за всіма теплоносіями.

3.2. Прямий розрахунок системи охолодження модернізованого суднового дизеля 6ЧН 25/34

Прямий розрахунок системи охолодження модернізованого суднового дизеля 6ЧН 25/34 реалізовано за допомогою персонального комп'ютеру, а програма розрахунку, яка виконана в програмному середовищі *Microsoft Excel*, надана кафедрою ДВЗ, У та ТЕ. Результати цього розрахунку подані нижче у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Прямий розрахунок системи охолодження модернізованого суднового дизеля 6ЧН 25/34

Вихідні дані для розрахунку системи охолодження модернізованого дизеля 6ЧН 25/34					
№ з.п.	Параметр	Позначення	Розмірність	Спосіб визначення	Значення
1	Температура повітря перед компресором	T_0	К	—	293
2	Температура заборотної води перед ВВО	T_{ww1}	К	—	288
3	Температура повітря перед компресором	T_1	К	—	465,1
4	Тиск повітря після компресору	P_1	Па	—	387300
5	Температура води за дизелем	T_{wd2}	К	—	381
6	Масло на вході в дизель або МО	T_{m1}	К	—	363
7	Теловідвід у охолоджуючу воду	Q_d	кВт	—	446,0
8	Теловідвід у змащувальне масло	Q_m	кВт	—	89,0
9	Витрата насоса заборотної води	G_{ww}	кг/с	—	10,36
10	Витрата прісної води через дизель	G_w	кг/с	—	10,36
11	Витрата наддувочного повітря на дизелі	G_{np}	кг/с	—	1,60
12	Витрата змащувального масла	G_m	кг/с	—	8,12
Охолоджувача надувного повітря					
13	Схема руху теплоносіїв	Однократний перехресний ток, два теплоносія не			

		перемішуються у кожному слідуючому перетені			
14	Кількість ходів теплоносія	b	–	–	16
15	Коефіцієнт теплопередачі	$k_{гпп}$	Вт/кг·К	–	82,00
Водо-водяний охолоджувач (ВВО1)					
16	Схема руху теплоносіїв	Однократний реверсивний ток при загальному протитоку, після кожного реверсу теплоносія відбувається перемішування їх потоків			
17	Кількість ходів теплоносія	b	–	–	2
18	Коефіцієнт теплопередачі	$k_{гпп}$	Вт/кг·К	–	191,14
19	ККД водо-водяного охолоджувача ВВО1	$\eta_{в1}$	–	–	0,9
Водо-водяний охолоджувач (ВВО2)					
20	Схема руху теплоносіїв	Однократний реверсивний ток при загальному протитоку, після кожного реверсу теплоносія відбувається перемішування їх потоків			
21	Кількість ходів теплоносія	b	–	–	2
22	Коефіцієнт теплопередачі	$k_{гпп}$	Вт/кг·К	–	190,00
23	ККД водо-водяного охолоджувача ВВО2	$\eta_{в2}$	–	–	0,7
Масляний охолоджувач (МО)					
24	Схема руху теплоносіїв	Однократний реверсивний ток при загальному протитоку, після кожного реверсу теплоносія відбувається перемішування їх потоків			
25	Кількість ходів теплоносія	b	–	–	1
26	Коефіцієнт теплопередачі	$k_{гпп}$	Вт/кг·К	–	73,04
27	Витрата заборотної води через водо-водяний охолоджувач ВВО1	G_{ww1}	кг/с	–	5,18
28	Витрата заборотної води через водо-водяний охолоджувач ВВО2	G_{ww2}	кг/с	–	5,18
29	Витрата прісної охолоджуваної води крізь ОНП	$G_{wОНП}$	кг/с	–	1,105
30	Витрата прісної охолоджуваної води крізь МО	$G_{wМО}$	кг/с	–	1,500
31	ККД охолоджувача надувного повітря	$\eta_{онп}$	–	–	0,9700
32	ККД масляного охолоджувача	$\eta_{мо}$	–	–	0,3007
Розрахунок параметрів системи охолодження					
33	Енергоємність потоку заборотної води на водо-водяний охолоджувач ВВО1	W_{ww1}	Вт/с	$W_{ww1} = G_{ww1} C_{pw}$	21704,2
34	Енергоємність потоку заборотної води на водо-водяний охолоджувач ВВО2	W_{ww2}	Вт/с	$W_{ww2} = G_{ww2} C_{pw}$	21704,2
35	Вода крізь дизель	W	Вт/К	$W = G_w C_{pw}$	43408,4
36	Вода крізь охолоджувача надувного повітря	W_1	Вт/К	$W_1 = G_{w1} C_{pw}$	4628,56
37	Вода крізь масляний охолоджувач	W_2	Вт/К	$W_2 = G_{w2} C_{pw}$	6285,00
38	Вода на перепуск	$W_{п}$	Вт/К	$W_{п} = W - W_1 - W_2$	32494,8
39	Н.В. крізь охолоджувача надув-	$W_{нп}$	Вт/К	$W_{нв} = G_{нв} C_p$	1606,995

	ного повітря				
40	Масло крізь масляний охолоджувач	W_M	Вт/К	$W_M = G_M C_{pm}$	16727,2
41	Для охолоджувача надувного повітря	$W_{min_{HB}}$	Вт/К	$\min \text{ из } W_{HB} \text{ и } W_1$	1606,99
42	Для масляного охолоджувача	W_{min_M}	Вт/К	$\min \text{ из } W_M \text{ и } W_2$	6285,0
43	Для водо-водяного охолоджувача ВВО1	$W_{min_{BBO1}}$	Вт/К	$\min \text{ из } W_{ww1} \text{ и } W_1$	4628,6
44	Для водо-водяного охолоджувача ВВО2	$W_{min_{BBO2}}$	Вт/К	$\min \text{ из } W_{ww2} \text{ и } W_2$	6285,0
45	Вода перед охолоджувачем надувного повітря	T_{w1}	К	$T_{w1} = T_{w12} - \eta_{p1} (T_{w12} - T_{w1}) \frac{W_{min_{p1}}}{W_1}$	297,3
46	Повітря у ресиверу	T_2	К	$T_2 = T_1 - \eta_{HB} (T_1 - T_{w1})$	302,3
47	Вода за охолоджувачем надувного повітря	T_{w2}	К	$T_{w2} = T_{w1} + (T_1 - T_2) \frac{W_{HB}}{W_1}$	353,8
48	Вода перед масляним охолоджувачем	T_{wm1}	К	$T_{wm1} = T_{w12} - \eta_{p2} (T_{w12} - T_{w1}) \frac{W_{min_{p2}}}{W_2}$	315,9
49	Масило за масляним охолоджувачем	T_{m2}	К	$T_{m2} = T_{m1} - \eta_m (T_{m1} - T_{wm1}) \frac{W_M}{W_m}$	357,7
50	Вода за масляним охолоджувачем	T_{wm2}	К	$T_{wm2} = T_{wm1} + (T_{m1} - T_{m2}) \frac{W_M}{W_2}$	330,1
51	Тепло у масило	Q_M	кВт	$Q_M = W_M (T_{m1} - T_{m2}) / 1000$	89,0
52	Вода перед двигуном	T_{wd1}	К	$T_{wd1} = (T_{w2} W_1 + T_{wm2} W_2 + W_{it} T_{w12}) / W$	370,7
53	Тепло від циліндрів	Q_d	кВт	$Q_d = W (T_{wd2} - T_{wd1}) / 1000$	446,0
54	Перепад температури по масилу	ΔT_M	К	$\Delta T_M = Q_M / W_M$	5,3
55	Маса пучка охолоджувача надувного повітря	M_{HP}	Кг	$M_{HB} = N_{HB} \frac{W_{HBmin}}{k_{gHB}}$	94,92
56	Маса пучка масляного охолоджувача	M_{MO}	Кг	$M_{MO} = N_{MO} \frac{W_{MOmin}}{k_{gMO}}$	33,07

Результати прямого розрахунку системи охолодження модернізованого суднового дизеля 6ЧН 25/34 подано у табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Узагальнені результати розрахунку системи охолодження модернізованого суднового дизеля 6ЧН 25/34

№ з.п.	Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
1	Витрата насоса забортної води	G_{ww}	кг/с	5,18
2	Витрата прісної води через дизель	G_w	кг/с	10,36
3	Витрата наддувочного повітря через ресивер дизеля	G_{HP}	кг/с	1,599
4	Витрата змащувального масла	G_M	кг/с	8,12

5	Температура повітря у ресивері	T_2	К	302,3
6	Температура води за дизелем	$T_{wд2}$	К	381
7	Температура масла за дизелем	$T_{м1}$	К	363
8	Вода за охолоджувачем надувного повітря	T_{w2}	К	353,8
9	Вода перед масляним охолоджувачем	T_{wm1}	К	315,9
10	Мастило за масляним охолоджувачем	T_{m2}	К	357,7
11	Вода за масляним охолоджувачем	T_{wm2}	К	330,1
12	ККД охолоджувача надувного повітря	$\eta_{нв}$		0,97
13	ККД масляного охолоджувача	$\eta_{мо}$		0,301
14	ККД водо-водяного охолоджувача ВВО1	$\eta_{ВВО1}$		0,900
15	ККД водо-водяного охолоджувача ВВО2	$\eta_{ВВО2}$		0,700

3.3. Розрахунок охолоджувача наддувного повітря модернізованого суднового дизеля 6ЧН 25/34

Охолоджувачі наддувного повітря, що застосовуються на сучасних ДВЗ є рекуперативними теплообмінними апаратами (у такому типі теплообмінників теплопередача реалізується крізь стінку, що розділяє два теплоносії між собою). Поверхня теплообміну у цих теплообмінних апаратах, зазвичай, виготовляється оребреною з боку потоку повітря та гладкою з боку потоку охолоджуючої води. Такі поверхні теплообміну можуть бути зроблені на базі різноманітних конструктивних складових й тому, відповідно, у значній мірі відрізнятися між собою. Можна запропонувати певну класифікацію поверхонь теплообміну, на базі якої вони відрізняються за видом й типом.

Тип поверхні теплообміну обумовлюється особливістю конструктивного виконання її базових елемента. Так, на сьогодні є поверхні теплообміну: трубчасто-пластинчасті, трубчасті, пластинчасті, листоканальні та ін. При цьому типи поверхонь теплообміну також розділяються на види, а саме трубчасті поверхні теплообміну можуть бути зроблені у вигляді коридорних пучків круглих труб з стрічковим або шайбовим індивідуальним оребренням.

Також можливим варіантом виготовлення трубчастих поверхонь теплообміну у вигляді шахових пучків круглих труб, які мають індивідуальне стрічкове чи шайбове оребрення. Також існують конструкції поверхонь теплообміну із плоско-овальними трубами, що мають групове оребрення плоскими пластинами чи з груповим оребренням пластинами з фігурно-штампованим розсіченням.

Пластинчасті поверхні теплообміну можуть мати оребрення чи бути просто гладкоканалними. Вид можливого оребрення є досить різноманітним (рис. 3.2), так, можливим є оребрення поверхні суцільною пластиною, оребрення зрушено-розсічене, або штамповане-деформоване.

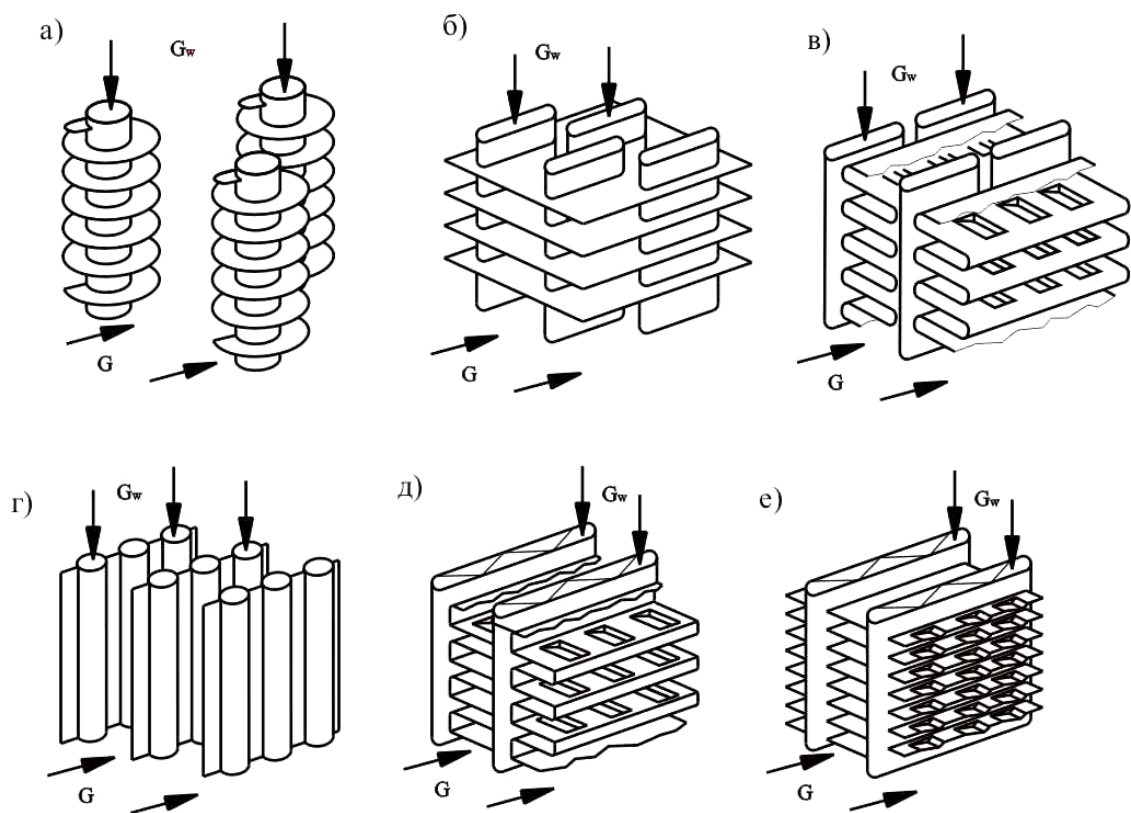


Рисунок 3.2 – Найбільш розповсюджені типи поверхонь теплообміну охолоджувачів надувного повітря:

- а* – пучок круглих труб, який має індивідуальне стрічкове оребрення;
- б* – пучок плоско-овальних труб, який має групове оребрення загальним плоским ребром; *в* – пучок плоско-овальних труб, який має стрічкове оребрення;
- г* – трубчасто-пластинчаста поверхня теплообміну; *д* – пластинчато-стрічкова поверхня теплообміну; *е* – пластинчато-ребриста поверхня теплообміну

Математичні розрахунки теплообмінних апаратів, які мають різні поверхні теплообміну мають значні відмінності та особливості в алгоритмах, що пов'язано з певними особливостями геометрій конкретних поверхонь теплообміну. При цьому для усіх ймовірних варіантів поверхонь теплообміну є й однакові елементи розрахунків.

У магістерській роботі розглядається поверхня теплообміну (рис. 3.3) у вигляді коридорних пучків з плоскоовальних труб, які мають групове оребрення плоскими пластинами з однорідними виступами при поперечному русі потоку стиснутого повітря щодо осі плоскоовальних труб.

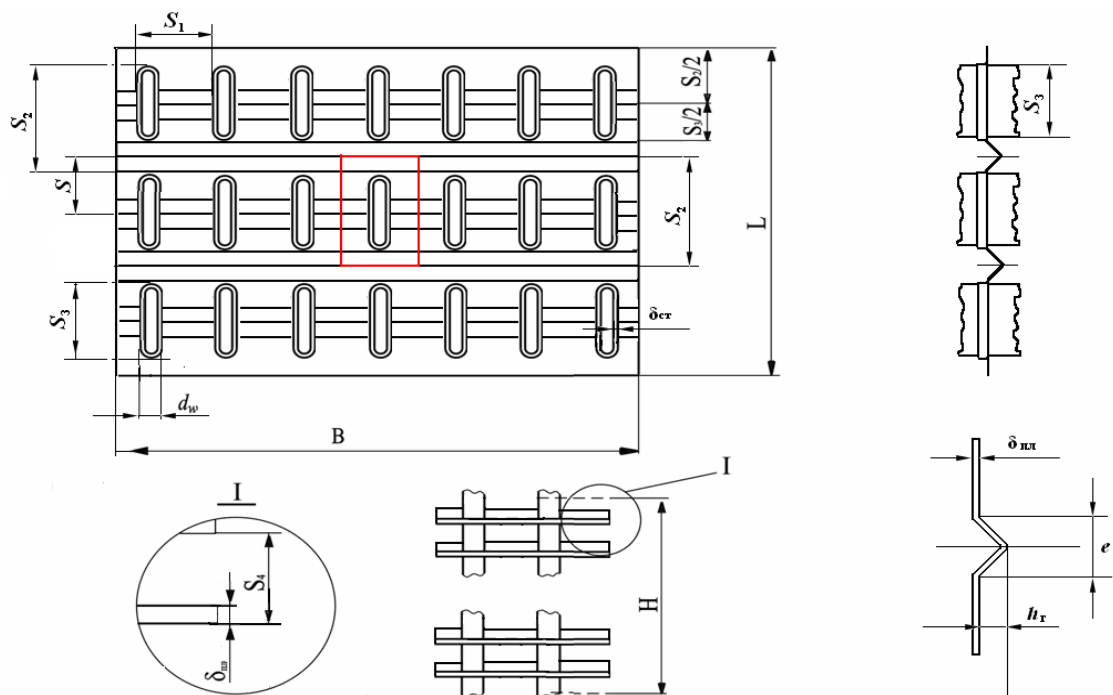


Рисунок 3.3 – Загальна конструкція поверхні теплообміну охолоджувача надувного повітря суднового дизеля 6ЧН 25/34

При розрахунках поверхні теплообміну застосовують базові розміри, відмічені на рис. 3.3. Деякі з цих розмірів застосовуються в подальших розрахунках. Одночасно на їх базі визначаються характерні геометричні розміри та відповідні безрозмірні комплекси.

Також варто відзначити певні відмінності між габаритними розмірами пучка поверхні охолодження $B_{\text{п}}$, $L_{\text{п}}$, $H_{\text{п}}$ та його теоретичними розмірами B , L , H . Перші є

реальними конструктивними розмірами поверхні теплообміну, що визначаються за габаритами пучка.

Пучок поверхні теплообміну з теоретичними розмірами відрізняється тим, що у випадку його розміщення без можливих зазору й зміщення поруч із подібним пучком поверхні теплообміну, то блок, що виникне не буде мати іншої геометрії поверхні теплообміну у місці їх сполучення. Застосування пучків поверхонь теплообміну з габаритами в такому ж випадку сприятиме зміні геометричної структури поверхні теплообміну. Зазначене вище є особливо важливим при виконанні досліджень модельних пучків поверхонь теплообміну. У таких пучках на границях габаритів та корпусу встановлюються спеціальні напівтрубки, це робиться для зберігання в цих частинах теплообмінника незмінну структуру потоку теплоносія.

Розрахункові розміри поверхні теплообміну визначаються за формулами:

$$L = S_2 \cdot Z_2; \quad B = S_1 \cdot Z_1.$$

Габаритна висоти пучка поверхні теплообміну чи відстані між трубними дошками пучка рівні одна одній:

$$H_{\text{п}} = H.$$

Прямий та зворотній розрахунки охолоджувача надувного повітря суднового дизеля 6ЧН 25/34 виконуються за допомогою персонального комп'ютеру, а програма розрахунку, яка виконана в програмному середовищі *Microsoft Exel*, надана кафедрою ДВЗ, У та ТЕ. Результати цього розрахунку подані нижче у таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Прямий розрахунок охолоджувача надувного повітря суднового дизеля 6ЧН 25/34

Визначення параметрів трубки і трубної решітки охолоджувача надувного повітря					
№ з/п	Найменування	Позначення	Розмірність	Спосіб визначення/вибору	Значення
Конструктивні параметри трубки охолоджувача надувного повітря					
1	Висота поперечного перетину трубки	d_w	м	—	0,0038
2	Найбільший габарит	S_3	м	—	0,017

					КРМ.142.6222м.04.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

	пучка поперечного перерізу трубки				
3	Крок між поперечними рядами трубок ПТ	S_2	м	—	0,023
4	Крок між ребрами ПТ	S_4	м	—	0,00205
5	Товщина стінки трубки ПТ	$\delta_{ст}$	м	—	0,0004
6	Товщина пластини оребрення трубок ПТ	$\delta_{пл}$	м	—	0,00008
7	Ширина гофри ПТ	e	м	—	0,005
8	Висота гофри ребра від поверхні	h_r	м	—	0,0015
9	Число поперечних рядів гофрів на довжині кроку S_2	Z'_{2r}	—	—	2
10	Відстань між трубками ПТ у поперечному ряду	S_1	м	—	0,01
11	Крок між гофрами по ходу потоку повітря у одному ряду трубок	S	м	$S = \frac{S_2}{(Z'_{2r} - 1)}$	0,023
Основні параметри поверхні теплообміну ОНП дизеля 6ЧН 25/34					
12	Коефіцієнт стиснення потоку повітря	φ	—	$\varphi = \frac{(S_1 - d_w) \cdot (S_4 - \delta_{пл})}{S_1 S_4}$	0,5958
13	Коефіцієнт стиснення потоку рідини	φ_w	—	$\varphi_w = \frac{(S_3 - d_w) \cdot (d_w - 2\delta_{пл}) + \frac{\pi}{4}(d_w - 2\delta_{пл})^2}{S_1 S_2}$	0,2029
14	Гіпотенуза виштамповки на оребрені	b	м	$b = \sqrt{\frac{e^2}{4} + h^2}$	0,002915
15	Загальна площа ребер у одиничному елементі ПТ	F_p	м ²	$F_p = 2 \left[(S_1 - d_w)[S_2 - (Z'_{2r} - 1)e + \right. \\ \left. + 2b(Z'_{2r} - 2)] + 2bS_1 \right]$	0,000339
16	Загальна площа трубки у одиничному елементі ПТ	$F_{тр}$	м ²	$F_{тр} = (S_4 - \delta_{пл})[\pi d_w + 2(S_3 - d_w)]$	0,000075
17	Повна площа поверхні ТО з боку потоку повітря у одиничному елементі	F_1	м ²	$F_1 = F_p + F_{тр}$	0,000415
18	Коефіцієнт, що враховує об'ємну компактність	f_v	м ² /м ³	$f_v = \frac{F_1}{S_1 S_2 S_4}$	880,8999
19	Коефіцієнт заребрення ПТ	σ	—	$\sigma = \frac{F_1}{S_4 [\pi(d_w - \delta_{cm}) + 2(S_3 - d_w)]}$	5,4638
20	Маса одиничного елемента пучка ПТ	G_m	кг	$(S_1 \delta_p [(Z'_{2r} - 1)(2b - e) + S_2] + (S_3 d_w - d_w^2 (1 - \frac{\pi}{4}) - (S_3 - 2\delta_{cm})(d_w - 2\delta_{cm}) + (d_w - 2\delta_{cm})^2 (1 - \frac{\pi}{4})) S_4) \cdot \rho_m$	0,000454

21	Коефіцієнт масової компактності пучка ПТ	f_g	м ² /кг	$f_g = f_v \frac{S_1 S_2 S_4}{G_m}$	0,9150
22	Еквівалентний прохідний діаметр для водяних каналів	$d_{эw}$	м	$d_{эw} = \frac{4((S_3 - d_w)(d_w - 2\delta_{cm}) + \frac{\pi}{4}(d_w - 2\delta_{cm})^2)}{\pi(d_w - 2\delta_{cm}) + 2(S_3 - d_w)}$	0,00521
23	Еквівалентний прохідний діаметр ПТ по потоку повітря	$d_{э2}$	м	$d_{э2} = \frac{4\varphi}{f_v}$	0,00271
24	Матеріал ребер та труби ПТ	—	—	—	Медь
25	Коефіцієнт теплопровідності матеріалу ребер і труби	λ_m	Вт/м·К	Майже постійний	384
26	Коефіцієнт контакту несучої трубки ПТ та ребер	μ_k	—	Напряму залежить від способу пайки	1
27	Оцінка ступеня забруднення поверхні	Стан	—	Чиста чи забруднена (відмічаємо так/ні)	нет
28	Термічний опір монометалевої чистої стінки ПТ	$\sigma R_{ст}$	м ² ·К/Вт	$\sigma R_{ст} = \sigma \frac{\delta_{cm}}{\lambda_m}$	5,69E-06
29	Коефіцієнт зниження до величини стандартного забруднення ПТ	k_3	—	—	1
30	Термічний опір слою забруднення на поверхні ПТ з боку потоку повітря	R_3	м ² ·К/Вт	Згідно з стандартами ТЕМА	1,76E-04
31	Коефіцієнт зниження забруднення до стандартного	k_w	—	—	1
32	Термічний опір слою забруднення на поверхні ПТ з боку води	R_w	м ² ·К/Вт	Згідно з стандартами ТЕМА	1,76E-04
33	Дійсний термічний опір поверхні ПТ монометалевої стінки	R_Σ	м ² ·К/Вт	—	1,15E-03
34	Сумарний термічний опір поверхні ПТ монометалевої стінки при наявності забруднення	R_Σ	м ² ·К/Вт	$R_\Sigma = R_3 \frac{1}{E_H} + \sigma R_{ст} + \sigma R_w$	1,15E-03
Основні конструктивні параметри ОНП дизеля 6ЧН 25/34					
35	Загальна кількість термодинамічних ходів по охолоджуючій воді	b_w	—	—	33
36	Загальна кількість гідравлічних ходів у одному термодинаміч-	$b_{wг}$	—	—	1

	ному ході теплоносія				
37	Загальна кількість конструктивних ходів по охолоджуючій воді	$b_{w\Sigma}$		$b_{w\Sigma} = b_w b_{wt}$	33
38	Схема течії теплоносія	Схема	Одноразовий перехресний ток, два теплоносія між собою не перемішуються у кожному наступному перетині		
Параметри теплоносіїв у ОНП дизеля 6ЧН 25/34					
39	Витрата стиснутого повітря на дизелі	G_B	кг/с	—	1,6
40	Витрата охолоджуючої води	G_w	кг/с	—	1,10
41	Температура стиснутого повітря на вході в ОНП	T_{B1}	К	—	465,1
42	Температура стиснутого повітря на виході з ОНП	T_{B2}	К	—	302,3
43	Температура охолоджуючої води на вході в ОНП	T_{w1}	К	—	297,3
44	Тиск стиснутого повітря на вході	P_1	Па	—	387300
45	Повітряний опір у ОНП	ΔP	Па	—	2450
46	Швидкість охолоджуючої води у трубах	w_w	м/с	—	0,9
Розрахунок усіх потрібних констант критеріальних рівнянь					
47	Число Рейнольдса	Re_{dw1}	—	—	2809,2
48		Re_{dw2}	—	—	14045,8
49	Середня температура стиснутого повітря у ОНП дизеля	T_{Bf}	К	$T_{Bf} = \frac{T_{B2} + T_{B1}}{2}$	359,38
50	Коефіцієнт теплопровідності	λ	Вт/м К	$\lambda = (7,53422E-03t_f + 2,44441)/100$	0,030952
51	Коефіцієнт динамічної в'язкості	μ	Па·с	$\mu = (-3,320004E-05t_f^2 + 5,149414E-02t_f + 1,712197E+01)E-06$	0,000021
52	Число Прандтля по повітрю	Pr	—	$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$	0,69232
53	Число Нусельта	N_{u1}	—	$0,0512(\frac{d_w}{S_4})^{-0,54}(\frac{S_2 - S_3}{S_4})^{-0,14} Re^{0,73} Pr^{0,33}(1 + 1,9 \frac{h_1 e}{s^2})$	9,4525
54		N_{u2}	—		30,6051
55	Конвективні коефіцієнти тепловіддачі від потоку стиснутого повітря до стінки ПТ для граничних чисел Re	α_{k1}	—	$\frac{N_u \lambda}{d_{\partial 2}}$	76,99
56		α_{k2}	—		249,28
57	Приведені коефіцієнти тепловіддачі від потоку стиснутого повітря до стінки для гра-	α_{n1}	—	$\alpha_{ni} = \alpha_{ki}(\frac{f_p}{f_n} E \mu_k + \frac{f_{tp}}{f_n})$	76,000
58		α_{n2}	—		239,304

	ничних чисел Re				
59	Висота ребра ПТ	h_p	м	$h_p = (S_1 - d_w)/2$	0,003100
60	Параметр ребра ПТ	$\beta_1 h'_p$	—	$\beta_i h_p = h_p \sqrt{\frac{2\alpha_{ki}}{\delta_1 \lambda_m}}$	0,219478
61		$\beta_2 h'_p$	—		0,394924
62	Числа Нуссельта, які приведені для значень граничних чисел Re	N_{u1}	—	$N_u = \frac{\alpha_{\Pi} d_w}{\lambda}$	9,330636
63		N_{u2}	—		29,37966
64	ККД ребра ПТ	E_1	—	$\frac{e^{2\beta_i h_p \sqrt{\psi_i}} - 1}{e^{2\beta_i h_p \sqrt{\psi_i}} + 1} \cdot \frac{1}{\beta_i h_p}$	0,984246
65		E_2	—		0,951062
66	Константа граничних умов для обраної ПТ по теплообміну по по- вітрю	n	—	$n = \frac{\lg Nu_2 - \lg Nu_1}{\lg Re_2 - \lg Re_1}$	0,7127
67	Константа граничних умов для обраної ПТ по теплообміну по по- вітрю	θ	—	$\theta = 10^{(\lg Nu_2 - n \lg Re_2)}$	0,03252
68	Константа граничних умов для обраної ПТ по опору потоку пові- тря	Φ	—	$\Phi = 5,508 \left(\frac{dw}{d\delta}\right)^{0,3} \left(\frac{dw}{d\delta}\right)^{-(m-2)} \left(\frac{S_2 - d_w}{S_1 - d_w}\right)^{0,68} \varepsilon_{\lambda}; \text{ Re} = 400 \dots 2000$ $\Phi = 0,0845 \left(\frac{dw}{d\delta}\right)^{0,3} \left(\frac{dw}{d\delta}\right)^{-(m-2)} \left(\frac{S_2 - d_w}{S_1 - d_w}\right)^{0,68} \varepsilon_{\lambda}; \text{ Re} = 2000 \dots 10000$	0,3206
69	Число Рейнольдса	Re_{dw}	—	$Re_{dw} = Re_{d\delta} \frac{d_w}{d_{\delta}}$	3307,01
70	Число Рейнольдса	$Re_{d\delta}$	—		2354,45
71	Параметр ε_{λ}	ε_{λ}	—	$\varepsilon_{\lambda} = (1 + 1,9 h_1 e / S^2) 1,65^{Lg(Re_{dw} \frac{d_{\delta}}{d_w} - 2,53)}$; $Re_{d\delta} < 2000$; $\varepsilon_{\lambda} = (1 + 1,9 h_1 e / S^2) 1,47$; $Re_{d\delta} > 2000$.	1,510
72	Константа граничних умов для ПТ по опору потоку повітря	m	—	$m = 1,3$; $Re < 2000$; $m = 1,85$; $Re > 2000$.	1,850
Розрахунок базових теплотехнічних параметрів					
73	Середня інтегральна температура стінки трубки ПТ з боку охо- лоджувальної води	T_{wctf}	К	—	392,12
74	Конструктивна висота пучка ПТ	H_{Π}	м	—	0,556
75	Кількість поперечних рядів охолоджуваль- них труб у пучку	Z_2	шт	—	33
76	Відношення енерго- ємності потоку повіт- ря до енергоемності потоку охолоджуваль- ної води	S'	—	$S' = \frac{G_{\delta} c_p}{G_w c_w}$	0,3472
77	Відношення енерго- ємності потоку охоло-	S	—	$S = \frac{G_w c_w}{G_{\delta} c_p}$	2,880259

	джувальної води до енергоємності потоку стиснутого повітря				
78	Дійсне відношення енергоємностей потоків	S	—	—	0,347191
79	Значення ККД	η'	—	$\eta' = \frac{T_{B2} - T_{B1}}{T_{w1} - T_{B1}}$	0,970000
80		η	—	$\eta = \frac{T_{B2} - T_{B1}}{S(T_{w1} - T_{B1})}$	0,336775
81	Дійсне значення ККД	η	—	—	0,9700
82	Температура потоку за ОНП	T_{w2}	К	$T_{w2} = T_{w1} - \eta(T_{w1} - T_{B1})$	460,066
83	ОНП	T'_{w2}	К	$T'_{w2} = T_{w1} - \eta S'(T_{w1} - T_{B1})$	353,811
84	Дійсна температура потоку води за ОНП	T_{w2}	К	—	353,81
85	Середня температура потоку води	T_{wf}	К	$T_{wf} = (T_{w1} + T_{w2}) / 2$	325,555
86	Потужність потоку	Q	Вт	$Q = G_w c_{pw} (T_{w1} - T_{w2})$	261564,1
87	Коефіцієнт тепловіддачі від потоку повітря до стінки ПТ	α	Вт/м ² . К	$\alpha = \frac{C_z}{C_{z4}} \theta Re^n \frac{\lambda}{d_w}$	91,24
88	Коефіцієнт динамічної в'язкості потоку повітря	μ_v	Па·с	$\mu = (-3,320004E-05t_f^2 + 5,149414E-02t_f + 1,712197E+01)E-06$	2,132E-05
89	Коефіцієнт динамічної в'язкості потоку води при середній температурі потоку води	μ_w	Па·с	$\mu_w = \frac{0,0001882}{[(1+0,0337(T_{wf}-273,2)+0,000221(T_{wf}-273,2)^2]}$	0,000558
90	Коефіцієнт динамічної в'язкості потоку води при температурі стінки ПТ	$\mu_{ст}$	Па·с	$\mu_{ст} = \frac{0,0001882}{[(1+0,0337(T_{wef}-273,2)+0,000221(T_{wef}-273,2)^2]}$	0,000231
91	Коефіцієнт теплопровідності потоку води при середній температурі стінки трубок ПТ із боку потоку води	$\lambda_{ст}$	Вт/м· К	$\lambda_{ст} = 0,02867c_{pw}^{1,55} / \mu_{ст}^{0,12}$	0,7213
92	Коефіцієнт теплопровідності потоку води при середній температурі потоку води	λ_w	Вт/м· К	$\lambda_w = 0,02867c_{pw}^{1,55} / \mu_w^{0,12}$	0,6490
93	Число Рейнольдса по потоку води	Re_w	—	$Re_w = \frac{w_w d_{zw} \rho_w}{\mu_w}$	8398,0
94	Відносна довжина трубки ПТ	$\frac{H_n}{d_w}$	—	$\frac{H_n}{d_w}$	146,39
95	Поправка на відносну довжину трубки	ε_L	—	$\varepsilon_L = f(\frac{H_n}{d_w}; Re_w)$	1,000

96	Число Прандтля по потоку води при середній температурі стінки трубок ПТ з боку води	Pr_{cm}	—	$Pr_{ct} = \frac{\mu_{ct} c_{pw}}{\lambda_{ct}}$	1,34
97	Число Прандтля по потоку води при середній температурі потоку води	Pr_w	—	$Pr_w = \frac{\mu_w c_{pw}}{\lambda_w}$	3,61
98	Коефіцієнт тепловіддачі від стінки ПТ до потоку води	α_w	Вт/м ² К	$\alpha_w = 0.021 \varepsilon_l Re_w^{0.8} Pr_w^{0.43} \frac{\lambda_w}{d_{zw}} \left(\frac{Pr_w}{Pr_{ct}} \right)^{0.25}, (1)$ $\alpha_w = 0.116 (Re_w^{\frac{2}{3}} - 125) Pr_w^{\frac{1}{3}} \left[1 + \left(\frac{d_{zw}}{H_{II}} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \left(\frac{\mu_w}{\mu_{ct}} \right)^{0.14} \frac{\lambda_w}{d_{zw}}, (2)$	8007,61
99	Коефіцієнт тепловіддачі від теплоносія	α_k	—	$0,0512 \left(\frac{d_w}{S_4} \right)^{-0,54} \left(\frac{S_2 - S_3}{S_4} \right)^{-0,14} Re^{0,73} Pr^{0,33} (1 + 1,9 \frac{h_e e}{s^2}) \frac{\lambda}{d_s}$	95,06
100	Комплекс	βh_p	—	$\beta_i h_p = h_p \sqrt{\frac{2\alpha_{ki}}{\delta_1 \lambda_m}}$	0,24
101	ККД ребра ПТ	E_p	—	$\frac{e^{2\beta_i h_p} - 1}{e^{2\beta_i h_p} + 1} \cdot \frac{1}{\beta_i h_p}$	0,98
102	ККД поверхні теплообміну заребреної	E_H	—	$E_H = E_p + \frac{1 - E_p}{F} \frac{F}{F_{tp}}$	0,9842
103	С - комплекси характеристики охолоджувача надувного повітря	C_1	—	$C_1 = \frac{\Delta P (2P_1 - \Delta P) d_{\varnothing 2} d_w^2}{2R\Phi T_f \mu_B^2}$	2458211, 8
104		C_2	—	$C_2 = \frac{\varphi Pr}{\theta_f C_z}$	0,013471 0
105		C_3	—	$C_3 = \frac{Pr \lambda \varphi}{d_w f_v}$	0,003814 0
106		C_4	—	$C_4 = \sigma C_3 \frac{1}{\alpha_w}$	2,602E- 06
107	Число N	N	—	$N = f(\eta, b_w, \text{схеми})$	4,8127
108	Функція, яка потрібна для знаходження числа Рейнольдса	$f(Re)$	—	$\frac{1}{N} - \frac{Re_{dw}^{m+1}}{C_1} (C_2 Re_{dw}^{-n} + C_3 R_{ct} + C_4)$	-0,005
109		$f(Re)$	—	$\frac{1}{NS} - \frac{Re_{dw}^{m+1}}{C_1} (C_2 Re_{dw}^{-n} + C_3 R_{ct} + C_4)$	0,386
110	Дійсне значення функції для знаходження числа Рейнольдса	$f(Re)$	—	—	-0,005
111	Число Рейнольдса по потоку повітря	Re_{dw}	—	—	3307,01
112	Число Рейнольдса	$Re_{d\delta}$	—	—	2354,45
113	Загальна кількість поперечних рядів трубок ПТ	Z_2	шт	$Z_2 = \text{Окрверх} [C_1 Re^{-m} \frac{1}{S_2}]$	33

114	Максимально можлива кількість трубок ПТ у поперечному ряді	Z_1	шт	$Z_1 = \text{окрверх} \left[\frac{G_w b_{w\Sigma}}{Z_2 S_2 S_1 \varphi_w \rho_w w_w} \right]$	26
115	Дійсна кількість трубок ПТ	Z	шт	$Z = Z_2 Z_1$	858
116	Висота пучка ПТ	H_{Π}	м	$H_{\Pi} = \frac{G_B d_w}{\mu_B \varphi \text{Re } Z_1 S_1}$	0,556
117	Довжина пучка ПТ	L_{Π}	м	$L_{\Pi} = S_2 Z_2$	0,759
118	Ширина пучка ПТ	B_{Π}	м	$B_{\Pi} = S_1 Z_1$	0,2600
119	Площа поверхні теплообміну з боку оребрення	F	м ²	$F = LBHf_v$	96,7011
120	Середня інтегральна температура стінки трубок ПТ з боку потоку води	T_{wctf}	К	$T_{\text{wctf}} = T_{Bf} + \frac{Q}{F} \left(\frac{1}{\alpha} + R_{\text{ct}} \right)$	392,12
121	Середня температура потоку повітря у охолоджувачі надувного повітря	T_{Bf}	К	$T_f = T_{wf} + \frac{T_1 - T_2}{N} \frac{W}{W_{\min}}$	359,38
122	Маса пластин ПТ	$M_{\text{пл}}$	кг	$M_{\text{пл}} = (B_{\Pi} L_{\Pi} - Z f_o) \delta_{\text{пл}} \rho_m \left(\frac{H_{\Pi}}{S_4} - 1 \right)$	28,6
123	Площа перетину отвору у трубній дошці ТО	f_o	м ²	$f_o = (S_3 - d_w) d_w + \frac{\pi d_w^2}{4}$	0,000062
124	Площа внутрішнього отвору у трубці ПТ	f_i	м ²	$f_i = (S_{3i} - d_{wi}) d_{wi} + \frac{\pi d_{wi}^2}{4}$	0,000047
125	Довжина отвору у трубці ПТ	S_{3i}	м	$S_{3i} = S_3 - 2\delta_{\text{tp}}$	0,01620
126	Ширина отвору у трубці ПТ	d_{wi}	м	$d_{wi} = d_w - 2\delta_{\text{tp}}$	0,00300
127	Маса ПТ	M_B	кг	$M_B = Z [2(S_3 - d_w) + \pi d_w] \frac{d_w}{2} \delta_{\text{пл}} \rho_{\text{пл}}$	0,2287
128	Маса погонного метру	$g_{\text{пм}}$	кг/п.м	$g_{\text{пм}} = (f_o - f_i) \rho_{\text{tp}}$	0,13572
129	Маса трубок ПТ	$M_{\text{тр}}$	кг	$M_{\text{тр}} = Z H_{\Pi} g_{\text{пм}}$	64,78
130	Маса пучка ПТ	M_{Π}	кг	$M_{\Pi} = M_{\text{тр}} + M_{\text{пл}} + M_B$	93,62
131	Загальний коефіцієнт теплопередачі	k	Вт/(м ² ·К)	$k = N \frac{G_B C_p}{F}$	79,98
132	Коефіцієнт використання маси пучка ТО	K_g	Вт/кг К	$K_g = N \frac{G C_p}{M_{\Pi}}$	82,61

Результати розрахунку охолоджувача надувного повітря модернізованого су-
днового дизеля 6ЧН 25/34 подано у табл. 3.4.

Таблиця 3.4 – Результати розрахунку охолоджувача надувного повітря модернізованого суднового дизеля 6ЧН 25/34

№ з.п.	Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
1	Витрата стиснутого повітря дизеля 6ЧН 25/34	G_B	кг/с	1,60
2	Витрата охолоджуючої води	G_w	кг/с	1,10
3	Температура стиснутого повітря на вході	T_{B1}	К	465,10
4	Температура стиснутого повітря на виході	T_{B2}	К	302,50
5	Температура стиснутого повітря на вході	$t_{\theta 1}$	°С	192,10
6	Температура стиснутого повітря на виході	$t_{\theta 2}$	°С	29,50
7	Температура охолоджуючої води на вході в охолоджувача надувного повітря	T_{w1}	К	297,30
8	Температура охолоджуючої води за охолоджувача надувного повітря	T_{w2}	К	353,75
9	Температура охолоджуючої води на вході в охолоджувача надувного повітря	t_{w1}	°С	24,30
10	Температура охолоджуючої води за охолоджувача надувного повітря	t_{w2}	°С	80,75
11	Тиск стиснутого повітря на вході	P_1	Па	387300
12	Довжина пучка ПТ	L_{Π}	м	0,759
13	Ширина пучка ПТ	B_{Π}	м	0,260
14	Висота пучка ПТ	H_{Π}	м	0,556
15	Кількість термодинамічних ходів по охолоджуючої воді	b_w		33
16	Загальна кількість гідравлічних ходів у одному термодинамічному ході ТО	$b_{\text{вт}}$		1
17	Висота поперечного перетину трубки ПТ	d_w	м	0,0038
18	Відстань між трубками ПТ у поперечному ряду ТО	S_1	м	0,0100
19	Крок між поперечними рядами трубок ПТ	S_2	м	0,0230
20	Найбільший габарит поперечного перетину трубки ПТ	S_3	м	0,017
21	Крок між ребрами ПТ	S_4	м	0,002
22	Товщина стінки трубки ПТ	$\delta_{\text{ст}}$	м	0,00040
23	Товщина пластини оребрення ПТ	$\delta_{\text{пл}}$	м	0,00008
24	Висота гофра ПТ від поверхні	h_{Γ}	м	0,002
25	Ширина гофра ПТ	e	м	0,0050
26	Крок між гофрами ПТ по ходу стиснутого повітря у одному кроці	S	м	0,0230
27	Кількість поперечних рядів гофрів ПТ на довжині S_2	$Z_2'_{\Gamma}$	шт	2
28	Загальна кількість гофрів ПТ на пластині ТО	Z_{Γ}	шт	32
29	Найбільш кількість трубок ПТ у поперечному ряду ТО	Z_1	шт	26
30	Кількість поперечних рядів трубок ПТ	Z_2	шт	33
31	Реальна кількість трубок ПТ	Z	шт	858
32	Площа поверхні теплообміну з боку оребрення	F	м ²	96,70
33	Маса пучка ТО	M_{Π}	кг	105,50

34	Середня температура охолоджуючої води	T_{wf}	К	325,53
35	Середня температура стиснутого повітря	T_{bf}	К	373,50
36	Швидкість охолоджуючої води у трубах ПТ	w_w	м/с	0,910
37	Число Рейнольдса по охолоджуючій воді	Re_w		8490,9
38	Число Рейнольдса по стиснутому повітрю	Re		3210,7
39	Повітряний опір охолоджувача надувного повітря	ΔP	Па	2552,9
40	Повітряний опір охолоджувача надувного повітря	ΔP	мм.в.ст	260,5
41	Водяний опір охолоджувача надувного повітря	ΔP_w	кПа	13,0
42	Коефіцієнт теплопередачі	k	Вт/(м ² К)	79,1
43	Коефіцієнт використання маси пучка ПТ	K_g	Вт/кгК	72,4
44	Коефіцієнт використання об'єму пучка ПТ	K_v	Вт/м ³ К	69702,5
45	ККД охолоджувача надувного повітря	η		0,969

Охолоджувач надувного повітря (рис. 3.4) модернізованого суднового дизеля 6ЧН 25/34 можна класифікувати за такими базовими ознаками:

- за способом процесу теплообміну між теплоносіями – рекуперативний;
- за видом теплоносіїв, що обмінюються теплом – водоповітряний чи рідинно-газовий;
- за схемою взаємного руху теплоносіїв у теплообмінному апараті – багаторазовий перехресний потік при загальному протитоку (схема рис 3.5);
- за видом поверхні, що забезпечує теплообмін – трубчасто-пластинчастий ТО.

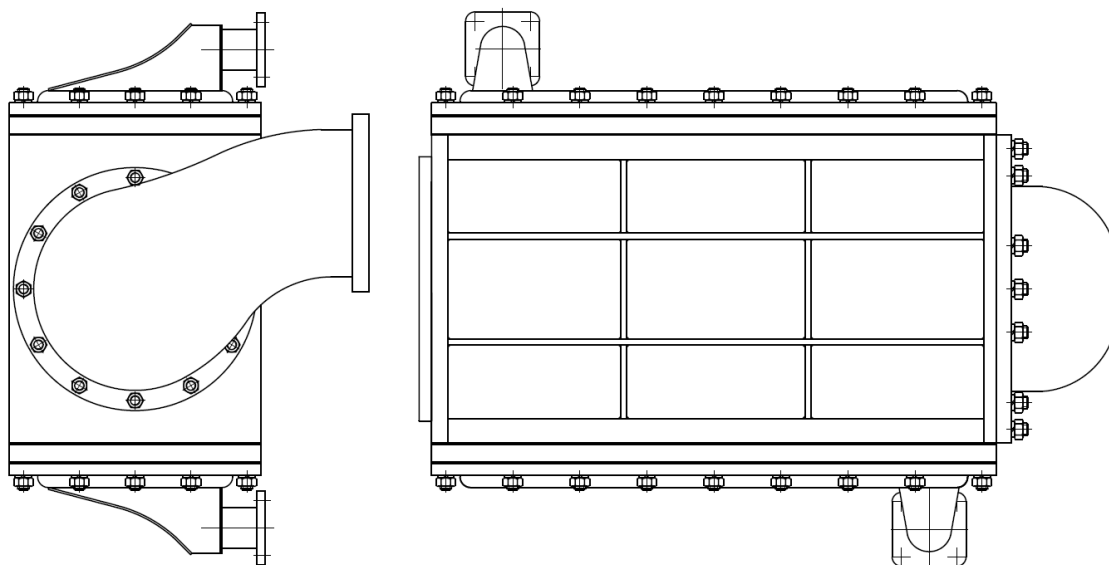


Рисунок 3.4 – Спроектований охолоджувач надувного повітря модернізованого суднового дизеля 6ЧН 25/34

Теплообмінний елемент охолоджувач надувного повітря модернізованого суднового дизеля 6ЧН 25/34 зроблено на базі пучка плоско-овальних труб, які мають групове стрічкове розсічене оребрення. Загальний вигляд такого оребрення представлено на рис. 3.3.

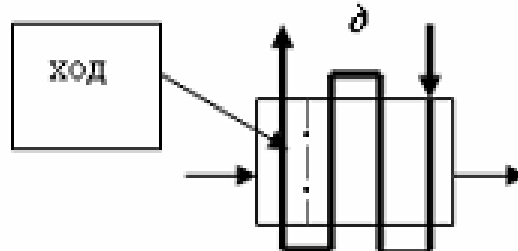


Рисунок 3.5 – Схема багаторазового перехресного потоку теплоносіїв при загальному їх протитоку

За схемою своєї конструкції охолоджувач надувного повітря модернізованого суднового дизеля 6ЧН 25/34 – кожухокоробчатий. В ОНП використовується жорстке закріплення обох трубних дошок у його корпусі (див. схему рис.3.6). Базовими елементами конструкції ОНП дизеля 6ЧН 25/34 є трубні дошки, корпус, пучок труб, які мають оребрення та водяні кришки, які закривають відповідні порожнини.

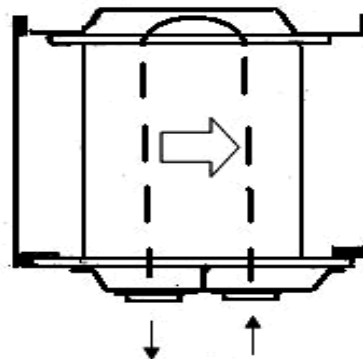


Рисунок 3.6 – Кожухокоробчатий охолоджувач надувного повітря модернізованого суднового дизеля 6ЧН 25/34 з жорсткою фіксацією обох трубних дошок

При роботі спроектованого охолоджувача надувного повітря модернізованого суднового дизеля 6ЧН 25/34 стиснуте повітря рухається крізь патрубок й далі крізь трубний пучок плоско-овальних труб, які мають групове оребрення. Вихо-

дять стиснуте повітря з протилежного боку трубного пучка в ресивер дизеля 6ЧН 25/34. Охолоджуюча вода поступає до теплообмінника знизу, через спеціальний патрубок, й робить кілька проходів поперек ходу стиснутого повітря із загальним своїм напрямом руху – проти ходу іншого теплоносія.

Після свого останнього перетину пучка труб ПТ вона виходить через інший патрубок ОНП. Такий рух теплоносіїв забезпечується представленою конструкцією водяних кришок охолоджувач надувного повітря, які мають розділення на відповідні поворотні камери. Враховуючи кількості таких роздільних камер на верхній кришці ОНП цей охолоджувач є 33-ходовим, причому потік охолоджуючої води після кожного свого ходу повністю перемішується.

3.4. Розрахунок охолоджувача води модернізованого суднового дизеля 6ЧН 25/34

Водно-водяні охолоджувачі сучасних суднових дизелів роблять у вигляді кожухотрубних чи пакетнопластинчатих теплообмінних апаратів. Корпус такого теплообмінного апарату виконано у вигляді труби досить великого діаметру, в яку встановлюється трубний пучок з гладких труб малого діаметру. Кінці трубок поверхні охолодження кріпляться в трубних дошках. Зазвичай одна з таких трубних дошок є рухомою, що забезпечує компенсацію теплового розширення трубного пучка. Розміщення трубок поверхні охолодження в трубних дошках може бути за схемою діагональної розбивки, концентричних кіл або іншого типу.

Забірна вода рухається серединою трубок, а прісна вода внутрішнього контуру – між трубками. Для забезпечення регулювання швидкості охолоджуючої води всередині трубок охолоджувач води може робитися по забортній воді, як одноходовий, так і багатходовий. Для забезпечення потрібної швидкості прісної води внутрішнього контуру й надання потоку потрібного напрямку у середині корпусу теплообмінного апарату розміщують діафрагми. Завдяки їх установці схема течії потоку теплоносія з зовнішньої сторони трубного поверхні охолодження максимально наближається до багаторазово-перехресного току теплоносіїв.

					<i>КРМ.142.6222м.04.03.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Роздільні діафрагми мають вигляд окружності з відсутнім сегментом (їх ще називають сегментними діафрагмами). Кожна така діафрагма має відповідні свердління, крізь які з досить малим зазором проходять трубки поверхні охолодження. Зазор між сегментною діафрагмою та корпусом теплообмінного апарату може бути ущільнене спеціальним ущільненням, що зменшує відповідні протічки.

Прямий та зворотній розрахунки водо-водяних охолоджувачів ВВО1 та ВВО2 суднового дизеля 6ЧН 25/34 виконуються за допомогою персонального комп'ютеру, а програма розрахунку, яка виконана в програмному середовищі *Microsoft Exel*, надана кафедрою ДВЗ, У та ТЕ. Результати цього розрахунку подані нижче у таблиці 3.5 та 3.6.

Таблиця 3.5 – Результати розрахунку ВВО1 модернізованого суднового дизеля 6ЧН 25/34

№ з.п.	Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
1	Витрата прісної охолоджуючої води	G_w	кг/с	1,10
2	Температура прісної охолоджуючої води на вході в водо-водяний охолоджувач	tw_1	°C	108,0
3	Тиск прісної охолоджуючої води на вході	pw_1	кПа	200,0
4	Температура прісної охолоджуючої води за водо-водяним охолоджувачем	tw_2	°C	24,30
5	ККД водо-водяного охолоджувача	η	–	0,900
6	Середня швидкість прісної охолоджуючої води між трубами ПТ	w_w	м/с	0,45
7	Швидкість прісної охолоджуючої води у підвідному патрубку водо-водяного охолоджувача	$w_{w\text{под}}$	м/с	2,00
8	Швидкість прісної охолоджуючої води у відвідному патрубку водо-водяного охолоджувача	$w_{w\text{от}}$	м/с	2,00
9	Опір по прісній охолоджуючій воді	ΔP_w	кПа	33,29
10	Витрата забортної охолоджуючої води	G_{ww}	кг/с	5,18
11	Температура забортної охолоджуючої води на вході	t_{ww1}	°C	15,0
12	Температура забортної охолоджуючої води на виході у водо-водяний охолоджувач	t_{ww2}	°C	33,5
13	Тиск забортної охолоджуючої води на вході в водо-водяний охолоджувач	P_{ww}	кПа	200,0
14	Швидкість забортної охолоджуючої води у трубках ПТ	w_{ww}	м/с	0,861
15	Швидкість забортної охолоджуючої води у підвідному патрубку водо-водяного охолоджувача	$w_{ww\text{под}}$	м/с	1,500
16	Швидкість забортної охолоджуючої води у відвід-	$w_{ww\text{от}}$	м/с	1,500

	ному патрубку водо-водяного охолоджувача			
17	Солоність забортної охолоджуючої води	Π	%	10
18	Опір по забортній охолоджуючій воді	ΔP_{ww}	кПа	12,1
19	Термічний опір водо-водяного охолоджувача	R_{Σ}	$\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$	0,0004
20	Коефіцієнт використання маси пучка водо-водяного охолоджувача	k_g	$\text{Вт}/\text{кг} \cdot \text{К}$	157,29
21	Кількість теплоти, яке передане у водо-водяний охолоджувач	Q	Вт	387410,6
22	Кількість ходів прісної охолоджуючої води	bw	—	45
23	Кількість ходів по забортній охолоджуючій воді	b_{ww}	—	2
24	Кількість протиточних реверсивних елементів	b	—	2
25	Несучій діаметр трубки поверхні теплообміну	d_0	м	0,012
26	Внутрішній діаметр трубки поверхні теплообміну	d_w	м	0,01
27	Крок між трубками поверхні теплообміну, перпендикулярний ходу води	S_1	м	0,016
28	Крок між трубками по глибині поверхні теплообміну	S_2	м	0,0139
29	Відстань центрального ряду трубок від осьової лінії	S_{Π}	м	0,0069
30	Відстань між рядами труб пучка	S_{Π}	м	0,0019
31	Зазор між трубою та діафрагмою на кожну сторону	δ_d	м	0,0001
32	Відносна висота вирізу у діафрагмі на діаметрі D_0	h_{co}	—	0,118
33	Відносна величина відстані між, встановленими діафрагмами	k_D	—	0,200
34	Товщина діафрагми водо-водяного охолоджувача	S_d	м	0,006
35	Максимальна кількість труб у поперечному ряду пучка теплообміну	Z_d	—	14
36	Можлива кількість труб поверхні охолодження у вирізі сегменту	Z_{cv}	—	7
37	Кількість поперечних рядів труб у відсіку ПТ	Z_2	—	12
38	Загальна кількість труб у пучку поверхні теплообміну	$Z_{\max}$	—	152
39	Кількість труб в пучку ПТ між вирізами діафрагми	Z	—	138
40	Центральний кут сегментного вирізу на діаметрі D_0	$\varphi_{ao, \text{град}}$	—	80,37
41	Центральний кут сегментного вирізу на діаметрі D_T	$\varphi_{ot, \text{град}}$	—	85,46
42	Висота відповідного сегментного вирізу на діаметрі D_0	H_{co}	м	0,026
43	Висота відповідного сегментного вирізу на діаметрі D_T	H_{ct}	м	0,030
44	Діаметр окружності, яка описана навколо пучка	D_0	м	0,220
45	Глибина одного відсіку по ходу охолоджуючої води	L_{Π}	м	0,166
46	Загальна кількість діафрагм у теплообміннику	Z_{df}	—	44
47	Відстань між діафрагмами у теплообміннику	L_1	м	0,044
48	Довжина трубок ПТ у підвідному відсіку	L_2	м	0,051
49	Довжина трубок ПТ у відвідному відсіку	L_3	м	0,049
50	Довжина трубок ПТ з врахуванням перекриття частини трубок діафрагмами	L_T	м	2,259
51	Внутрішній діаметр кожуху водо-водяного охолоджувача	D_T	м	0,229
52	Внутрішній діаметр підвідного патрубку ВВО прісної охолоджуючої води	$D_{\text{под}}$	мм	26,719
53	Внутрішній діаметр відвідного патрубку прісної	$D_{\text{от}}$	мм	26,719

					КРМ.142.6222м.04.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

	охолоджуючої води водо-водяного охолоджувача			
54	Внутрішній діаметр підвідного патрубку заборотної охолоджуючої води водо-водяного охолоджувача	$D_{\text{под}}$	мм	66,058
55	Внутрішній діаметр відвідного патрубку заборотної охолоджуючої води водо-водяного охолоджувача	$D_{\text{от}}$	мм	66,058
56	Маса пучка труб водо-водяного охолоджувача	Мп	кг	98,68
57	Повна площа поверхні теплообміну	F	м ²	12,95

Таблиця 3.6 – Результати розрахунку ВВ02 модернізованого суднового дизеля 6ЧН 25/34

№ з.п.	Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
1	Витрата прісної охолоджуючої води	G_w	кг/с	1,50
2	Температура прісної охолоджуючої води на вході в водо-водяний охолоджувач	tw_1	°C	108,0
3	Тиск прісної охолоджуючої води на вході	pw_1	кПа	200,0
4	Температура прісної охолоджуючої води за водо-водяним охолоджувачем	tw_2	°C	42,90
5	ККД водо-водяного охолоджувача	η	—	0,700
6	Середня швидкість прісної охолоджуючої води між трубками ПТ	w_w	м/с	0,84
7	Швидкість прісної охолоджуючої води у підвідному патрубку водо-водяного охолоджувача	$w_{w\text{под}}$	м/с	2,00
8	Швидкість прісної охолоджуючої води у відвідному патрубку водо-водяного охолоджувача	$w_{w\text{от}}$	м/с	2,00
9	Опір по прісній охолоджуючій воді	ΔP_w	кПа	40,24
10	Витрата заборотної охолоджуючої води	G_{ww}	кг/с	5,18
11	Температура заборотної охолоджуючої води на вході	t_{ww1}	°C	15,0
12	Температура заборотної охолоджуючої води на виході у водо-водяний охолоджувач	t_{ww2}	°C	34,6
13	Тиск заборотної охолоджуючої води на вході в водо-водяний охолоджувач	P_{ww}	кПа	200,0
14	Швидкість заборотної охолоджуючої води у трубках ПТ	w_{ww}	м/с	1,190
15	Швидкість заборотної охолоджуючої води у підвідному патрубку водо-водяного охолоджувача	$w_{ww\text{под}}$	м/с	1,500
16	Швидкість заборотної охолоджуючої води у відвідному патрубку водо-водяного охолоджувача	$w_{ww\text{от}}$	м/с	1,500
17	Солоність заборотної охолоджуючої води	Π	%	10
18	Опір по забортній охолоджуючій воді	ΔP_{ww}	кПа	16,0
19	Термічний опір водо-водяного охолоджувача	R_{Σ}	м ² ·К/Вт	0,0004
20	Коефіцієнт використання маси пучка водо-водяного охолоджувача	k_g	Вт/кгК	185,89
21	Кількість теплоти, яке передане у водо-водяний	Q	Вт	409153,5

	охолоджувач			
22	Кількість ходів прісної охолоджуючої води	bw	—	41
23	Кількість ходів по забортній охолоджуючій воді	bww	—	2
24	Кількість протиточних реверсивних елементів	b	—	2
25	Несучій діаметр трубки поверхні теплообміну	d_0	м	0,0120
26	Внутрішній діаметр трубки поверхні теплообміну	d_w	м	0,0100
27	Крок між трубками поверхні теплообміну, перпендикулярний ходу води	S_1	м	0,0160
28	Крок між трубками по глибині поверхні теплообміну	S_2	м	0,0139
29	Відстань центрального ряду трубок від осьової лінії	$S_{ц}$	м	0,0069
30	Відстань між рядами труб пучка	$S_{п}$	м	0,0019
31	Зазор між трубою та діафрагмою на кожну сторону	δ_d	м	0,0001
32	Відносна висота вирізу у діафрагмі на діаметрі D_0	h_{co}	—	0,127
33	Відносна величина відстані між, встановленими діафрагмами	k_D	—	0,200
34	Товщина діафрагми водо-водяного охолоджувача	S_d	м	0,006
35	Максимальна кількість труб у поперечному ряду пучка теплообміну	Z_d	—	12
36	Можлива кількість труб поверхні охолодження у вирізі сегменту	Z_{cv}	—	5
37	Кількість поперечних рядів труб у відсіку ПТ	Z_2	—	10
38	Загальна кількість труб у пучку поверхні теплообміну	Z_{max}	—	110
39	Кількість труб в пучку ПТ між вирізами діафрагми	Z	—	100
40	Центральний кут сегментного вирізу на діаметрі D_0	$\varphi_{ao, град}$	—	83,46
41	Центральний кут сегментного вирізу на діаметрі D_T	$\varphi_{at, град}$	—	88,29
42	Висота відповідного сегментного вирізу на діаметрі D_0	H_{co}	м	0,024
43	Висота відповідного сегментного вирізу на діаметрі D_T	H_{ct}	м	0,028
44	Діаметр окружності, яка описана навколо пучка	Do	м	0,189
45	Глибина одного відсіку по ходу охолоджуючої води	L_p	м	0,139
46	Загальна кількість діафрагм у теплообміннику	Z_{df}	—	40
47	Відстань між діафрагмами у теплообміннику	L_1	м	0,038
48	Довжина трубок ПТ у підвідному відсіку	L_2	м	0,043
49	Довжина трубок ПТ у відвідному відсіку	L_3	м	0,041
50	Довжина трубок ПТ з врахуванням перекриття частини трубок діафрагмами	L_T	м	1,795
51	Внутрішній діаметр кожуху водо-водяного охолоджувача	D_T	м	0,196
52	Внутрішній діаметр підвідного патрубку ВВО прісної охолоджуючої води	$D_{под}$	мм	31,258
53	Внутрішній діаметр відвідного патрубку прісної	$D_{от}$	мм	31,258

	охлаждающей воды водо-водяного охладителя			
54	Внутрішній діаметр підвідного патрубку заборотної охолоджуючої води водо-водяного охолоджувача	$D_{\text{под}}$	мм	66,062
55	Внутрішній діаметр відвідного патрубку заборотної охолоджуючої води водо-водяного охолоджувача	$D_{\text{от}}$	мм	66,062
56	Маса пучка труб водо-водяного охолоджувача	$M_{\text{п}}$	кг	56,76
57	Повна площа поверхні теплообміну	F	м^2	7,45

Охолоджувачі води (рис.3.7) модернізованого суднового дизеля 6ЧН 25/34 можна класифікувати за наступними ознаками:

- за способом процесу теплообміну між теплоносіями – рекуперативний;
- за типом конструкції теплообмінного апарату – кожухотрубний;
- за видом поверхні, що забезпечує теплообмін – діагональний пучок гладких труб;
- за схемою взаємного руху теплоносіїв у теплообмінному апараті – дворазовий реверсивний потік при загальному протитоку теплоносіїв.

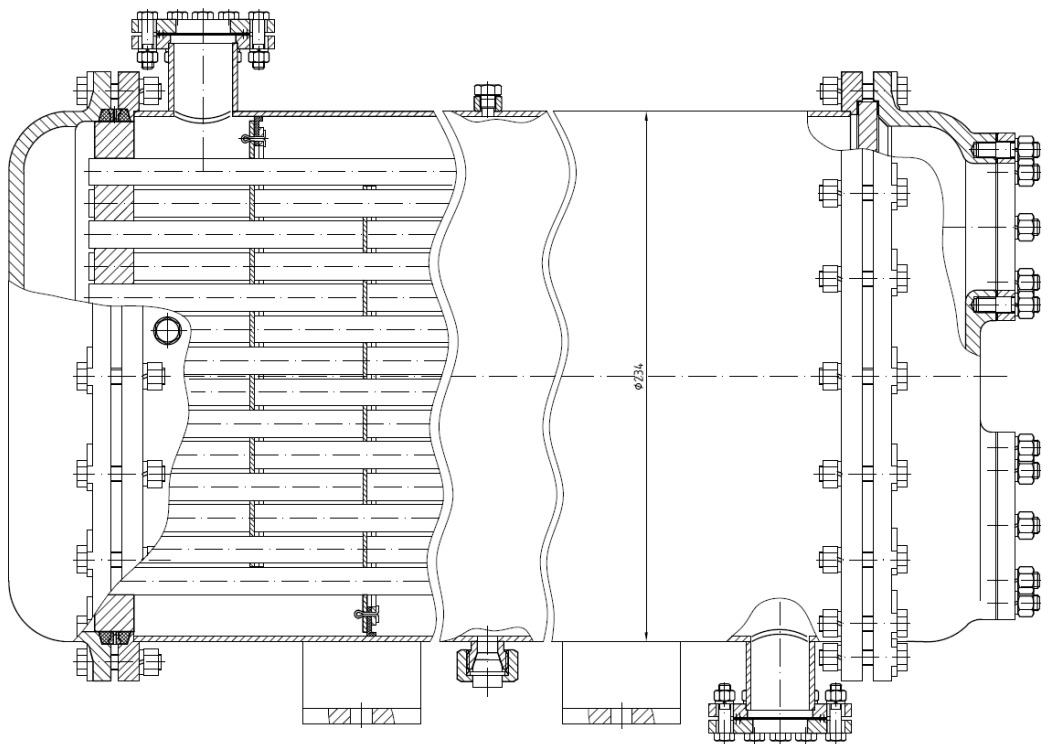


Рисунок 3.7 – Спроектований водо-водяний охолоджувач модернізованого суднового дизеля 6ЧН 25/34

Забортна охолоджуюча вода проходить всередині трубок поверхні охолодження та здійснює у кожному водо-водяному теплообміннику по три реверсивних хода. Прісна вода внутрішнього контуру виконує багаторазові перпендикулярно-поперечні перетинання трубної поверхні охолодження пука завдяки встановленим сегментним діафрагмам. Усі встановлені діафрагми мають між торцем та корпусом теплообмінника еластичне ущільнення. Таке ущільнення перешкоджає байпасним протічкам. Одна з трубних дошок водо-водяного теплообмінника жорстко закріплена у корпусі теплообмінного апарату, а друга є рухомою для забезпечення компенсації температурного подовження трубного пучка поверхні теплообміну.

3.5. Розрахунок охолоджувача масла модернізованого суднового дизеля 6ЧН 25/34

Охолоджувачі масла суднових сучасних дизелів здебільшого виконують водо-масляними. Конструктивно сучасні водо-масляні охолоджувачі можуть мати близькими до водо-водяних охолоджувачів. Тобто вони виготовляються або кожухотрубними, чи пакетно-пластинчастими.

Розрахунки кожухотрубних водо-масляних охолоджувачів ґрунтуються на загальних основах розрахунків теплообмінних апаратів, а також на вже представлених вище методиках розрахунків охолоджувачів надувного повітря й водо-водяних охолоджувачів. Спільною для охолоджувачів надувного повітря і водо-масляних охолоджувачів є принципова побудова методики (алгоритми вирішення основних задач). Так, для кожухотрубних водо-масляних охолоджувачів можна застосувати такий же тип поверхні теплообміну, як і для охолоджувачів надувного повітря.

Прямий та зворотній розрахунки водо-масляного охолоджувача суднового дизеля 6ЧН 25/34 виконуються за допомогою персонального комп'ютеру, а програма розрахунку, яка виконана в програмному середовищі *Microsoft Exel*, надана кафедрою ДВЗ, У та ТЕ. Результати цього розрахунку подані нижче у таблиці 3.7.

					<i>KPM.142.6222м.04.03.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 3.7 – Результати розрахунку водо-масляного охолоджувача модернізованого суднового дизеля 6ЧН 25/34

№ з.п.	Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
1	Витрата змащувального масла дизеля 6ЧН 25/34	G	кг/с	8,12
2	Температура змащувального масла на вході	t_{m1}	°C	90,00
3	Тиск змащувального масла на вході	p_{m1}	кПа	439,00
4	Температура змащувального масла за охолоджувачем	t_{m2}	°C	84,68
5	ККД водо-масляного охолоджувача	η	–	0,3024
6	Швидкість змащувального масла у стисненому перетині пучка	w_m	м/с	1,12
7	Опір по змащувальному маслу	ΔP_m	кПа	11,92
8	Витрата охолоджувальної води	G_w	кг/с	1,50
9	Температура охолоджувальної води на вході	t_{w1}	°C	42,90
10	Температура охолоджувальної води на виході	t_{w2}	°C	57,14
11	Тиск охолоджувальної води на вході	P_w	кПа	180,0
12	Швидкість охолоджувальної води у трубах ТО	w_w	м/с	1,0
13	Опір по охолоджуючій воді	ΔP_w	кПа	10,06
14	Термічний опір матеріалу трубки ПТ з шаром забрудненням	R_{ct}	м ² ·К/Вт	2,41E-03
15	Коефіцієнт використання маси пучка поверхні теплообміну	k_g	Вт/кг·К	65,23
16	Кількість теплоти, яке передане у водо-масляний охолоджувач	Q	кВт	89,51
17	Зовнішній діаметр оребрення поверхні теплообміну	D	м	0,0245
18	Несучій діаметр трубки поверхні теплообміну	d_o	м	0,0125
19	Зовнішній діаметр внутрішньої трубки поверхні теплообміну	d_1	м	0,0118
20	Внутрішній діаметр трубки поверхні теплообміну	d_w	м	0,01
21	Крок між ребрами поверхні теплообміну	u	м	0,002
22	Товщина ребра поверхні теплообміну у основи	δ_1	м	0,00055
23	Товщина ребра поверхні теплообміну у вершини	δ_2	м	0,0002
24	Крок між трубками поверхні теплообміну, перпендикулярний ходу охолоджуючої води	S_1	м	0,027
25	Крок між трубками поверхні теплообміну по глибині пучка	S_2	м	0,0234
26	Кількість включених реверсивних елементів, протиточно встановлених у водяному потоку	b_p	–	1
27	Кількість ходів масла водо-масляного охолоджувача	b_m	–	6
28	Кількість ходів охолоджуючої води водо-масляного охолоджувача	b_w	–	5
29	Товщина діафрагми пучка	S_d	м	0,005
30	Максимальна кількість труб поверхні теплообміну у поперечному ряду	Z_d	–	11
31	Загальна кількість поперечних рядів труб у відсіку	Z_2	–	7
32	Можлива кількість труб поверхні теплообміну у вирізі сегменту	Z_{cv}	–	13
33	Загальна кількість труб поверхні теплообміну у пучку	Z	–	96

	ку			
34	Висота сегментного вирізу виконаного на діаметрі D_T	$H_{ст}$	м	0,079
35	Діаметр окружності, що описано навколо пучка ПТ	D_o	м	0,2985
36	Внутрішній діаметр кожуху	D_T	м	0,322
37	Діаметр діафрагменного ущільнення	$D_{дв}$	м	0,322
38	Зазор на кожну сторону між трубкою і діафрагмою пучка	δ_d	м	0,0005
39	Глибина одного відсіку за ходом масла	L_p	м	0,165
40	Загальна кількість діафрагм пучка	$Z_{дф}$	—	5
41	Параметр	k_D	—	0,250
42	Відстань між діафрагмами пучка	L_1	м	0,066
43	Довжина трубок поверхні теплообміну у підвідному відсіку	L_2	м	0,073
44	Довжина трубок поверхні теплообміну у відвідному відсіку	L_3	м	0,073
45	Довжина трубок поверхні теплообміну з урахуванням перекриття частини діафрагмами	L_T	м	0,437
46	Внутрішній діаметр підвідного патрубку охолоджуючої води	$D_{пв}$	мм	83
47	Внутрішній діаметр відвідного патрубку охолоджуючої води	$D_{овв}$	мм	83
48	Внутрішній діаметр підвідного патрубку масла водо-масляного охолоджувача	$D_{п}$	мм	100
49	Внутрішній діаметр відвідного патрубку масла водо-масляного охолоджувача	$D_{оп}$	мм	100
50	Маса пучка труб водо-масляного охолоджувача	M_p	кг	40,87
51	Повна площа поверхні теплообміну водо-масляного охолоджувача	F	м ²	16,15

Водо-масляний охолоджувач (рис. 3.8) модернізованого суднового дизеля 6ЧН 25/34 можна класифікувати за наступними ознаками:

- за способом процесу теплообміну між теплоносіями – рекуперативний;
- за типом конструкції теплообмінного апарату – кожухотрубний;
- за видом поверхні, що забезпечує теплообмін – діагональний пучок труб, які мають індивідуальне накатне оребрення;
- за схемою взаємного руху теплоносіїв у теплообмінному апараті – дворазовий реверсивний потік при загальному протитоку теплоносіїв.

Охолоджуюча вода проходить всередині трубок поверхні теплообміну та виконує у теплообміннику по три реверсивних ходи. Змащувальне масло виконує багаторазове перпендикулярно-поперечне перетинання трубного пучка поверхні теплообміну завдяки наявності сегментних діафрагм. Усі встановлені діафрагми

мають між своїм торцем та корпусом водо-масляного охолоджувача еластичні ущільнення, які запобігають байпасним протічкам.

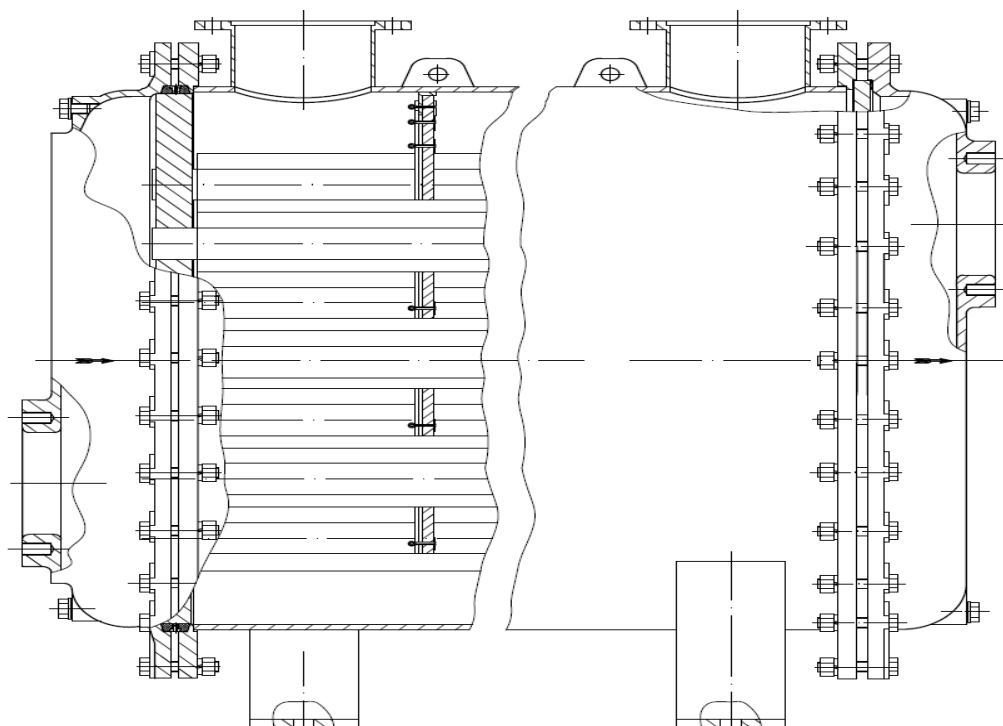


Рисунок 3.8 – Спроектований водо-масляний охолоджувач модернізованого суднового дизеля 6ЧН 25/34

Одна з трубних дошок водо-масляного охолоджувача модернізованого суднового дизеля 6ЧН 25/34 жорстко закріплена у корпусі теплообмінного апарату, а друга є рухомою для забезпечення компенсації температурного подовження трубного пучка поверхні теплообміну.

3.6. Висновки до розділу

У розділі виконано розрахунки системи охолодження модернізованого суднового дизеля 6ЧН 25/34, та її елементів – охолоджувача наддувочного повітря, масла та води.

За результатами виконаних розрахунків системи охолодження модернізованого суднового дизеля 6ЧН 25/34 витрата охолоджуючої води крізь ВВО1 складає 1,10 кг/с при ККД цього теплообмінника – 0,9; ВВО2 – 1,5 кг/с при ККД – 0,7; ОНП – 1,10 кг/с при ККД – 0,97 та МО – 1,5 кг/с при ККД 0,31.

Спроектований охолоджувач надувного повітря забезпечує температуру в ресивері дизеля на рівні 29,3 °С при температурі на вході 192,1 °С, що цілком відповідає вимогам нормальної роботи суднового дизеля 6ЧН 25/34. Зниження температури наддувочного повітря позитивно сприяє зниженню термічного навантаження на деталі циліндро-поршневої групи суднового дизеля 6ЧН 25/34, його випускні клапани, деталі газової турбіни, що у свою чергу забезпечує підвищення ресурсу самого двигуна.

Також у розділі розраховано та спроектовано охолоджувачі води та масла, які забезпечують відведення потрібної кількості тепла від масла (89 кВт) та водяного контуру дизеля 6ЧН 25/34 (446 кВт) на номінальному режимі його роботи. При цьому спроектовані теплообмінні апарати цілком задовольняють масогабаритним вимогам та гідравлічному опору теплоносіїв. Опір по воді для ОНП становить 13,01 кПа; для ВВО1 – 33,29 кПа; для ВВО2 – 40,24 кПа; для МО – 10,06 кПа. Креслення зазначених вище теплообмінників на основі отриманих розмірів, представлені на аркушах формату А1.

					КРМ.142.6222м.04.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВИКОРИСТАННЯ МОДЕРНІЗОВАНОГО ДВИГУНА 6ЧН 25/34 НА МОРСЬКОМУ БАГАТОЦІЛЬОВОМУ БУКСИРІ

4.1. Загальні положення щодо економічного обґрунтування використання модернізованого двигуна 6ЧН 25/34

Оцінка та обґрунтування економічної ефективності від використання модернізованого двигуна 6ЧН 25/34 на морському багатоцільовому буксирі є основою для прийняття позитивного рішення щодо проведення його вдосконалення. Головним критерієм при здійсненні економічної оцінки модернізованого двигуна 6ЧН 25/34 є річний економічний ефект у судновласника від його експлуатації на судні.

У процесі модернізації дизеля 6ЧН 25/34 можна розглядати декілька варіантів різних технічних рішень. Однак головними вимога доцільності проведення модернізації дизеля є відповідність, отриманого кінцевого результату, групі комплексних факторів, таким, як: виробничим; експлуатаційним; екологічним; соціальним; економічним.

Так виробничим комплексним фактором доцільності модернізації дизеля можна оцінити матеріально-технічну та організаційну доцільності. При цьому матеріально-технічна доцільність модернізації дизеля передбачає у собі порівняння конструктивних властивостей та складності елементів модернізації, габаритних розмірів та маси нової системи охолодження двигуна, структурної матеріаломісткості при виконанні нових складових запропонованої системи тощо. Організаційна же доцільність модернізації дизеля дає змогу оцінити фізичну можливість її виготовлення.

Експлуатаційні фактори оцінювання доцільності від модернізації дизеля 6ЧН 25/34 пов'язані з призначенням дизеля та відповідно до цього характеризуються:

- відповідністю сучасному рівню паливної економічності та потужності;
- зручністю обслуговування та ремонту в умовах судна;
- ергономічністю та зручністю керування (високий рівень автоматизації);

					<i>КРМ.142.6222м.04.04.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- адаптивністю до різних режимів та умов експлуатації;
- запасом подальшої модернізації та вдосконалення за кількома напрямками.

Соціальні та екологічні комплексні фактори доцільності від модернізації дизеля 6ЧН 25/34 характеризуються:

- відповідність жорстким екологічним нормам з перспективою подальшого їх підвищення;
- професійний та кваліфікаційний склад обслуговуючого персоналу, що потребує модернізований двигун;
- покращення умов праці персоналу, що обслуговує та експлуатує дизель.

Таким чином, відповідні перелічені вище комплексні фактори є основою подальшої оцінки економічної доцільності від модернізації суднового дизеля 6ЧН 25/34, що використовується на морському багатоцільовому буксирі.

4.2. Визначення економічного ефекту від форсування суднового дизеля 6ЧН 25/34 та модернізації його системи охолодження

Об'єкти порівняння (базовий дизель та модернізований), мають бути подібними та порівнянними й порівнюватися між собою за певними відокремленими показниками, які характеризують їх техніко-економічні показники. Відповідно до цього у таблиці 4.1 подано базові техніко-економічні показники серійного дизеля 6ЧН 25/34 та його модернізованої у другому та третьому розділах версії.

Таблиця 4.1 – Техніко-економічні показники серійного дизеля 6ЧН 25/34 та його модернізованої версії

Найменування показників	Позначення	Базовий дизель 6ЧН 25/34	Модернізований дизель 6ЧН 25/34
Потужність, кВт	N_e	345	630
Частота обертання, хв ⁻¹	n	500	700
Діаметр циліндра, м	D	0,25	0,25
Хід поршня, м	S	0,34	0,34
Питома витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,222	0,203
Механічний ККД	η_m	0,92	0,92
Питома витрата масла,	g_m	0,0018	0,0018

кг/кВт·год			
Вага, кг	G	16700	16700
Габарити, мм	L	5495	5495
	B	1750	1750
	H	2925	2925
Ціна двигуна, грн.	Π	145000	258000
Ціна палива, грн/(кВт·ч)	$\Pi_{\text{п}}$	14,198	12,983
Ціна масла, грн/кг	$\Pi_{\text{м}}$	29,5	29,5
Час роботи за рік, ч	t	4210	4210
Число контрольних ремонтів	η	1	1
Сумарний коефіцієнт по капітальних ремонтах	ϵ_{min}	1,1	1,1
Коефіцієнт частини вартості роботи	b	0,05	0,05
Коефіцієнт використання потужності	$K_{\text{п}}$	0,95	0,95
Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту	$K_{\text{к.р}}$	0,3	0,3
Час безперервної роботи, ч	$t_{\text{н.р}}$	300	300
Ресурс двигуна до першого перебирання, ч	$t_{\text{пер}}$	12000	12000
Ресурс двигуна до капітального ремонту, ч	$t_{\text{к.р}}$	72000	72000
Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності	E	0,15	0,15

Розрахунки економічної ефективності від використання модернізованого двигуна 6ЧН 25/34 на морському багатопільовому буксирі:

– річна продуктивність двигуна 6ЧН 25/34:

$$N = K_n \cdot N_e \cdot t,$$

$$N_{\text{б}} = 0,95 \cdot 340 \cdot 4210 = 1379827,5 \text{ кВт·год на рік,}$$

$$N_{\text{с}} = 0,95 \cdot 630 \cdot 4210 = 2519685 \text{ кВт·год на рік;}$$

– термін роботи двигуна 6ЧН 25/34 у складі енергетичної установки:

$$T = \frac{t_{\text{кр}}}{t},$$

$$T_{\text{в}} = 72000/4210 = 17,1 \text{ роки,}$$

$$T_{\text{с}} = 72000/4210 = 17,1 \text{ роки;}$$

– річні поточні витрати на паливо для двигуна 6ЧН 25/34:

$$З_{\text{т}} = N \cdot \Pi_{\text{т}} \cdot g_{\text{е}},$$

$$З_{\text{п}}^{\text{б}} = 1379827,5 \cdot 14,198 \cdot 0,222 = 4349055,835 \text{ грн,}$$

					КРМ.142.6222м.04.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$З_{\Pi}^c = 2519685 \cdot 12,983 \cdot 0,203 = 6640527,272 \text{ грн};$$

– річні поточні витрати на змащувальне масло для двигуна 6ЧН 25/34:

$$З_{\text{м}} = g_{\text{м}} \cdot N \cdot Ц_{\text{м}},$$

$$З_{\text{м}}^6 = 1379827,5 \cdot 29,5 \cdot 0,0018 = 73268,84 \text{ грн},$$

$$З_{\text{м}}^c = 2519685 \cdot 29,5 \cdot 0,0018 = 133795,27 \text{ грн};$$

– річні витрати на поточний ремонт двигуна 6ЧН 25/34:

$$З_{\text{п.р}} = \frac{b \cdot t \cdot Ц}{t_{\text{пер}}},$$

$$З_{\text{п.р}}^6 = 0,05 \cdot 4210 \cdot 145000/12000 = 2543,541 \text{ грн},$$

$$З_{\text{п.р}}^3 = 0,05 \cdot 4210 \cdot 258000/12000 = 4525,75 \text{ грн};$$

– річні поточні витрати на капітальний ремонт двигуна 6ЧН 25/34:

$$З_{\text{к.р}} = \frac{K_{\text{к.р}} \cdot t \cdot Ц}{t_{\text{к.р}} \cdot \varepsilon_{\text{min}}},$$

$$З_{\text{к.р}}^6 = 0,3 \cdot 4210 \cdot 145000/(72000 \cdot 1,1) = 2312,31,31 \text{ грн},$$

$$З_{\text{к.р}}^3 = 0,3 \cdot 4210 \cdot 258000/(72000 \cdot 1,1) = 4114,32 \text{ грн};$$

– річний економічний ефект для споживача від експлуатації модернізованого двигуна 6ЧН 25/34:

$$U_1 = З_{\Pi} + З_{\text{м}} + З_{\text{к.р}} + З_{\text{п.р}}, \text{ грн.},$$

$$U_1^6 = 4349055,835 + 73268,84 + 2543,541 + 2312,31,31 = 4427180,53 \text{ грн},$$

$$U_1^c = 6640527,272 + 133795,27 + 4525,75 + 4114,32 = 6782962,61 \text{ грн};$$

– річний економічний ефект для судновласника від експлуатації модернізованого двигуна 6ЧН 25/34:

$$E_{\kappa} = \left[Ц_{\delta} \cdot \frac{N_c}{N_{\delta}} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_{\delta}} + E_{\delta}}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right) + \frac{U_1^{1\delta} - U_1^c}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right] - Ц_c = 6249599,938 \text{ грн.},$$

$$\text{де } U_1^{1\delta} = \frac{N_c}{N_{\delta}} \cdot U_1^6 = \frac{2519685}{1379827,5} \cdot 4427180,53 = 8084416,615 \text{ грн}$$

– час окупності модернізованого двигуна 6ЧН 25/34:

$$T_{\text{окуп}} = \frac{\Delta K}{\Delta S}, \text{ років}$$

					КРМ.142.6222м.04.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де ΔK – певні додаткові одноразові витрати коштів на проведення модернізації дизеля 6ЧН 25/34 (113000 грн); ΔS – річна економія у судновласника при експлуатації модернізованого дизеля 6ЧН 25/34 на морському багатоцільовому буксирі

$$\Delta S = Z_{\Pi}^{\beta} - Z_{\Pi}^c + Z_{\Pi}^{\beta} - Z_{\Pi}^c + Z_{n.p}^{\beta} - Z_{n.p}^c + Z_{\kappa.p}^{\beta} - Z_{\kappa.p}^c = 1301454 \text{ грн},$$

$$T_{\text{окуп}} = \frac{113000}{1301454} = 0,09 \text{ року (1 місяць)}.$$

4.3. Висновки до розділу

У розділі виконано розрахунки економічної доцільності від експлуатації модернізованого дизеля 6ЧН 25/34 на морському багатоцільовому буксирі, при цьому встановлено, що річна економія у судновласника становитиме 1301454 грн. Модернізація базового двигуна 6ЧН 25/34 окупиться за один місяць.

					КРМ.142.6222м.04.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

АНАЛІЗ ТА РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ОХОРОНИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЯ

5.1. Вимоги охорони праці під час виконання буксирувальних робіт на морському багатоцільовому буксирі

Під час виконання буксирувальних операцій на морському багатоцільовому буксирі необхідно:

- на всіх наявних буксирних арках з обох їх боків на досить видному місці мають бути нанесені максимально чіткі написи: «Бережись буксира». Буксирна арка судна забарвлюється відповідно чорними та жовтими смугами;

- роботи з виконання подачі та віддачі буксирного канату на морських буксирах й криголамах потрібно виконувати під керівництвом капітана судна (або вахтового змінного помічника капітана), на інших суднах подібного типу – під прямим керівництвом старшого помічника капітана;

- перед початком подачі буксирного канату необхідно перевірити стан буксирної лебідки й його гака. Буксирний канат має подаватися з спеціальним провідником. Закладення буксирного канату на гак має відбуватися таким чином, щоб при будь-якому натязі буксирного канату було обов'язково забезпечено його швидке та особливо безпечне віддавання;

- при виконанні робіт віддавати буксирний канат з гака чи кнехтів на багатоцільовому буксирі і на суднах, які буксируються, дозволяється лише тільки за командою людини, яка керує процесом буксируванням. Суворо забороняється віддавати буксирний канат відповідно до повної постановки судна, що буксирується, на потрібне місце та повного гасіння сил інерції, а також подачі та закріплення швартівів. Під час віддачі канату з гака багатоцільового буксира або з кнехтів судна, що буксирується, суворо забороняється стояти поблизу й попереду них. Віддавати буксирний канат з гака необхідно позаду точки його кріплення гака з відстані не менше ніж 1,5 м. Вибирати чи стравлювати буксирний канат за допомогою

					КРМ.142.6222м.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

спеціальної буксирної лебідки необхідно після того, як з небезпечної зони будуть відведені усі наявні люди;

Під час виконання буксирувальних операцій на морському багатоцільовому буксири забороняється:

- під час здійснення витравлювання чи вибирання канату буксирною лебідкою суворо забороняється знаходитися будь-кому біля відповідного борту;

- накладати додаткові будь-які канати на буксирний гак та кнехти, на яких кріпиться буксирний канат;

- починати виконання будь-яких робіт з буксирування до отримання підтвердження з судна, що буде буксируватися, про надійне закріплення буксирного каната;

- на судах, що буксируються, перед початком процесу буксирування піднімати якорі чи віддавати швартови без відповідного дозволу від особи, яка безпосередньо керує процесом буксирування;

- виконувати процес буксирування суден із притравленими чи відданими якорями;

- під час виконання буксирування суден перебувати біля буксирного гака та біля дії буксирного канату;

- залишати відповідний буксирний гак у неробочому його положенні без закріплення;

- виконувати знімання буксирного канату із гака вручну.

5.2. Вимоги охорони праці під час виконання робіт у машинно-котельному відділенні морського багатоцільового буксиру

Усі роботи в машинно-котельних відділеннях (МКВ) мають виконуватися обслуговуючим персоналом буксиру під прямим контролем відповідальної особи командного складу. Обслуговуючий персонал морського багатоцільового буксиру має бути забезпечений засобами індивідуального захисту. На дверях машинно-котельного відділення буксиру мають бути нанесені відповідні знаки безпеки, що

					КРМ.142.6222м.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

нагадують на обов'язкове використання персоналом буксиру засобів індивідуального захисту.

У машинно-котельному відділенні морського багатоцільового буксиру забороняється:

- перебувати стороннім особам без відповідного супроводу з боку персоналу багатоцільового буксиру та дозволу вахтового механіка;
- зберігати будь-які легкозаймисті речовини;
- знімати у приміщені при працюючому двигуні та іншому обладнанні засоби захисту органів слуху;
- виконувати роботи без засобів індивідуального захисту;
- персоналу багатоцільового буксиру самостійно (без відома вахтового чи старшого механіка) пускати у роботу (чи зупиняти) механізми та обладнання, що обслуговують суднову енергетичну установку буксиру;
- зберігати та розміщувати будь-які сторонні предмети й устаткування;
- працювати та виконувати інші роботи на несправному обладнанні;
- експлуатувати механізми та обладнання з несправними датчиками й приладами контролю, захисту й аварійно-попереджувальної сигналізації;
- здійснювати ремонтні роботи на механізмах, що працюють;
- підтягувати або відпускати різьбові з'єднання на механізмах та пристроях, посудинах й трубопроводах, що перебувають під тиском;
- залишати демонтовані деталі, вузли та агрегати в підвішеному стані.

Усі потрібні роботи з технічного обслуговування та ремонту головного двигуна та іншого обладнання повинні здійснюватися за указівкою відповідальної людини командного складу морського багатоцільового буксиру та з відома старшого (чи головного) механіка.

Рухомі частини обладнання та механізмів ЕУ буксиру мають бути огорожені. Суворо забороняється знімати під час роботи обладнання ЕУ відповідне огороження з рухомих частин (маховиків, муфт, різних фланцеві з'єднання, валів).

Постійні робочі місця персоналу морського багатоцільового буксиру, розташовані на висоті у 500 мм та вище, мають обладнуватися леєрним огороженням.

					КРМ.142.6222м.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Для підвищення загального рівня освітленості на тимчасових місцях роботи потрібно додатково застосовувати переносні світильники.

Машинно-котельне відділення морського багатоцільовго буксиру обладнане припливно-витяжною вентиляцією.

Двері, люки, лази, що застосовуються персоналом для входу (чи виходу) в МКВ, мають бути в справному стані. При цьому усі проходи до аварійних виходів, аварійного та протипожежного майна та устаткування повинні бути завжди вільними та не захащеними.

Усі деталі, змінно-запасні частини, матеріали, інструменти мають зберігатися на своїх штатних місцях й бути закріплені. Палуба, трапи, плити, мають бути сухими й чистими, а пролиті нафтопродукти мають відразу прибиратися. Біля механізмів ЕУ буксиру мають бути розміщені інструкції з їх безпечного експлуатування.

Механізми та обладнання ЕУ буксиру (дизельні двигуни, котли) мають експлуатуватися в повній відповідності до наявної інструкцій заводу-виробника. На центральному пульті керування морського багатоцільовго буксиру мають знаходитися усі схеми осушувальної, баластної, паливної систем із відповідною нумерацією клапанів, вентилів й клінкетів. На своїх штатних місцях усі клапани мають мати шильдики, що досить чітко вказують призначення цього клапану чи клінке-ту.

Газовипускні тракти головних та допоміжних дизелів, котлів, установок інертного газу мають бути ретельно ущільнені з метою забезпечення перешкоджання проникненню ввідпрацьованих газів у приміщення МКВ й інші судові приміщення. Газовипускні тракти, паропроводи, трубопроводи гарячої води, палива повинні мати термоізоляцію. У разі пошкодження ділянки термоізоляції вона повинна бути відновлена.

Усі механізми, обладнання, трубопроводи, захисні кожухи, а також огорожі в МКВ мають мати надійні фундамент й бути закріпленими, щоб унеможливити виникнення підвищених вібрацій й поломок. Персонал морського багатоцільовго

					КРМ.142.6222м.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

буксиру та безпосередньо МКВ має постійно контролювати надійність та справність кріплення зазначених вище механізмів та систем ЕУ.

Персонал морського багатоцільовго буксиру та безпосередньо МКВ повинен вживати усіх потрібних заходів з видалення з льял й деки МКВ протікань палива, відпрацьованого масла дизеля та води за допомогою сепаратору льяльних вод у танк (або цистерну) для наступного передання на збирач. Усі дренажні спуски в трубопроводах та фільтрах ЕУ мають бути прочищені та підтримуватися в чистоті.

Перед початком виконання робіт з розбирання вентилів, трубопроводів, клапанів, клінкетів, розкривання горловин, а також ремонтних робіт на устаткуванні й обладнанні, що було під тиском, мають бути вжиті усі потрібні заходи щодо відключення подачі до місця здійснення відповідних робіт робочого агента (вода, пари, повітря). При цьому обов'язково потрібно:

- ретельно закрити усі потрібні запірні клапани (чи вентиля) на системі;
- встановити на запірних клапанах на видному місці заборонні знаки, наприклад, – «Не відкривати! Працюють люди!»;
- для перешкоджання несанкціонованому відкриванню розмістити заглушки;
- для здійснення «стравлювання» тиску робочого агента потроху відкрити клапани чи послабити болти на фланці з іншого від місця виконання робіт місці. При цьому суворо забороняється відкручувати гайки з різьблення, так, як ймовірно «викиди» пари, що скупчилася у відповідному трубопроводі;
- потрібно обов'язково впевнитися за відповідними показаннями приладів у зменшенні тиску до атмосферного, й в тому, що даний трубопровід повністю осушено.

Після закінчення виконання ремонту керівник цієї роботи перед зворотнім складанням системи трубопроводів має оглянути відповідну ділянку трубопроводу й впевнитися у тому, що всередині немає будь-яких сторонніх предметів (гайок, інструменту, ганчір'я) та на фланцях кріплення немає пошкоджень.

					КРМ.142.6222м.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

5.3. Забезпечення норм шуму та вібрації на морському багатоцільовому буксирі

Одним із головних чинників, що негативно позначаються під час експлуатації річкових та морських суден, є вібрація та супутні їй такі явища, як структурний і повітряний шум. Негативний вплив шуму та вібрації сприяє значному зниженню привабливості робочих місць на судах різного призначення, а також зниженню обсягу можливих пасажирських перевезень, через низьку їх комфортність. Це все додатково впливає на рентабельність річкового та морського транспорту, що може виражатися у збільшенні аварійності, витратах на профілактику профзахворювань екіпажу й підвищенні витрат на ремонт самого судна. Проблема захисту від шуму і вібрації на судах різного призначення наразі, незважаючи на досить велику роботу виконану в цьому напрямку, залишається актуальною й не вирішеною до самого кінця.

Однією з головних і серйозних проблем у сучасному суднобудуванні є вібрація. Вібрація є фактично причиною структурного шуму в різних приміщеннях судна, значно віддалених від джерел самої вібрації. Структурний шум негативно впливає на людину, знижує її працездатність, погіршує здоров'я, впливає на якість і безпеку її праці. Заходи спрямовані на зниження цього виду шуму на стадії проектування досить різко збільшують вартість будівництва самого судна. Вартість та маса спеціального протишумового комплексу може бути у декілька разів більшою за вартість та масу самого дизеля.

На річкових судах, на відміну від морських, зниження їх водотоннажності підвищує й власні частоти з 10...22 Гц до 18...45 Гц. Ці частоти значно гірше переносяться екіпажем судна, особливо при безперервному його впливі.

Рівень шуму від суднового двигуна 6ЧН 25/34 визначається за формулою:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n + Ne^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{ дБ}$$

де n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 700$ об/хв; n – робоча частота обертання, $n = 700$ об/хв; N_e – номінальна потужність двигуна, $N_e = 630$ кВт.

					КРМ.142.6222м.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$L = \left[54 + 10 \lg(700 + 630^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{700}{700}\right) \right] = 82,66 \text{ дБ}$$

Рівень шуму двигуна 6ЧН 25/34 має припустимі значення.

Для зниження аеродинамічного шуму, створюваного судновим двигуном 6ЧН 25/34 у складі енергетичної установки морського багатоцільового буксира, застосовано глушник, використання якого дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10...12 дБ.

Рівень вібрації від суднового двигуна 6ЧН 25/34 визначається за формулою:

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot Ne^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + Ne}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{Ne}} + 30 \lg \left(\frac{n}{n_n} \right) \right), \text{ дБ}$$

де m – маса двигуна 6ЧН 25/34, $m = 4490$ кг;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{700 \cdot 630^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + 630}{16700} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{16700}{630}} + 30 \lg \left(\frac{700}{700} \right) \right) = 73,62 \text{ дБ}$$

Рівень вібрації двигуна 6ЧН 25/34 має припустимі значення.

5.4. Забезпечення екологічних норм судновими ДВЗ

Наприкінці минулого століття відбулося різке збільшення кількості поршневих двигунів внутрішнього згоряння, встановлених на автомобільному, залізничному та водному транспорті. У результаті проблема забруднення атмосферного повітря відпрацьованими газами ДВЗ потребувала негайного вирішення.

Ще починаючи з середини ХХ століття в різних країнах на державному рівні стали розроблятися і прийматися до виконання норми, що обмежують викиди шкідливих речовин. Для виконання прийнятих обмежень передбачалося виділення значних коштів на виконання науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт з розробки та виробництва «екологічно чистих» ДВЗ.

Суднові палива належать до класу рідких вуглеводневих палив. Залежно від марки, вони містять близько 84...87 % вуглецю (С) і близько 10...14 % водню

					КРМ.142.6222м.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

(H₂). Під час повного згоряння цих речовин утворюється близько 14 % діоксиду вуглецю або вуглекислого газу (CO₂) і близько 6 % води (H₂O), яка перебуває у стані пари. Також у відпрацьованих газах міститься близько 15 % кисню (O₂) і близько 76...78 % азоту (N₂). Усі перераховані хімічні речовини і сполуки O₂, H₂O, CO₂, N₂ не токсичні і не забруднюють атмосферне повітря. Однак вуглекислий газ – CO₂ сприяє утворенню парникового ефекту. Світова громадськість приділяє проблемі скорочення викидів діоксиду вуглецю пильну увагу.

Поряд із перерахованими продуктами повного згоряння (діоксиду вуглецю та води), а також кисню й азоту, відпрацьовані гази дизелів містять продукти неповного згоряння палива та масла, оксиди азоту NO_x оксиди сірки SO_x. У відпрацьованих газах дизельних двигунів виявлено понад тисячу різних хімічних сполук. Склад відпрацьованих газів залежить від конструкції двигуна, режиму його роботи, хімічного складу використовуваного палива та організації процесу згоряння.

Одним з ефективних способів забезпечення мінімізації викидів шкідливих компонентів з ДВЗ це – оптимальна організація процесу згоряння в двигуні. Це можна з високою ефективністю організувати за рахунок мікропроцесорної техніки та комп'ютерного керування робочим процесом ДВЗ. Сучасні комп'ютерні технології надали нові можливості для створення не тільки «інтелектуальних» (розумних) двигунів нового покоління, а й перспективних двигунів зі «штучним інтелектом».

Це досягається їхнім оснащенням ДВЗ спеціальними системами, що здійснюють функції автоматичного керування, регулювання, контролю, обслуговування, захисту, а також автоматичної безрозбірної діагностики та адаптації до мінливих умов експлуатації.

Існуючі інформаційні та комп'ютерні технології, що враховують унікальні специфічні особливості двигуна як об'єкта управління, дають змогу поліпшити весь комплекс його конструктивних, технологічних, екологічних та експлуатаційних характеристик.

					КРМ.142.6222м.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Мікропроцесорне управління відкриває можливості оптимізації робочого процесу дизеля в кожному циклі кожного циліндра з урахуванням стану вузлів і деталей, а також зовнішніх умов.

Мікроконтролер керує параметрами впорскування палива (початком, тривалістю, тиском, формою характеристики впорскування) аж до вимкнення подачі палива в окремі циліндри на холостих ходах і часткових навантаженнях.

Мікропроцесорне управління геометрією впускних і випускних каналів і рециркуляцією відпрацьованих газів забезпечує додаткове поліпшення робочих циклів ДВЗ.

5.5. Висновки до розділу

У розділі розглянуто основні вимоги охорони праці під час виконання буксирувальних робіт на морському багатоцільовому буксирі, а також охорони праці під час виконання робіт у машинно-котельному відділенні судна.

Виконано розрахунок шуму та вібрації на морському багатоцільовому буксирі від дизеля 6ЧН 25/34. Встановлено, що рівень цих негативних факторів (рівень шуму – 82,66 дБ, рівень вібрації – 73,62 дБ) не перевищує встановлених норм.

Також у розділі запропоновано певні заходи щодо забезпечення екологічних норм судновими ДВЗ.

					КРМ.142.6222м.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

Магістерська робота на тему: «*Вдосконалення системи охолодження суднового середньообертового двигуна*» містить усі рекомендовані розділи та креслення.

У першому розділі розглянуто можливість використання дизеля 6ЧН 25/34 у якості дизель-генератора на морському багатоцільовому буксирі. Встановлено, що дизель 6ЧН 25/34 може забезпечити усі необхідні експлуатаційні параметри судна даного типу, добре розміщується в машинному відділенні.

У другому розділі визначені параметри робочого циклу модернізованого двигуна 6ЧН 25/34 для номінального режиму роботи, а також виконано розрахунок теплового балансу.

У третьому розділі магістерської роботи виконано розрахунки системи охолодження модернізованого суднового дизеля 6ЧН 25/34, та її елементів – охолоджувача наддувочного повітря, масла та води.

За результатами виконаних розрахунків, встановлено, що витрата охолоджуючої води крізь ВВО1 складає 1,10 кг/с при ККД цього теплообмінника – 0,9; ВВО2 – 1,5 кг/с при ККД – 0,7; ОНП – 1,10 кг/с при ККД – 0,97 та МО – 1,5 кг/с при ККД 0,31.

Визначено, що спроектований ОНП забезпечує температуру в ресивері дизеля на рівні 29,3 °С при температурі на вході 192,1 °С, що цілком відповідає вимогам нормальної роботи суднового дизеля 6ЧН 25/34.

Спроектвані охолоджувачі води та масла, на номінальному режимі роботи дизеля забезпечують відведення потрібної кількості тепла від масла (89 кВт) та водяного контуру (446 кВт). При цьому спроектовані теплообмінні апарати цілком задовольняють масогабаритним вимогам та гідравлічному опору теплоносіїв. Опір по воді для ОНП становить 13,01 кПа; для ВВО1 – 33,29 кПа; для ВВО2 – 40,24 кПа; для МО – 10,06 кПа.

У четвертому розділі виконано розрахунки економічної доцільності від експлуатації модернізованого дизеля 6ЧН 25/34 на морському багатоцільовому

					КРМ.142.6222м.04.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

буксирі, при цьому встановлено, що річна економія у судновласника становитиме 1301454 грн. Модернізація базового двигуна 6ЧН 25/34 окупиться за один місяць.

У п'ятому розділі розглянуто основні вимоги охорони праці під час виконання буксирувальних робіт на морському багатоцільовому буксирі, а також охорони праці під час виконання робіт у машинно-котельному відділенні судна. Виконано розрахунок шуму та вібрації на морському багатоцільовому буксирі від дизеля 6ЧН 25/34. Встановлено, що рівень цих негативних факторів (рівень шуму – 82,66 дБ, рівень вібрації – 73,62 дБ) не перевищує встановлених норм. Також було запропоновано певні заходи щодо забезпечення екологічних норм судновими ДВЗ.

Таким чином, магістерська робота розглядає можливість істотної позитивної зміни параметрів дизеля типу 6ЧН 25/34 за рахунок інтенсивного збільшення тиску наддуву та якісного охолодження наддувочного повітря.

					<i>КРМ.142.6222м.04.00.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

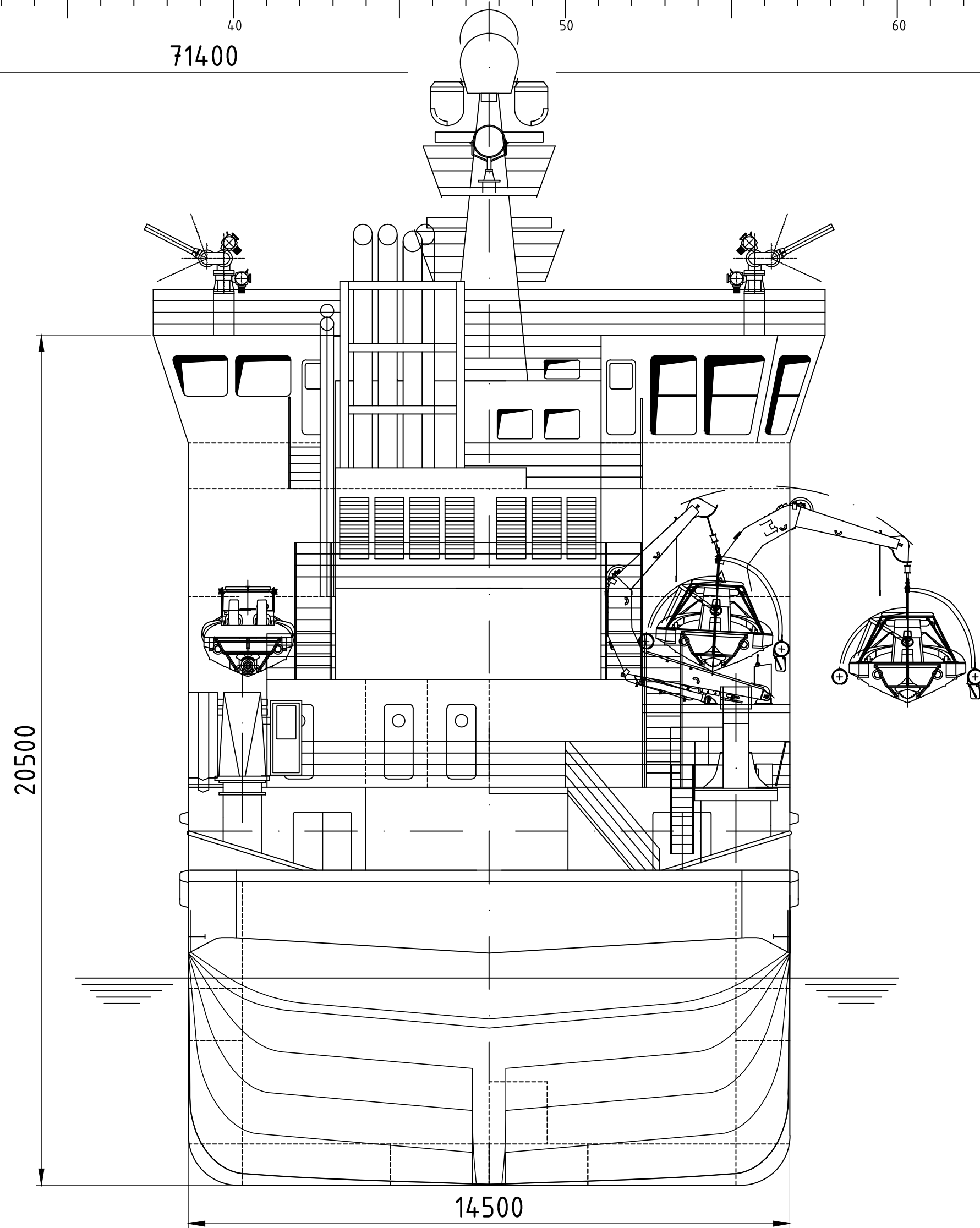
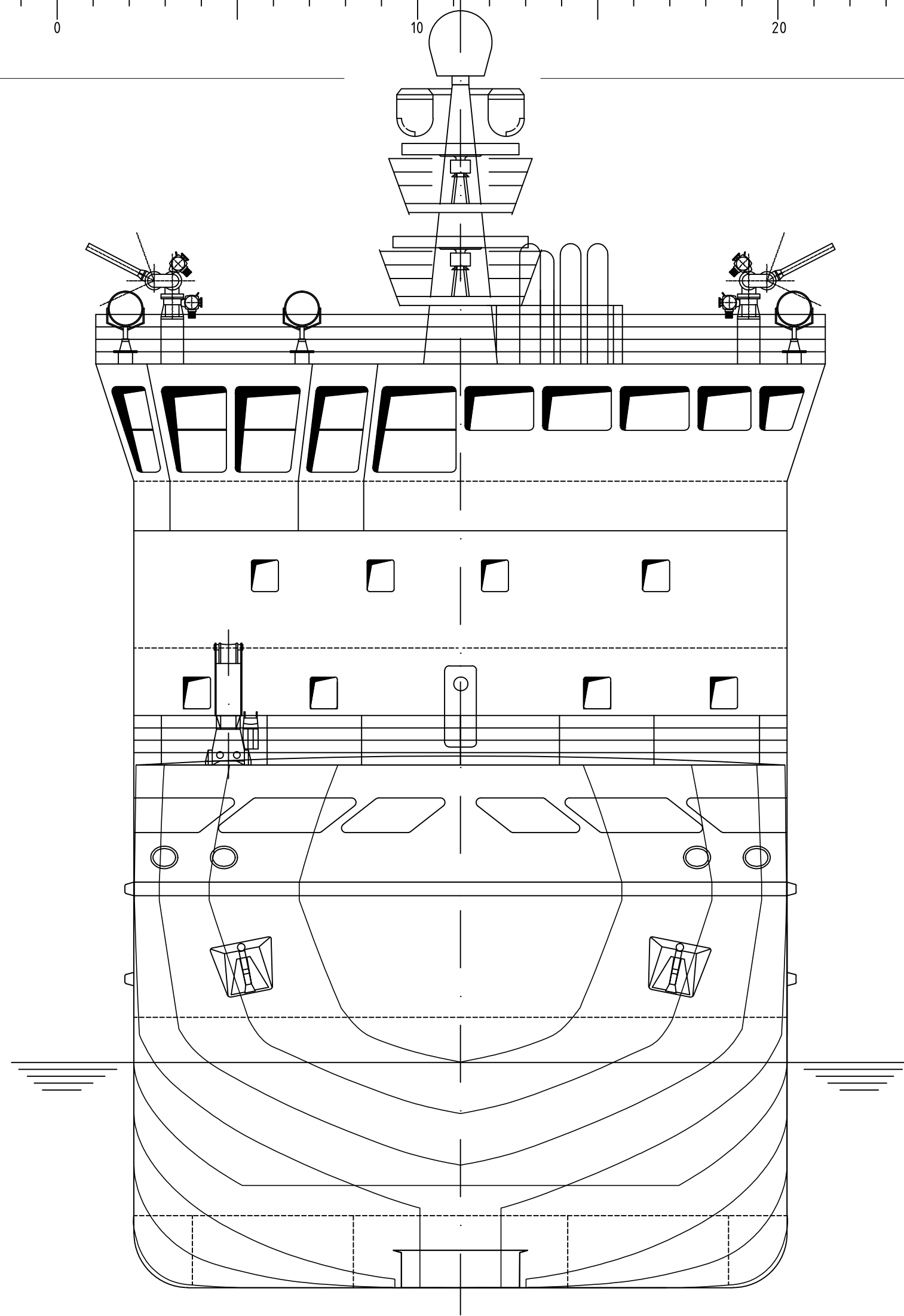
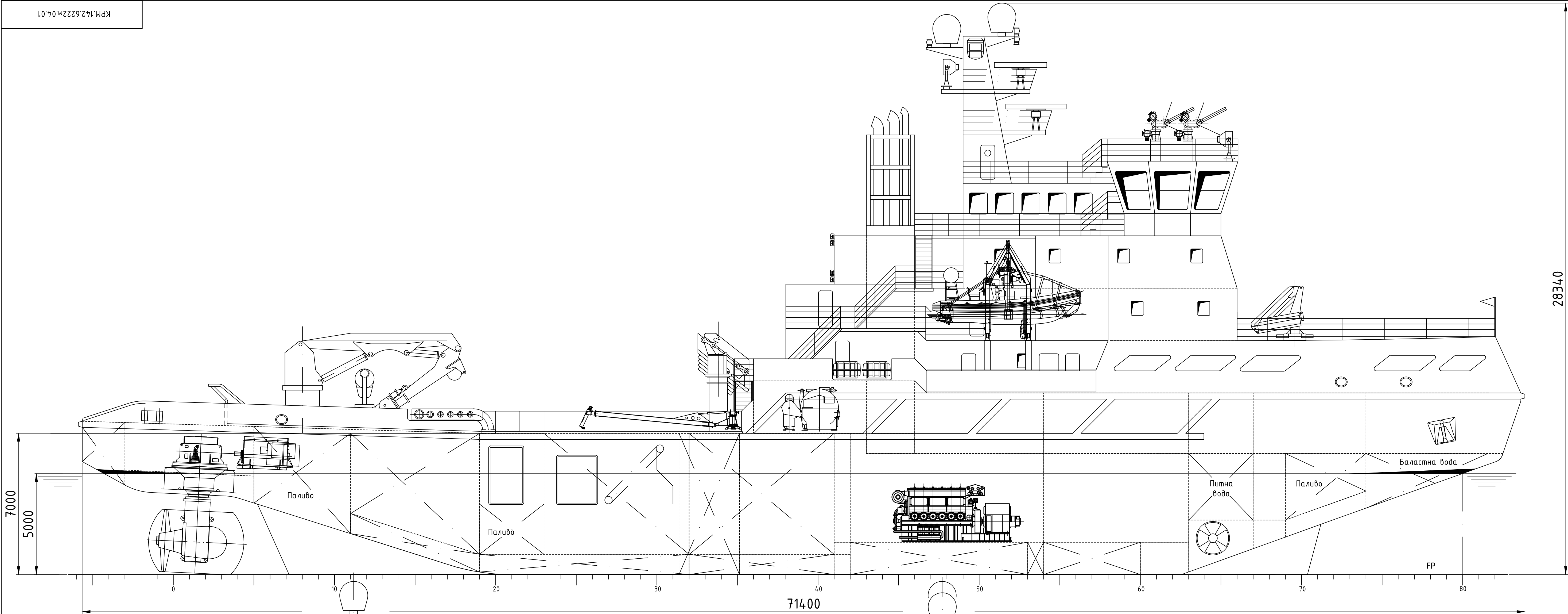
1. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник / В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
2. Наливайко В. С., Ткаченко С. Г., Хоменко В. С. Конструкція і динаміка двигунів внутрішнього згоряння. Програма, методичні вказівки та контрольні завдання для студентів заочної форми навчання. – Миколаїв: НУК, 2008. – 64 с.
3. Наливайко В. С. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Методичні вказівки до виконання графіко-розрахункових робіт / В. С. Наливайко, С. Г. Ткаченко, В.С. Хоменко. – Миколаїв: НУК, 2012. – 72 с.
4. Наливайко В.С. Конструктивні вузли та системи суднових двигунів внутрішнього згоряння : навчальний посібник / В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський. – Миколаїв : Нук, 2013. – 100 с.
5. Мошенцев Ю.І. Теплообмінні апарати ДВЗ: Навчальний посібник. – Миколаїв: Миколаївська обласна друкарня, 2006. - 431 с.
6. Митрофанов О.С., Проскурін А.Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.
7. Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Т. 1. Розробка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин / ред. проф. А. П. Марченко та засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. –384 с.
8. ДСТУ 7239:2011 «Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація».
9. Heywood John B. Internal Combustion Engine Fundamentals / John B. Heywood. - New York.: McGraw Hill New York, 1988. – 930 –. – ISBN 0-07-100499-8
10. Realizing Future Trends in Diesel Engine Development / B. Georgi, S. Hunkert, J. Liang, M. Willmann // SAE Papers. – 1997. – 972686. – P. 2133–2145.

					КРМ.142.6222м.04.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

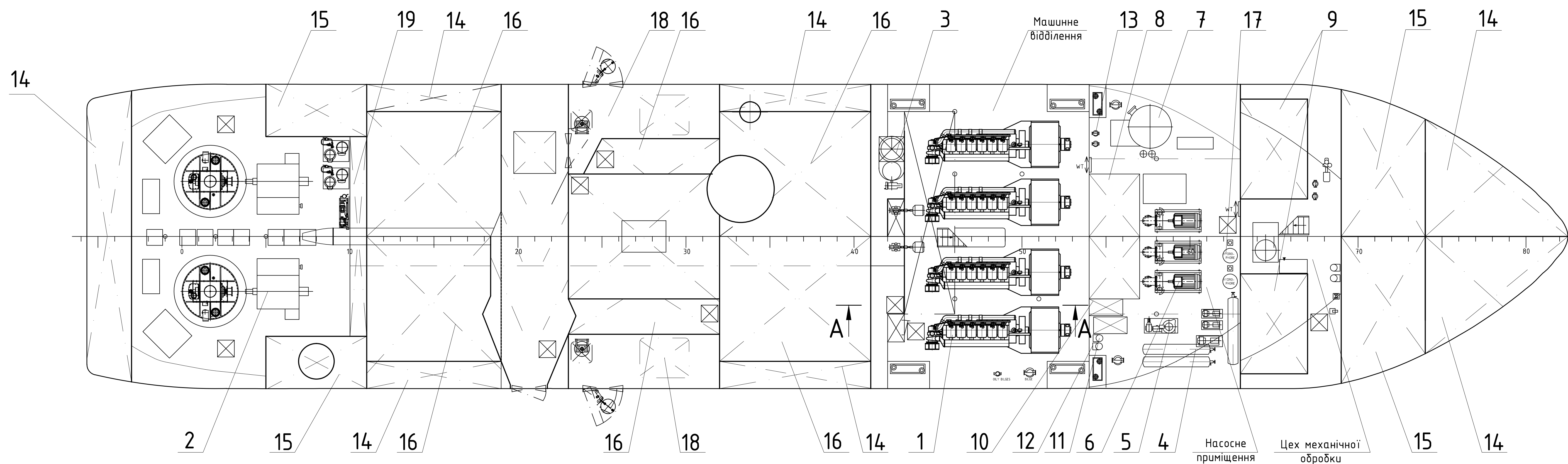
11. An Innovative 3D-CFD-Approach towards Virtual Development of Internal Combustion Engines. / Chiodi M./ Stuttgart. 2011. 275 pp.

12. Mollenhauer, K. Handbook of diesel engines / K. Mollenhauer, H. Tschoeke. – Berlin : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. –634 p.

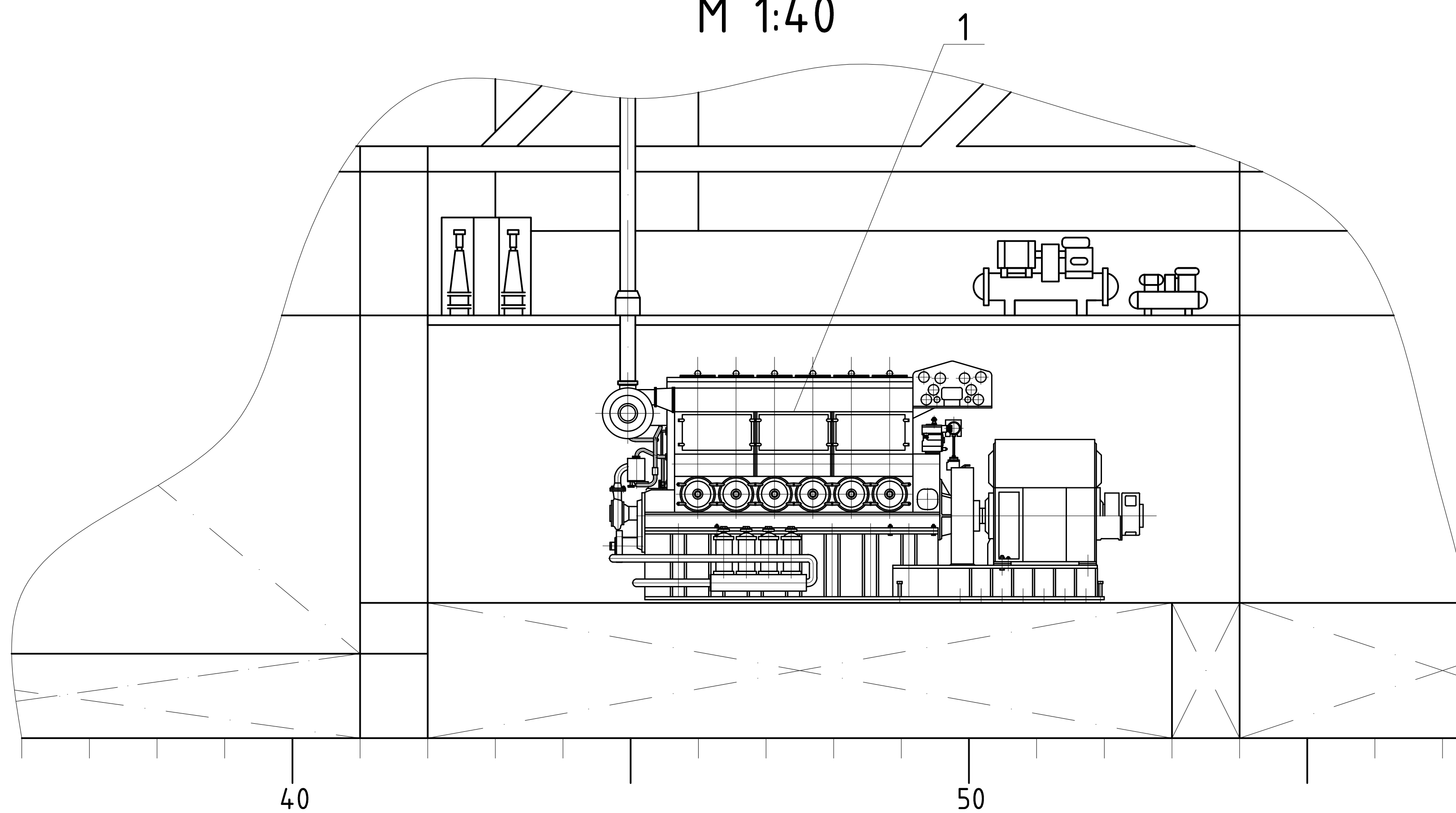
					<i>KPM.142.6222м.04.00.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



KPM.142.6222M.04.01						Літ.	Маса	Масштаб
Зм.	Лист	№ док.	Підпис	Дата	Загальний вигляд морського багатопільового буксиру			1:100
Студент	Георгій Є.В.					Лист	Листів	
Зав. каф.	Гозаренко О.А.					НУК ім. адм. Макарова		

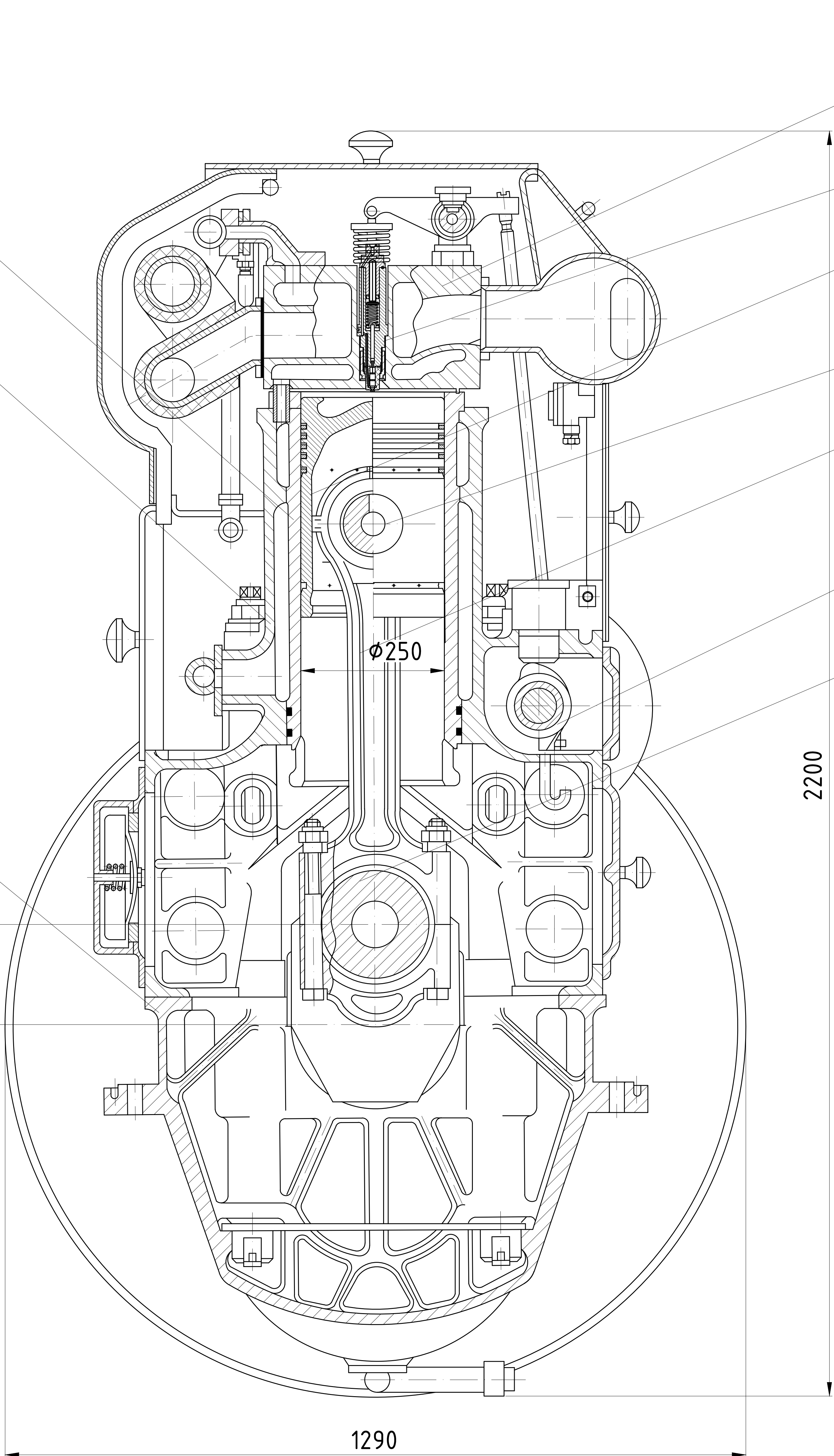


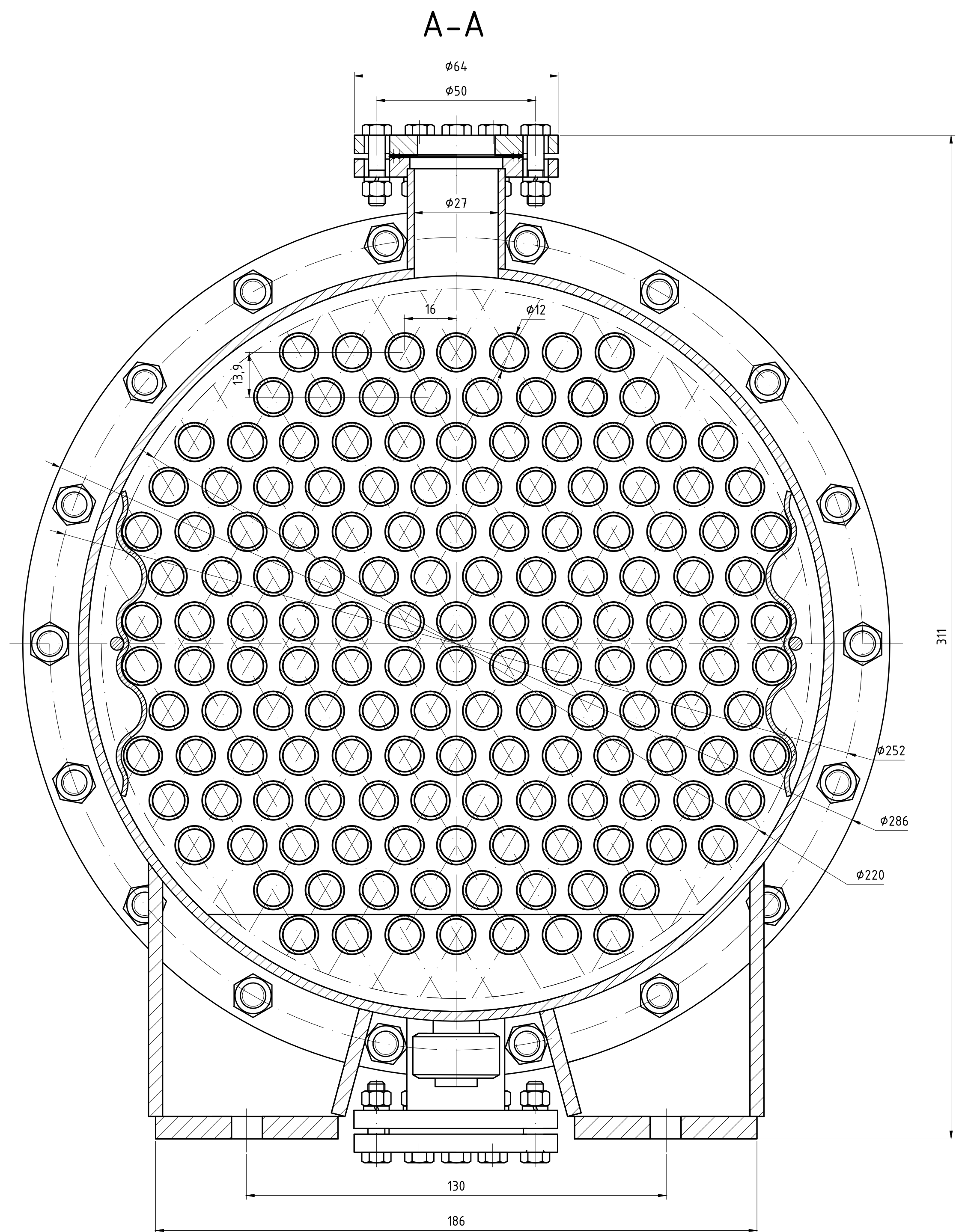
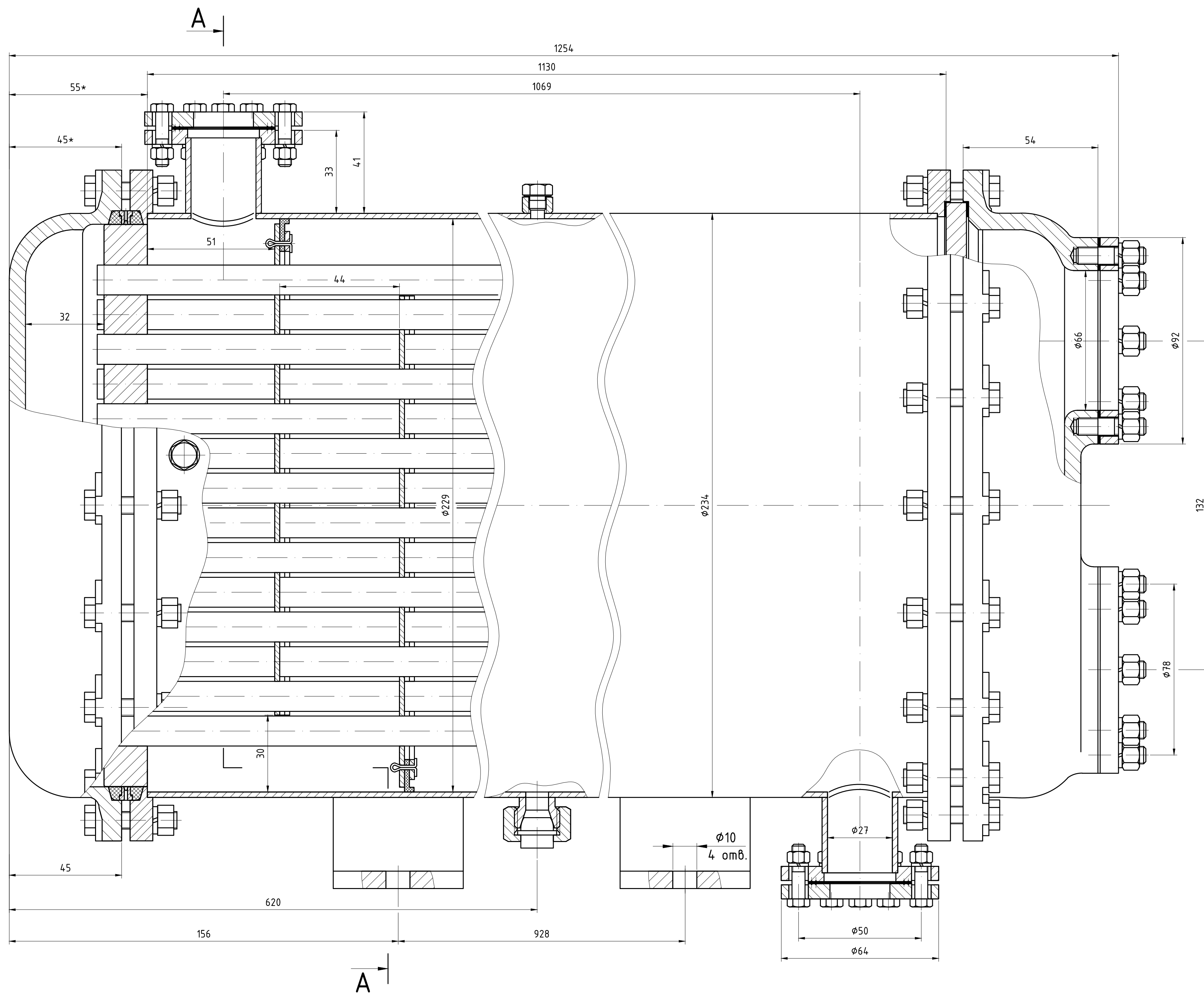
A-A
M 1:40



Формат	Знак	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
		1		Головний двигун	4	
		2		Гребні електродвигуни	2	
		3		Сонар	1	
		4		Повітряні балони	3	
		5		Сепаратор	1	
		6		Насос	3	
		7		Вакуумний блок	1	
		8		Переливна цистерна денної витрати	2	
		9		Цистерна запасу прісної води	2	
		10		Цистерна запасу масла	2	
		11		Насос прокачки чистого змазучого масла	1	
		12		Насос прокачки брудного змазучого масла	1	
		13		Насос стічний	2	
		14		Цистерна баластної води	8	
		15		Цистерна запасу моторного палива	4	
		16		Цистерна збірна	6	
		17		Прилад для взяття зразків води з водоюми	2	
		18		Цистерна збору протічок	2	
		19		Кофердам	1	

					КРМ.142.6222М.04.02			
					Розташування обладнання у машинному відділенні буксиру Ліп. Маса Масштаб 1:100			
Зм. Лист	№ докум.	Підпис	Дата		Лист		Листов	
Студент Керівник	Георгій Є.В. Митрофанов О.С.							
Зав. каф.	Гозаренко О.А.				НУК ім. адм. Макарова			

[illegible]

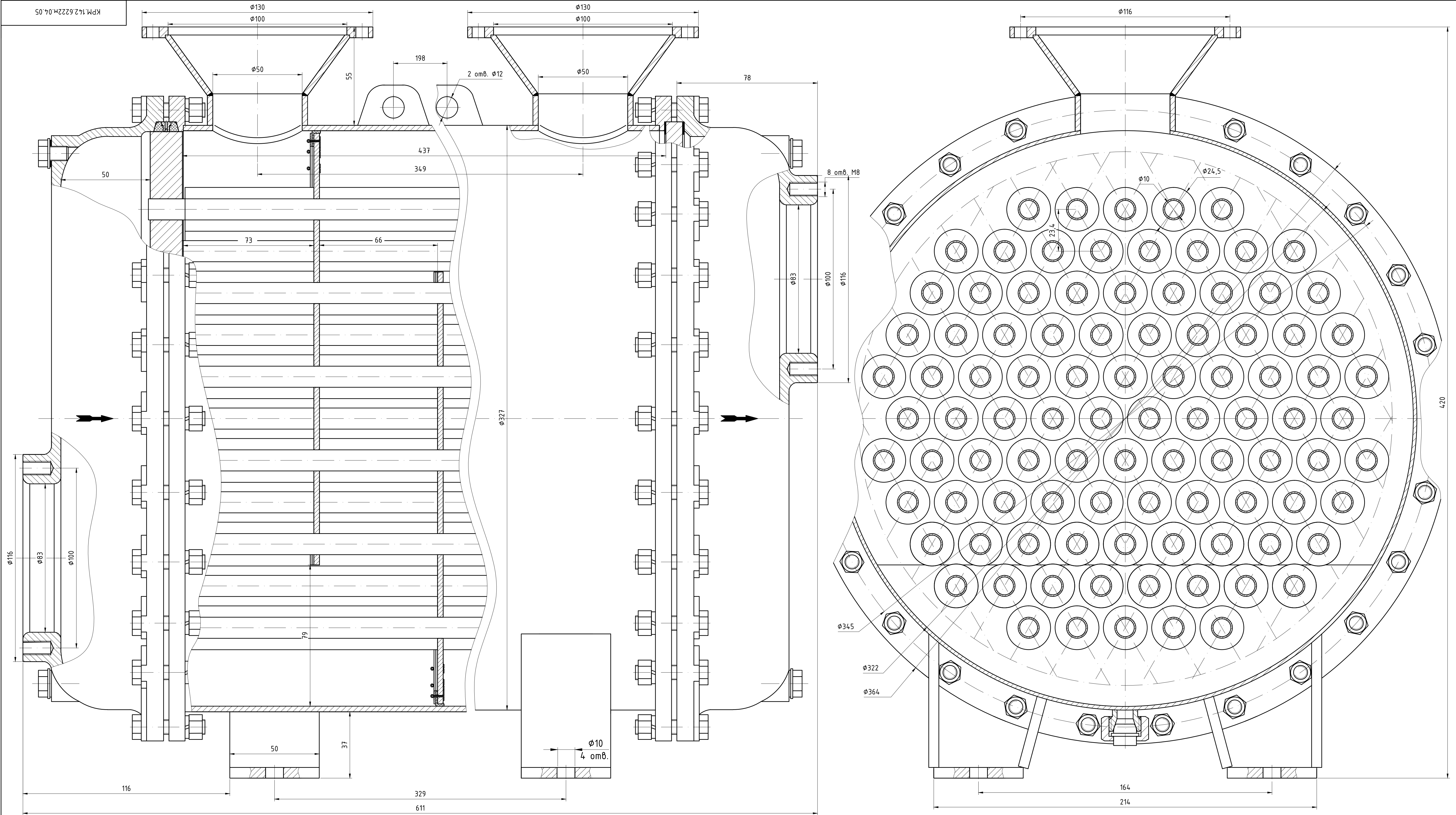


Позначення	Найменування	Значення
d_w	Внутрішній діаметр трубки, м	0,01
d_0	Зовнішній діаметр трубки, м	0,012
b_{ww}	Число ходів теплообмінника по забортній воді	2
b_w	Число ходів теплообмінника по прісній воді	45
S_d	Товщина діафрагми, м	0,006
Z_2	Число поперечних рядів труб у відсіку	12
Z_{df}	Загальне число діафрагм	44
D_{ay}	Діаметр діафрагмового ущільнення, м	0,232
ΔP_w	Опір по прісній воді, кПа	33,29
ΔP_{ww}	Опір по забортній воді, кПа	12,1

Позначення	Найменування	Значення
M_n	Маса пучка труб, кг	98,68
L_1	Відстань між діафрагмами, м	0,044
Z	Загальна кількість труб у пучку	152
δ_a	Зазор між трубою і діафрагмою на сторону, м	0,0001
L_2	Відстань між діафрагмою і трубою дошкою в приймальному відсіку, м	0,051
F	Повна площа поверхні теплообміну, m^2	12,95
L_3	Відстань між діафрагмою і трубою дошкою у вихідному відсіку, м	0,049
L_n	Довжина одного відсіка по ходу прісної води, м	0,166

1. * – розміри для довідок.
2. Порожнини охолоджувача випробувати гідравлічним тиском – 784 ± 49 кПа. Тривалість опресовки не менш ніж 300 с. Підтікання, відпотівання та падіння тиску недопустимі.
3. Покриття зовнішніх поверхонь – емаль ПФ –218 ГС, зеленувато-жовта, ГОСТ 21227–75.
4. Стрілки, що вказують напрямку руху охолоджуючої рідини, маркувати емаллю ПФ–115, червона, ГОСТ 6465–76.
5. Маркувати ударним способом з нанесенням: товарного знаку заводу–виробника; позначення охолоджувача; порядкового номеру; місяця і року випуску.
6. Клеїти кінцеву прийомку.

[illegible]



Позначення	Найменування	Значення
D	Зовнішній діаметр заребренья, м	0,0245
d ₁	Зовнішній діаметр внутрішньої трубки, м	0,0118
d _w	Внутрішній діаметр трубки, м	0,01
u	Шаг між ребрами, м	0,002
b _w	Число ходів теплообмінника по воді	5
b _m	Число ходів теплообмінника по маслу	6
S _a	Товщина діафрагми, м	0,004
Z ₂	Число поперечних рядів труб у відсіку	7
D _{ау}	Діаметр діафрагмового ущільнення, м	0,322
Z _{аф}	Загальне число діафрагм, м	5

Позначення	Найменування	Значення
M _n	Маса пучка труб, кг	40,87
L ₁	Відстань між діафрагмами, м	0,066
Z	Загальна кількість трубок у пучку	96
δ_a	Зазор між трубкою і діафрагмою на сторону, м	0,0005
L ₂	Відстань між діафрагмою і трубною дошкою в приймальному відсіку, м	0,073
F	Повна площа поверхні теплообміну, м ²	16,50
L ₃	Відстань між діафрагмою і трубною дошкою у вихідному відсіку, м	0,073
L _n	Довжина одного відсіка по ходу масла, м	0,165

- Порожнини охолодження опресувати гідравлічним тиском:
 - масляну 1,2 МПа $\pm$ 0,05 МПа;
 - водяну 0,6 МПа $\pm$ 0,05 МПа. Тривалість однієї опресовки не менше 300 с. Підтікання та відпотівання не допускаються.
- Покриття зовнішніх поверхонь емаль ПФ-115 темно- сіра 894.V.6/1 100°C.
- Гайки загвинтити на болти моментом 40 Н·м + 10 Н·м, відгвинтити, після відгвинчування повторно затягнути моментом 30 Н·м + 10 Н·м.
- Маркувати позначення охолоджувача рік та місяць виготовлення, порядковий номер. Висота шрифту - 5 мм.
- Клеїмувати кінцеву прийомку.

КРМ.142.6222м.04.05				Маслоохолоджувач		
Зм.	Лист	№ док.	Підпис	Дата	Лім.	Маса
Студент	Георгій Є.В.					Масштаб
Керівник	Митрофанов О.С.					1:1
Зав. каф.	Гогоренко О.А.				Лист	Листов
						НУК
						ім. адм. Макарова