

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

«24» _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Підвищення ефективності експлуатації судна «VALDA» за рахунок
удосконалення конструкції системи мащення головного двигуна 6 NVD 48 A-
2U

Виконав:

студент групи 61-ТЕМмаг-23з

_____ **Зубов Д.А.**
(підпис)

Керівник роботи:

професор кафедри ЕМ, д.т.н., професор
(посада, науковий ступінь, вчене звання)

_____ **Грицук І.В.**
(підпис)

Первомайськ - 2024 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Факультет - Інженерно-економічний

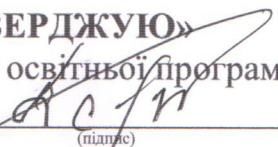
Кафедра «Енергетичне машинобудування»

Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»

Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми


_____ (підпис)

« ____ » _____ 2024 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

Студенту Зубову Дмитру Анатолійовичу

1. Тема роботи: «Підвищення ефективності експлуатації судна «VALDA» за рахунок удосконалення конструкції системи мащення головного двигуна 6 NVD 48 A-2U».

Керівник роботи Грицук І.В.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.2024 року за № 52.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 25.11.2023 року.

3. Вихідні данні по роботі: Суднова енергетична установка судна «VALDA». Двигун прототип – головний двигун 6 NVD 48 A-2U.

4. Вступ. 1. Загальна характеристика судна та його енергетичної установки. 2. Аналіз сучасних тенденцій розвитку конструкцій систем мащення судових дизелів та вибір напрямку підвищення ефективності двигуна судна прототипу в умовах експлуатації. 3. Обґрунтування доцільності модернізації елементів системи мащення головного двигуна. 4. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Загальне розташування механізмів у машинно-котельному відділенні судна. 2. Поперечний переріз головного судового двигуна 6NVD 48F-2U. 3. Загальна схема системи мащення. 4. Пластинчастий теплообмінник. 5. Розрахунок теплообмінного апарату судового двигуна

6. Консультанти роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «09» вересня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

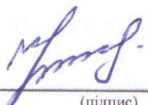
Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ. Підготовка та проробка літературних джерел	18.09.2024	
2	Написання першого розділу	02.10.2024	
3	Написання другого розділу	16.10.2024	
4	Виконання розрахунків та написання третього розділу	30.10.2024	
5	Підготовка і написання розділу охорони праці і безпеки в надзвичайних ситуаціях	06.11.2024	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі. Оформлення кваліфікаційної роботи	15.11.2024	

Студент


(підпис)

Зубов Д.А.

Керівник
роботи


(підпис)

Грицук І.В.

Анотація

У процесі підготовки і написання магістерського дипломного проекту було досліджено основні конструктивні особливості сучасного суднового двигуна моделі SKL 6NVD48 A2 – U судна «VALDA». На основі проведеного аналізу розроблено низку заходів для покращення роботи системи змащування цього двигуна, зокрема: досліджено головні тенденції розвитку сучасних дизельних двигунів, які використовуються як головні; проаналізовано ключові напрями вдосконалення сучасних систем змащування двигунів; підготовлено технологічні рекомендації з демонтажу і монтажу модернізованих теплообмінників у суднових умовах; розроблено комплекс заходів для забезпечення безпеки персоналу під час виконання робіт з обслуговування і ремонту елементів системи змащування головного двигуна.

Результати розрахунків свідчать, що запропоновані технічні рішення є ефективними та сприяють покращенню показників двигуна. Зокрема, модернізація системи змащування шляхом заміни теплообмінних апаратів дозволить повноцінно експлуатувати судно при вантажних перевезеннях.

Крім того, розрахунки показали, що необхідна площа поверхні теплообміну модернізованого теплообмінника становить $8,4 \text{ м}^2$. З урахуванням 10% запасу по площі теплообміну рекомендовано встановлення двох теплообмінників. Це забезпечить підвищену надійність роботи суднового двигуна, що своєю чергою призведе до зменшення витрат на обслуговування.

Ключові слова: дизельний двигун, шатун, надлишок повітря, розрахунок робочого циклу, індикаторна діаграма, шум, система впорскування.

Abstract

In the process of preparing and writing the master's thesis, the main design features of the modern marine engine model SKL 6NVD48 A2 – U of the vessel “VALDA” were investigated. Based on the analysis, a number of measures were developed to improve the operation of the lubrication system of this engine, in particular: the main trends in the development of modern diesel engines used as main ones were investigated; key areas for improving modern engine lubrication systems were analyzed; technological recommendations for dismantling and installing modernized heat exchangers in ship conditions were prepared; a set of measures was developed to ensure personnel safety during maintenance and repair of elements of the main engine lubrication system.

The results of the calculations indicate that the proposed technical solutions are effective and contribute to improving engine performance. In particular, the modernization of the lubrication system by replacing heat exchangers will allow the vessel to be fully operated during cargo transportation.

In addition, the calculations showed that the required heat exchange surface area of the modernized heat exchanger is 8.4 m². Taking into account 10% of the heat exchange area, it is recommended to install two heat exchangers. This will ensure increased reliability of the ship's engine, which in turn will lead to a reduction in maintenance costs.

Keywords: diesel engine, connecting rod, excess air, calculation of the duty cycle, indicator diagram, noise, flushing system.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА ЙОГО ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ	7
1.1 Загальні відомості про судно	7
1.2 Основні розмірення судна	10
1.3 Морехідні якості судна	10
1.4 Суднові пристрої	10
1.5 Загальносуднові системи	11
1.6 Характеристика елементів суднової енергетичної установки	13
1.7 Особливості характеристик і конструкції головної енергетичної установки	14
РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ТЕНДЕНЦІЙ РОЗВИТКУ КОНСТРУКЦІЙ СИСТЕМ МАЩЕННЯ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ ТА ВИБІР НАПРЯМУ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДВИГУНА СУДНА ПРОТОТИПУ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ	22
2.1 Конструктивні особливості системи мащення суднових двигунів	23
2.2 Аналіз конструктивних особливостей елементів системи мащення тронкового дизеля 6NVD48A – 2U	27
2.3 Загальна характеристика кожухотрубного теплообмінного апарату	35
2.4 Вибір напрямку удосконалення конструкції системи мащення головного двигуна 6 NVD 48 A-2U	39
РОЗДІЛ 3. ОБҐРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ МОДЕРНІЗАЦІЇ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМИ МАЩЕННЯ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА	43

					ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Пояснювальна записка			Літ.	Арк.	Аркуші	
Розробив	Зубов Д.А.										
Перевірів	Грицук І.В.								3	101	
								61-ТЕМмаг-23з			
Н. контр.	Грицук І.В.										
Затвердив	Чабанов І.І.										

3.1 Аналіз конструкції і основні характеристики теплообмінного апарату з метою обґрунтування заміни теплообмінника	43
3.2 Обґрунтування і переваги встановлення пластинчастого теплообмінника перед кожухотрубним	47
3.3 Розрахунок дизеля 6NVD48 A2U	49
3.4 Розрахунок системи мащення	67
3.5 Розрахунок запропонованого пластинчастого теплообмінника в системі мащення	72
3.6 Розрахунковий аналіз роботи пластинчастого теплообмінника системи мащення за допомогою програмних методів розрахунку	79
3.7 Результати аналізу і висновок про результати модернізації ...	84
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	85
4.1 Охорона праці	85
4.2 Безпека в надзвичайних ситуаціях	96
ВИСНОВКИ	101
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	102
ДОДАТКИ	104

1. Загальне розташування механізмів у машинно-котельному відділенні судна.
2. Поперечний переріз головного суднового двигуна 6NVD 48F-2U.
3. Загальна схема системи мащення.
4. Пластинчастий теплообмінник.
5. Розрахунок теплообмінного апарату суднового двигуна

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ				Арк
				4

ВСТУП

Сучасні судна, незалежно від їхнього призначення (перевезення вантажів у морях та океанах або на внутрішніх водних шляхах, видобуток і обробка морепродуктів, добування нафти чи інших корисних копалин, проведення наукових досліджень), являють собою складні інженерні споруди, розраховані на тривалу (автономну) роботу, включно з екстремальними гідрометеорологічними та льодовими умовами.

Головні тенденції розвитку світового транспортного флоту включають розробку нових типів транспортних енергетичних установок, здатних значно знижувати витрати палива та енергії. Особливо актуальною є проблема економії нафтопродуктів, зважаючи на обмеженість запасів нафти, зростання витрат на її видобуток і транспортування, а також збільшення споживання нафти у хімічній промисловості.

У судновому дизелебудуванні пріоритетним напрямом є дослідження та реалізація методів підвищення середнього ефективного тиску. Основною задачею залишається створення основних і допоміжних судових дизельних двигунів з інтелектуальною системою управління на базі комп'ютерних технологій.

Сучасні поршневі двигуни активно використовують адаптивні елементи, що дозволило значно покращити їх експлуатаційні характеристики, підвищити надійність і знайти значний потенціал для розвитку технічного рівня двигунів внутрішнього згоряння.

Один із найперспективніших способів зменшення витрати дизельного палива та збільшення ресурсу двигунів – це вдосконалення системи змащування, особливо для головних двигунів, що використовуються на флоті. Це і стало основою вибору системи змащування в якості прототипу для даного дипломного проєкту.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк
						5
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Мета кваліфікаційної роботи: розробити комплекс заходів для підвищення ефективності експлуатації судна «VALDA» за рахунок удосконалення конструкції системи мащення головного двигуна 6 NVD 48 A-2U.

Задачі що вирішуються у кваліфікаційній роботі:

1. Аналіз стану проблеми розвитку сучасних суднових двигунів, і зокрема двигунів серії 6 NVD 48 A-2U.
2. Проведення комплексного аналізу для вибору найбільш ефективних методів удосконалення системи мащення.
3. Розроблення технічних рішень та розрахункова перевірка їх ефективності, визначення шляхів втілення запропонованих рішень.
4. Розробка заходів щодо техніки безпеки при виконанні робіт.

Об'єктом досліджень є процес забезпечення раціональної експлуатації системи мащення головного двигуна 6 NVD 48 A-2U в умовах експлуатації.

Апробація результатів дослідження – автор прийняв участь в Міжнародній науково-практичній конференції "Сучасне автомобілебудування, автотехнічна експертиза, експлуатація автомобільного транспорту та підготовка фахівців галузі транспорт", яка проводилася Харківським національним автомобільно-дорожнім університетом (м. Харків) 22-23 жовтня 2024 р. з доповіддю «Удосконалення процесів експлуатації енергетичної установки судна «AIDAcosma» за рахунок використання газових палив в умовах інфраструктури порту».

Інв. № подп.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	Міжнародній науково-практичній конференції "Сучасне автомобілебудування, автотехнічна експертиза, експлуатація автомобільного транспорту та підготовка фахівців галузі транспорт", яка проводилася Харківським національним автомобільно-дорожнім університетом (м. Харків) 22-23 жовтня 2024 р. з доповіддю «Удосконалення процесів експлуатації енергетичної установки судна «AIDAcosma» за рахунок використання газових палив в умовах інфраструктури порту».
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ
					Арк
					6

РОЗДІЛ 1

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА І ЙОГО ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

1.1 Загальні відомості про судно

Загальна інформація та призначення судна. Судно «VALDA» (IMO номер – 9143623, MMSI 273331910), яке було використане як прототип у дипломному проєкті, призначене для транспортування твердих, сипучих, тарно-штучних вантажів, зокрема контейнерів, а також рідких вантажів у тарі. Це багатофункціональне судно, що може бути оснащено вантажно-розвантажувальним обладнанням для перевезення масових вантажів.

Район плавання – необмежений. Тип судна – двогвинтове, однопалубне з подвійними бортами та подвійним дном, має бак і ют, машинне та насосне відділення, а також житлові й службові приміщення в кормовій частині. Судно має чотири трюми, похилий форштевень і транцевий кормовий край (рис. 1.1). Металева рубка, розташована в кормі, вміщує житлові приміщення для 14 членів екіпажу.

За час свого існування судно носило такі назви: VALDA H (2018, Росія), JU FENG 1 (2018, Китай), YONG LE JUN ER (2018, Китай), FURUI939 (2017, Китай), DANADI 1 (2017, Росія), DANADI-1 (2008, Мальта), MIDLAND 5 (2007), IRASA (2005), PANNON SEA (2000).

Власник судна: DON RIVER SHIPPING ROSTOV, Росія. Менеджер судна: ROSSHIPCOM - ROSTOV, Росія. Класифікаційне товариство - РОСІЙСЬКИЙ МОРСЬКИЙ РЕЄСТР СУДНОПЛАВСТВА.

Загальний вигляд судна показано на рис. 1.1, основні характеристики наведені в табл. 1.1.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ					Арк
										7
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

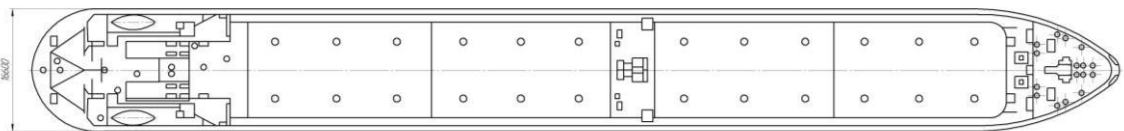
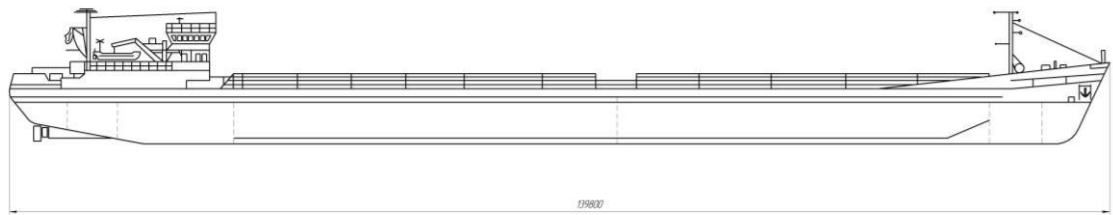


Рисунок 1.1 – Загальний вигляд судна

Таблиця 1.1 - Основні характеристики судна «VALDA»

Основні характеристики	Параметр
Тип судна	General cargo vessel
Назва судна	VALDA
Рік та місце побудови	1996, Krasnoye Sormovo Shipyard - Nizhniy Novgorod, Russia
Прапор	Russian Federation
Порт реєстра	Vladivostok
Менеджер	ROSSHIPCOM - ROSTOV, Russian Federation
Власник	DON RIVER SHIPPING ROSTOV- Russian Federation
Вантажопідйомність	4955 т
Маса	6207 т
Швидкість судна	13 вузлів
Позивний	UBJF5

Інв.№ подл.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ					Арк
										8
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

Самохідне сталеве суховантажне судно змішаного району плавання «VALDA» призначене для перевезення різних видів вантажів, зокрема генеральних, навалювальних, лісових і великогабаритних. Трюми судна оснащені спеціальними вертикальними направляючими, що служать для зручного завантаження й фіксації контейнерів. Деякі контейнери завантажуються на палубу, що дозволяє ефективніше використовувати вантажопідйомність судна. Між контейнерами встановлюються твістлоки та спеціальні поздовжні кріплення. Для рефрижераторних контейнерів передбачені спеціальні розетки для підключення.

Конструкція судна є повністю зварною і має повздовжню систему набору в середній частині, поєднану з поперечними рамними зв'язками для подвійного дна, верхньої палуби, палубного стрингера комінгса люка й повздовжніх комінгсів люків. У машинному відділенні та кінцевих частинах застосовано поперечну систему набору, за якою сконструйовані борти, палуби бака й юта, форпик, ділянки машинного відділення й ахтерпик. Корпус має округлу форму скули та транцеву корму.

Основні нормативи й правила. Судно побудовано відповідно до таких норм і Конвенцій: Правил та інструкцій Lloyd's Register of Shipping; Міжнародної Конвенції щодо запобігання забрудненню моря з суден (МАРПОЛ) з Додатками 1, 4, 5; Конвенції щодо безпеки життя на морі (СОЛАС-74); Правил запобігання зіткнень суден на морі (МППСС-72); Конвенції про вантажну марку морських суден 1966 р.; Конвенції з обміру суден 1969 р.; правил Берегової охорони США для іноземних суден у водах США; стандартів USO 6954-1984 «Вказівки щодо оцінки вібрацій на торговельних судах» і USO 8468-90 (схема судових містків); МОП Конвенції про приміщення екіпажу № 92 1949 р. з доповненням № 133 1970 р. й Женевськими доповненнями 1991 р.; рекомендацій Європейської Морської Асоціації лоцманів щодо лоцманських трапів і підйомників; резолюції ІМО А-751 від 04.11.93 р. «Проміжний стандарт маневрених

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ					Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						9

характеристик суден»; міжнародного регламенту радіозв'язку за рішенням ВАРК-8711; резолюції ІМО А.468 «Кодекс про рівень шуму на судах».

1.2 Основні розмірення судна

Довжина найбільша	140 м;
Довжина між перпендикулярами	134,2 м;
Ширина найбільша	16 м;
Висота борту	6,7 м;
Осадка максимальна	4,4 м.

Запаси палива, води, мастила і провізії забезпечують судну автономність до 20 діб. Дальність плавання становить 5000 морських миль. У всіх режимах експлуатації завантаження судна диферент на ніс не спостерігається. Дедвейт включає вантаж, пальне, мастило, прісну воду, екіпаж із багажем, провізію, інвентар і запасні частини за нормами Класифікаційного товариства.

1.3 Морехідні властивості судна

Забезпечується плавучість судна при прийнятому корпусному обводі і розподілі навантаження під час баластних і вантажних переходів. У всіх режимах завантаження остійність відповідає стандартам American Bureau of Shipping для суден необмеженого району плавання. Непотоплюваність задовольняє вимоги American Bureau of Shipping при затопленні двох сусідніх автономних відсіків. На глибині, при свіжопофарбованому корпусі, вітрі та хвилюванні до 2 балів, при осадці 4,4 м, судно досягає швидкості 8 вузлів на 85 % потужності двигуна, а при 100 % потужності швидкість складає 10 вузлів.

1.4 Обладнання судна

Інв.№ подп.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата						Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ					10

Рульовий пристрій. Рульове управління забезпечують дві електрогідравлічні машини USC моделі F–1000, які можуть повертати кермо на 35°. Електрогідравлічна машина передає потужність на балер, а через нього на кермове перо. Переведення пера з борту на борт займає 28 секунд. Система рульового управління дубльована резервною електрогідравлічною машиною USC F–1000.

Якірно-швартовне обладнання. Судно оснащено двома електробрашпильними пристроями MW 350 EA/CU 137 U3 із тяговим зусиллям 343 кН, що забезпечують підйом якоря зі швидкістю від 7 до 23 м/хв. Крім того, встановлено 22 автоматизовані швартовно-буксирувальні лебідки MW 350 EA, які забезпечують тягу 294 кН зі швидкістю 9–18 м/хв. Керування лебідками можливе як з місцевих постів, так і з рубки.

Вантажне обладнання. Судно не передбачено для самостійного розвантаження чи завантаження. Встановлюється додаткове вантажне обладнання, зокрема монорельсовий кран DREGGEN L678 вантажопідйомністю 20 т і з вильотом стріли 5 м. Довжина горизонтального переміщення крану складає 42 м, швидкість підйому вантажу — 40 м/хв, а потужність двигуна — 60 кВт. Також є два крани DREGGEN L679–DK40 з лівого та правого борту для підйому провізії вантажопідйомністю 5 т і вильотом стріли до 8,5 м. Швидкість вертикального підйому крюка досягає 63 м/хв, а радіус горизонтального переміщення складає 30 м, при потужності двигуна 34 кВт.

1.5 Загальносуднові системи

Система загальносуднової вентиляції призначена для постачання свіжого повітря в житлові та робочі приміщення судна. Система включає такі елементи:

- центральна витяжна система для відведення відпрацьованого повітря Carrier (Holland), модель RZR 19–315, із продуктивністю 752 м³/год;

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	вантажопідйомністю 20 т і з вильотом стріли 5 м. Довжина горизонтального переміщення крану складає 42 м, швидкість підйому вантажу — 40 м/хв, а потужність двигуна — 60 кВт. Також є два крани DREGGEN L679–DK40 з лівого та правого борту для підйому провізії вантажопідйомністю 5 т і вильотом стріли до 8,5 м. Швидкість вертикального підйому крюка досягає 63 м/хв, а радіус горизонтального переміщення складає 30 м, при потужності двигуна 34 кВт.					
1.5 Загальносуднові системи										
Система загальносуднової вентиляції призначена для постачання свіжого повітря в житлові та робочі приміщення судна. Система включає такі елементи:										
• центральна витяжна система для відведення відпрацьованого повітря Carrier (Holland), модель RZR 19–315, із продуктивністю 752 м³/год;										
					ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ					Арк
										11
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

- центральна система подачі свіжого повітря в житлові й робочі зони Carrier (Holland), модель RZR 19–355, із продуктивністю 950 м³/год;
- кондиціонування повітря в рульовій рубці Carrier, модель 39HQ 08.06, обсягом 1501 м³/год;
- кондиціонування повітря в камбузі Carrier, модель 39HQ 04.04, обсягом 169 м³/год;
- кондиціонери повітря FMW, модель TX90PO4, в кількості двох одиниць, продуктивністю 380 м³/год кожен;
- кондиціонери повітря для майстерень FMW, модель TX70PO4, в кількості двох одиниць, продуктивністю 275 м³/год кожен.

Система питної води забезпечує прийом, зберігання та подачу води для камбузу, медблоку, буфетів та водозабірних колонок. Для гарячого водопостачання камбузу й медблоку встановлено електричний водонагрівач ємністю 2 м³. Система автоматизована.

Система мийної води призначена для прийому, зберігання та подачі прісної води до умивальників, душових і пралень. Вода знезаражується за допомогою бактерицидних ламп.

Баластна система служить для заповнення й відкачки баласту з форпіку та ізольованих баластних танків. Система включає два насоси Desmi, модель DSL 300–320C, із продуктивністю 1200 м³/год при напорі 0,3 МПа, та два ежектори Ellehammer, модель 300–300–350/186–114, із продуктивністю 398 м³/год при напорі 0,17 МПа.

Система забортної води подає морську воду для змиву унітазів, охолодження водонагрівачів і заповнення цистерн системи водогасіння.

Система парового опалення передбачена для господарчих, санітарно-побутових та інших приміщень, що не підключені до системи кондиціонування повітря. Вона виконана як однопровідна система зі стальними та мідними радіаторами.

Осушувальна система призначена для відкачки води з машинних відділень та сухих трюмів відповідно до вимог конвенції про попередження

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ					Арк
										12
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

забруднення моря нафтою. Вона оснащена двома насосами Desmi марки DSL 300–320С, з продуктивністю 120 м³/год при напорі 0,3 МПа, та двома ежекторами Ellehammer, модель 300–300–350/186–114, з продуктивністю 398 м³/год при напорі 0,17 МПа.

Система кондиціонування повітря передбачена для житлових приміщень, їдальні, кают-компанії та медблоку. Вона є двопровідною, високошвидкісною і дозволяє регулювати температуру в кожному приміщенні окремо, працюючи постійно під час експлуатації судна.

1.6 Характеристика елементів суднової енергетичної установки

Особливості конструкції енергетичної установки судна. Загальний вигляд розташування механізмів у машинно-котельному відділенні показано на рис. 1.2, де позиціями виділено: 1 – цистерна палива; 2 – насос заборотної води; 3 – насос охолодження компресорів, упорних підшипників на дейдвуді; 4 – головний двигун (лівий); 5 – охолоджувач; 6 – насос передньої прокачки мастилом ГД; 7 – фільтр заборотної води; 8 – кінгстон ний ящик; 9 – цистерна запаса палива; 10 – трап; 11 – резервний насос охолодження; 12 – дизель-генератор (лівий); 13 – цистерна запасу мастила; 14 – пожежний насос; 15 – шахта аварійного виходу з машинного відділення; 16 – насос системи пожежогасіння; 17 – баластно-осушувальний насос; 18 – перебірка; 19 – дизель-генератор (правий); 20 – цистерна протічок палива; 21 – стоянковий дизель-генератор; 22 – головний двигун (правий); 23 – насос прісної води; 24 – балон пускового повітря; 25 – балон стисненого повітря для тифона та госпотреб; 26 – балон стисненого повітря ГД; 27 – балон ручної перекачки палива; 28 – насос перекачки палива; 29 – водогрійний котел; 30 – електрокомпресор пускового повітря; 31 – насос нафтовмісних вод; 32 – сепаратор дизельного палива; 33 – ящик для ветоши; 34 – шламовий насос; 35 – шахта машинного відділення; 36 – аварійний дизель-генератор (АДГ); 37 – витратна цистерна АДГ; 38 – шкаф акумуляторних батарей пуску АДГ; 39 – аварійний

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ				
Арк				
13				

розподільчий шкаф; 40 – трансформатор.

1.7 Особливості характеристик і конструкції головної енергетичної установки

Енергетична установка розміщується в кормовій частині судна і включає такі компоненти:

- головну установку, яка складається з двох дизельних двигунів, що обслуговують два гвинти фіксованого кроку, розташовані в поворотних насадках;
- допоміжну установку, що містить два основних дизель-генератори і один аварійний дизель-генератор.

Для живлення головних двигунів, дизель-генераторів і аварійного дизель-генератора використовується дизельне паливо з температурою спалаху вище 60 °С та вмістом сірки не більше 1,5%. Для змащення головних двигунів, дизель-генераторів і аварійного дизель-генератора застосовуються масла марки SAE 40. Основні масогабаритні характеристики головного двигуна вказано в таблиці 1.2.

Дизелі типу NVD широко використовуються на суднах риболовного флоту, і понад 1500 таких двигунів встановлено на морських і річкових суднах. Найпопулярніші моделі суднових дизельних двигунів: 8 NVD 36-1U, 6 NVD 48 A-2 та 8 NVD 48 A-2. Вони застосовуються на промислових судах як основні та допоміжні двигуни у різних компоновках рухового комплексу (пряма або дизель-редукторна передача, з відбором і без відбору потужності, з ГРК і ГФК).

Двигуни цього типу, з різними типорозмірами і модифікаціями, вироблялися на заводі важкого машинобудування ім. К. Лібкнехта (SKL MOTOR GMBH) у м. Магдебург (Німеччина). Це підкреслює важливість систематизації та узагальнення їх характеристик і конструктивних особливостей.

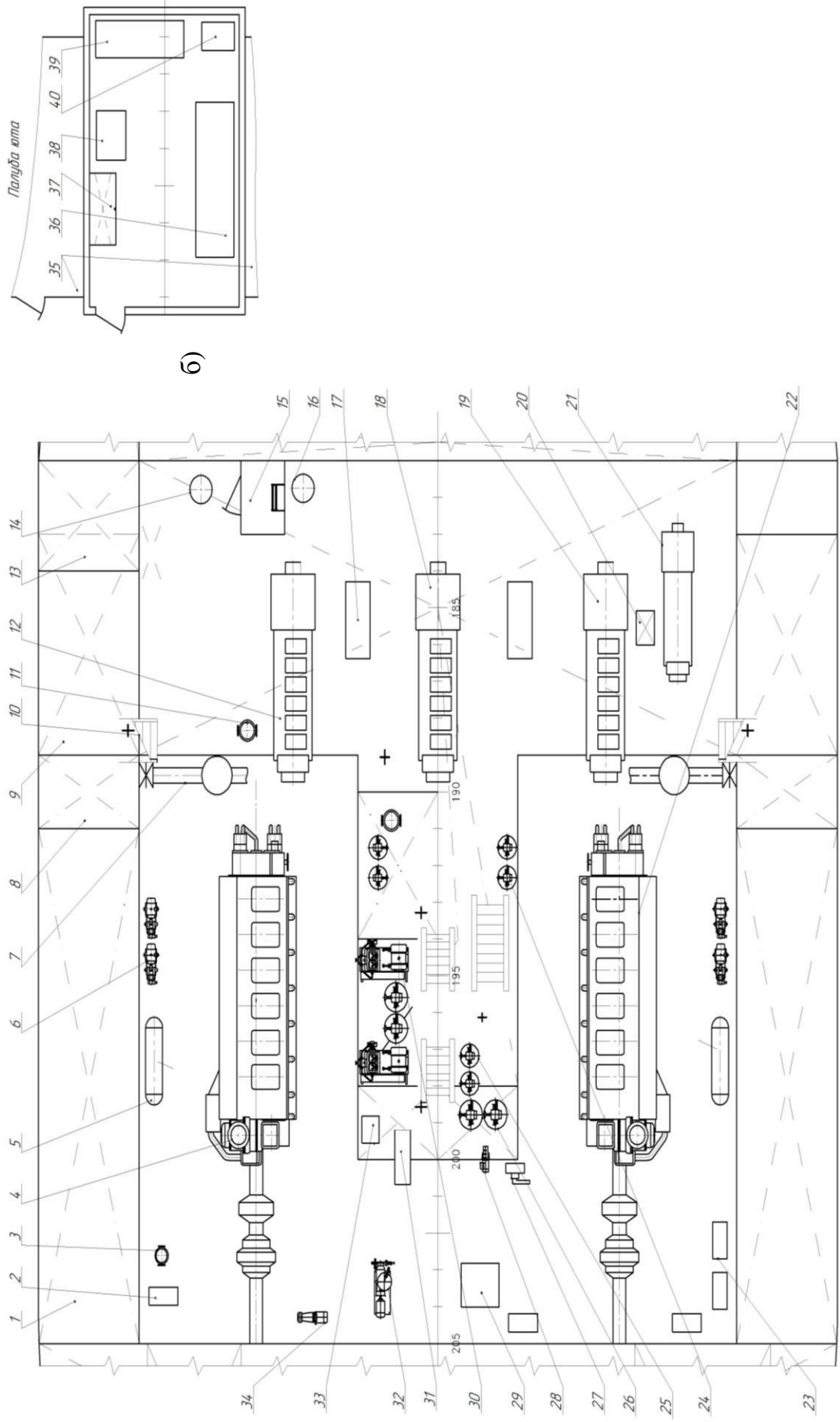
Інв. № подп.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	дизель-генераторів 1 аварійного дизель-генератора застосовуються масла марки SAE 40. Основні масогабаритні характеристики головного двигуна вказано в таблиці 1.2. Дизелі типу NVD широко використовуються на суднах риболовного флоту, і понад 1500 таких двигунів встановлено на морських і річкових суднах. Найпопулярніші моделі суднових дизельних двигунів: 8 NVD 36-1U, 6 NVD 48 A-2 та 8 NVD 48 A-2. Вони застосовуються на промислових судах як основні та допоміжні двигуни у різних компоновках рухового комплексу (пряма або дизель-редукторна передача, з відбором і без відбору потужності, з ГРК і ГФК). Двигуни цього типу, з різними типорозмірами і модифікаціями, вироблялися на заводі важкого машинобудування ім. К. Лібкнехта (SKL MOTOR GMBH) у м. Магдебург (Німеччина). Це підкреслює важливість систематизації та узагальнення їх характеристик і конструктивних особливостей.	
					ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк
						14
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Інв.№ подл.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата

Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ				

Арк
15



а)

Рисунок 1.2 - Загальне розташування механізмів у машинно-котельному відділенні судна (а) і на палубі юта (б)

Таблиця 1.2 – Основні масо-габаритні характеристики головного двигуна

Фірма виробник	SKL
Марка	6 NVD 48 A-2U
Вага G, т	20
Довжина L, мм	2755
Висота H, мм	2950
Ширина B, мм	1340

Дизелі типу NVD загалом характеризуються як чотиритактні, тронкові, одноразові двигуни простої дії, з вертикальним розташуванням циліндрів, можуть бути реверсивними чи неревверсивними, без наддуву або з газотурбінним наддувом. Буквено-цифровий код у назві дизеля має наступне значення: N — відношення ходу поршня до діаметра циліндра $S/D < 1,3$; V — чотиритактний; D — дизельний двигун; S — працює на важкому паливі; A — з наддувом; U — реверсивний. Цифра перед "NVD" вказує на кількість циліндрів, цифра після — на хід поршня, а наступна — на модифікацію двигуна. Наприклад, марка 6NVD 48 A-2U означає шестициліндровий дизель з відношенням S/D 1,3, чотиритактний, із ходом поршня $S = 480$ мм, з наддувом, модифікація "2", реверсивний. Відповідно до ГОСТ 4393-82 його позначення — 6 ЧРН 32/48. Основні технічні дані двигуна:

— кількість циліндрів	— 6;
— потужність двигуна, кВт	— 738;
— частота обертання, хв^{-1} .	— 335;
— питома витрата палива при 100% навантаження, $\text{г}/(\text{кВт} \times \text{год})$	— 220;
— питома витрата палива при 70% навантаження, $\text{г}/(\text{кВт} \times \text{год})$	— 190;
— діаметр циліндра D, мм	— 320;
— хід поршня S, мм	— 480;
— відношення ходу поршня до діаметру	— 1.5;
— середній ефективний тиск p_e , МПа	— 1,96;

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ					Арк
										16
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

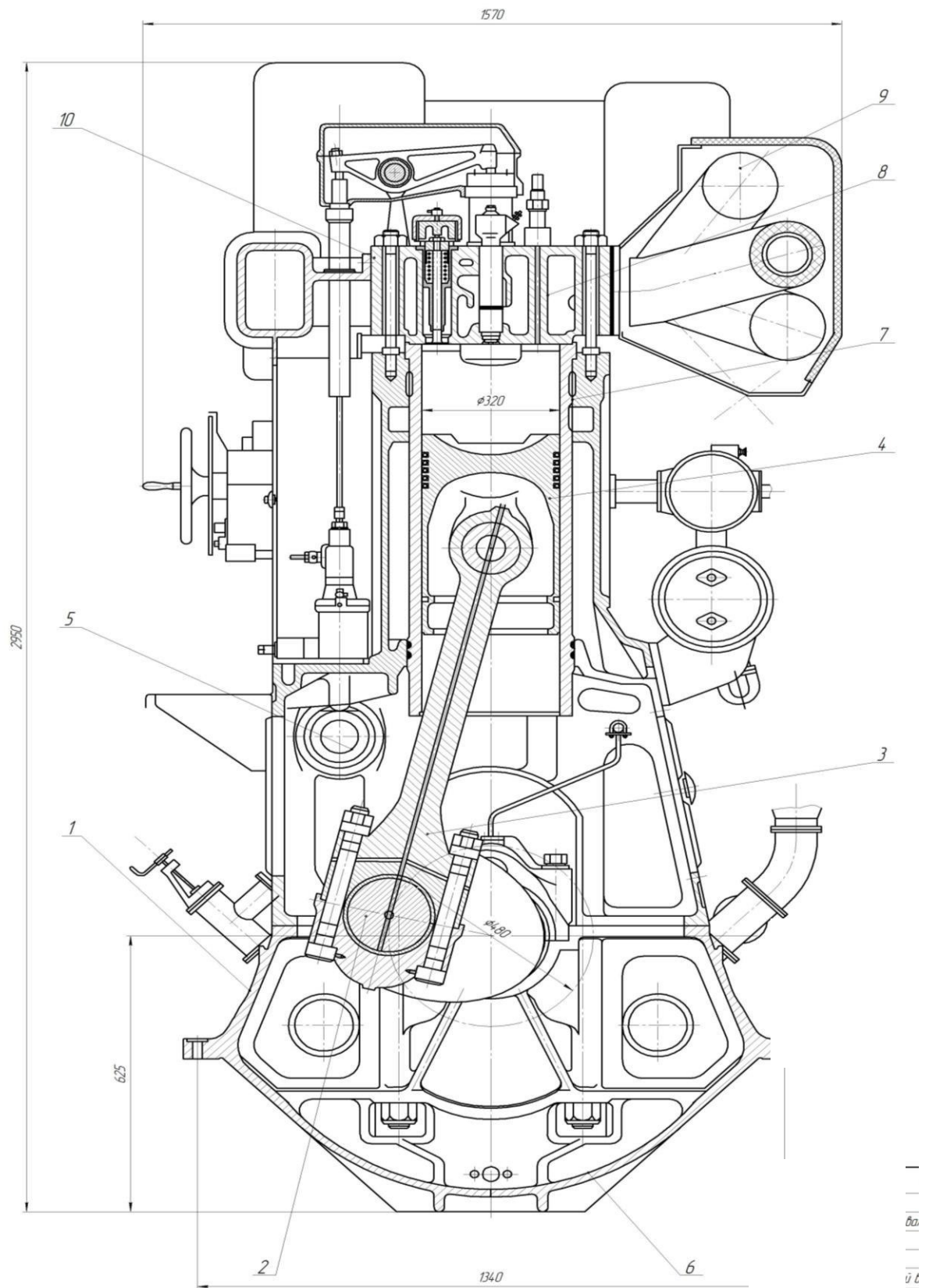


Рисунок 1.3 – Поперечний переріз головного двигуна 6 NVD 48 A-2U:

1 – картер; 2- колінчатий вал; 3 – шатун; 4 – поршень; 5 – розподільний вал; 6 – піддон картера; 7 – втулка циліндра; 8 – вихідний патрубок циліндра; 9 – вихлопний колектор; 10 – кришка циліндрів

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ				
Арк				
17				

– максимальний тиск згоряння, МПа	– 15,3;
– тиск наддуву, МПа	– 0,450;
– тиск стиснення, МПа	– 12,6;
– витрата циліндрового масла, г/(кВт×год)	– 1,3;
– витрата мастила у стічно–циркуляційній системі, г/(кВт×год)	– 0,15;
– температура відхідних газів на вході в ТН, °С	– 350;
– температура відхідних газів на виході з ТН, °С	– 268.

Поперечний розріз основного двигуна SKL 6 NVD 48 A-2U показаний на рисунку 1.3. Фундаментна рама двигуна SKL 6 NVD 48 A-2U, що оснащена упорним підшипником у кормовій частині (рис. 1.4), являє собою сталеву зварну конструкцію з поздовжньою балкою та литими сталевими основами для рамових підшипників. Рамові підшипники мають тонкостінну конструкцію і покриті білим металом. Для закріплення двигуна до фундаменту використовуються довгі еластичні високоміцні болти з гідравлічною затяжкою. Рама монтується без нахилу на епоксидних клинах. Масляний піддон виготовлений зі сталі та приварений до фундаментної рами.



Рисунок 1.4 – Фундаментна рама з колінчастим валом



Рисунок 1.5 – Циліндрова втулка двигуна SKL 6 NVD 48 A-2U

Інв.№ подл.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПІННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ					Арк
										18
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

Основою станини двигуна SKL 6 NVD 48 A-2U є зварна конструкція. На стороні вихлопу кожен циліндр обладнано запобіжними клапанами, тоді як на стороні розподілу розташовані оглядові люки. Направляючі повзуни приварені, а станина прикріплена до фундаментної рами болтами. Станину, фундаментну раму та блоки циліндрів скріплено анкерними зв'язками.

Блок циліндрів виготовлений із чавуну. На стороні розподілу він має кришки для огляду поршневих кілець, які також служать для подачі продувного повітря від колектора. Через блок проходять труби для подачі масла, що охолоджує поршень. До блоку прикріплено повітряний ресивер, турбонагнітач, охолоджувач повітря і кронштейни для площадок. У нижній частині блоку розташований сальник штока поршня, який забезпечує ущільнення: зі сторони картера він перешкоджає потраплянню масла у підпоршневую порожнину, а зі сторони підпоршневої порожнини запобігає проникненню газів та відпрацьованого масла у картер.

Циліндрова втулка для двигуна SKL 6 NVD 48 A-2U (рис. 1.5) виготовлена з чавуну і встановлюється на блок за допомогою фланця. У верхній частині є свердління для встановлення трубок з ізоляцією або без неї. Охолоджувальні канали та наявність ізоляції трубок підтримують необхідну температуру втулки, щоб уникнути сірчистої корозії та запобігти порушенню режиму змащування робочої поверхні.

Поршень складається з головки і юбки (рис. 1.6). Юбка відлита з чавуну з бронзовим бандажем, а головка виконана з високоякісної сталі з чотирма кільцевими канавками, покритими хромом. Верхнє поршневе кільце типу CPR контролює підтримку тиску, тоді як три інші мають косі замки.

Циліндрова кришка (рис. 1.7) є монолітною сталевою конструкцією з просвердленими каналами для охолодження. У кришці встановлені вихлопний клапан, запобіжний та індикаторний кран. Кришку закріплюють на станині шпильками, а гайки затягуються гідравлікою.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ					Арк
										19
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						



Рисунок 1.6 – Поршень головного двигуна SKL 6NVD48 A2-U

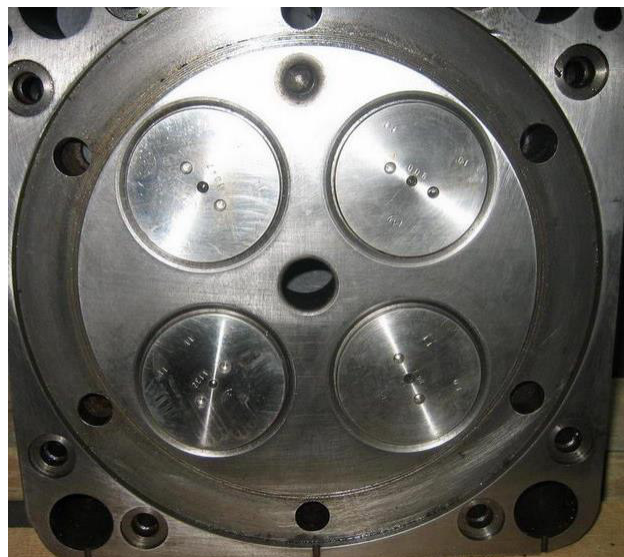


Рисунок 1.7 – Циліндрова кришка

Шатун двигуна SKL 6 NVD 48 A-2U виготовляється з кованої або литої сталі, з'єднуючи крейцкопф і колінчастий вал через підшипники. Вони скріплені болтами, що затягуються гідравлікою. Основне навантаження бере на себе нижній вкладиш, покритий білим металом.

Колінчастий вал (рис. 1.4) напівзбірний, виготовлений з кованих або литих сталевих колін. На задньому кінці вала розташований упорний гребінь для упорного підшипника, а кормовий фланець з'єднаний з маховиком і проміжним валом.

Система передачі обертання передає обертання від валу через шестерні, змонтовані на фундаментній рамі, та обертається електродвигуном з гальмівним пристроєм. Увімкнення і вимкнення передачі виконується вручну аксіальним переміщенням шестерні.

Система наддувного повітря забезпечує надходження повітря в турбонагнітач АВВ марки PDH 50 V через фільтр. Охолоджувач наддувного повітря марки SAC247F, який використовує воду для охолодження, підтримує необхідну температуру повітря, яке потрапляє до циліндрів під час фази газообміну.

Впускні та випускні клапани у циліндровій кришці працюють від високого тиску бустера, а закриваються пружинами. При зупинці двигуна

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	Колінчастий вал (рис. 1.4) напівзбірний, виготовлений з кованих або литих сталевих колін. На задньому кінці вала розташований упорний гребінь для упорного підшипника, а кормовий фланець з'єднаний з маховиком і проміжним валом. Система передачі обертання передає обертання від валу через шестерні, змонтовані на фундаментній рамі, та обертається електродвигуном з гальмівним пристроєм. Увімкнення і вимкнення передачі виконується вручну аксіальним переміщенням шестерні. Система наддувного повітря забезпечує надходження повітря в турбонагнітач АВВ марки PDH 50 V через фільтр. Охолоджувач наддувного повітря марки SAC247F, який використовує воду для охолодження, підтримує необхідну температуру повітря, яке потрапляє до циліндрів під час фази газообміну. Впускні та випускні клапани у циліндровій кришці працюють від високого тиску бустера, а закриваються пружинами. При зупинці двигуна	
					ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк
						20
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Інв. № подп.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата

ИВ.№ 104

ИВ.№ 104

РОЗДІЛ 2

АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ТЕНДЕНЦІЙ РОЗВИТКУ КОНСТРУКЦІЙ СИСТЕМ МАЩЕННЯ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ ТА ВИБІР НАПРЯМУ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДВИГУНА СУДНА ПРОТОТИПУ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Система мащення призначена для подачі мастила до тертьових частин двигуна, що сприяє зниженню тертя, запобіганню передчасного зносу та частковому відведенню тепла, яке виділяється при терті. У деяких типах двигунів така система також може використовуватися для охолодження поршнів, а також для забезпечення роботи сервомоторів, що відповідають за регулювання та автоматизацію. Надійність і ефективність роботи системи мащення визначають моторесурс двигуна. У сучасних дизельних двигунах застосовуються примусова, циркуляційна та змішана системи мастила.

Система мащення під тиском активно використовується в потужних тронкових двигунах для змащення підшипників колінчастого і розподільного валів, підшипників приводів допоміжних механізмів і поршневої головки шатуна. Змішана система включає мащення під тиском та змащення циліндрів через розбризкування масла, яке стікає з підшипників рам та мотилів. Система мащення розбризкуванням є малоефективною, оскільки її робота нестабільна та залежить від частоти обертання двигуна. Це призводить до швидкого старіння масла та збільшення його витрат. Така система застосовується лише в тронкових двигунах із діаметром циліндра до 400 мм. До складу системи входять масляний насос, фільтри, стічна цистерна (циркуляційна), резервний насос, сепаратор і трубопроводи для зв'язку елементів системи. Існують два типи циркуляційних систем мащення: з «мокрим» і «сухим» картером. У системі з мокрым картером відпрацьоване масло збирається в піддоні, в системі з сухим картером — у відстійнику поза двигуном. Нормальне мащення двигуна є одним із ключових аспектів його надійної роботи, тому важливими є

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ				
Арк				
22				

правильний режим змащення, якість мастила та його очищення під час експлуатації. Контроль стану мастила здійснюється за допомогою вимірювання температури, тиску та якості масла.

2.1 Особливості конструкції системи мащення суднових двигунів

Система мащення забезпечує прийом, перекачування, зберігання, підготовку та подачу масла до місць змащування компонентів головних і допоміжних машин та механізмів, охолодження поршнів двигунів, а також для видачі масла на берег або інші судна. Циркуляційні системи мащення поділяються на напірні, гравітаційні та комбіновані.

Найбільш часто в системах з СОД використовуються мінеральні масла. Для циркуляційного змащення підшипників і охолодження поршнів використовують масла з низькою в'язкістю. Для змащення турбонаддувочного агрегату потрібні масла з дуже низькою в'язкістю.

Усі головні і допоміжні двигуни мають незалежну примусово-циркуляційну систему змащення, що забезпечує надійну подачу масла до тертьових поверхонь під час пуску, роботи та зупинки механізму.

У суднових дизельних установках з СОД є комплексна система змащення, яка включає кілька підсистем для змащення різних вузлів двигуна та агрегатів: напірну циркуляційну систему для змащення тертьових вузлів та охолодження поршнів, систему для змащення циліндрів. Оскільки вимоги до якості масла для кожної підсистеми різні, для них використовуються масла різних марок. Принцип роботи та будова масляної системи зображені на функціональній схемі.

Прийом масла на судно, як і палива, здійснюється закритим способом через наливні палубні втулки, що розташовані на станціях прийому та видачі палива і масла.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ

Арк

23

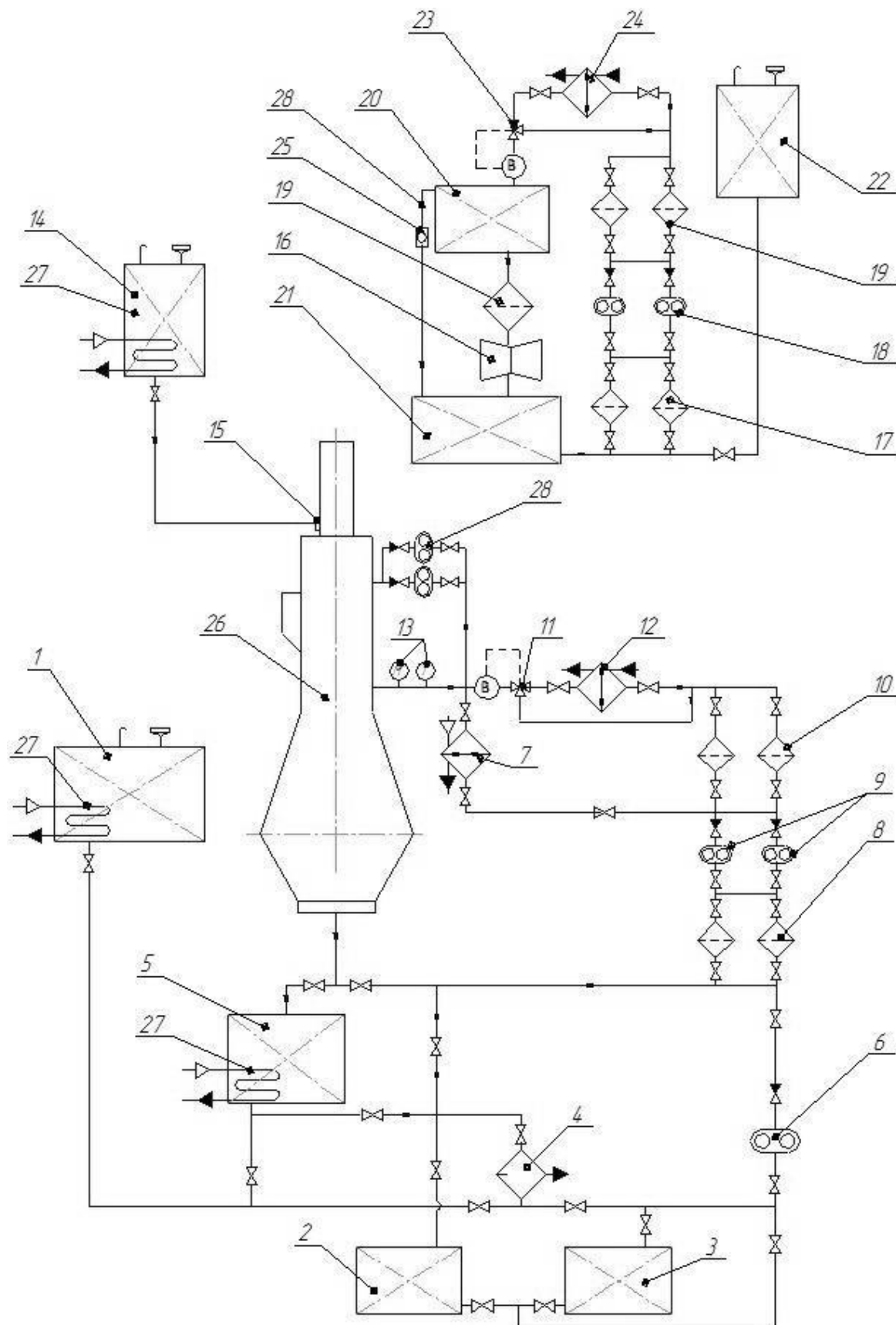


Рисунок 2.1 – Функціональна схема системи мащення

Позначення до рисунку 2.1 приведенні нижче:

Інв.№ подл.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПІННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ

Арк

24

Ці втулки також застосовуються для подачі масла. Кожна втулка, призначена для конкретного виду масла, з'єднана з фільтрами попереднього очищення. Масло з цих фільтрів самопливом надходить через прийомні масляні трубопроводи до цистерн для запасу масла (рис. 2.1): для циліндрового (поз. 14), моторного (поз. 1) і турбінного (поз. 22) масел. Після мащення циліндрів і поршневих кілець масло згорає в циліндрі разом з паливом і не повертається в цикл. Моторне масло з цистерни запасу самопливом переходить в сточно-циркуляційну цистерну (СЦЦ, поз. 5), куди з картера головного двигуна (поз. 26) стікає масло, що пройшло через вузли мастила та канали охолодження поршнів.

ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ

Підготовлене таким чином масло (очищене і з необхідною в'язкістю) подається знову до головного двигуна. Для більш ефективного змащення додатково підвищується тиск масла завдяки додатковому насосу (поз. 28). Для тоншого очищення моторного масла від домішок і води використовується відцентровий сепаратор (поз. 4), який забирає масло з СЦЦ, очищає його та повертає назад. За потреби сепаратор може подавати очищене масло в цистерну для відсепарованого масла (поз. 2). У всіх цистернах для циліндрового та моторного масла з підвищеною в'язкістю при кімнатній температурі встановлені парові підігрівачі (поз. 27) для зменшення в'язкості масла під час його перекачування.

Турбокомпресор дизеля (поз. 16) має автономну систему змащення з гравітаційним та напірним принципами. Ця система включає СЦЦ турбінного масла (поз. 21), ФГС (поз. 17), масляний насос (основний і резервний) - (поз. 18), ФТО (поз. 19), маслоохолоджувач (поз. 24) та гравітаційну олійну цистерну (поз. 20). Для регулювання температури (в'язкості) турбінного масла також застосовується термостат (поз. 23), який змішує переохолоджене масло, що проходить через охолоджувач, з тим, що не охолоджується і йде по байпасу. З гравітаційної цистерни масло надходить під постійним натиском через контрольний ФТО (поз. 19) до підшипників нагнітального агрегату.

Ємність цистерни має бути достатньою для роботи турбонагнітача під час вільного вибігу при аварійному вимкненні циркуляційних насосів. Для забезпечення рівня масла в цистерні встановлюється переливний трубопровід (поз. 28), через який регулярно зливаються надлишки масла, контрольовані індикатором (поз. 25). Для визначення параметрів основного обладнання масляної системи та подачі масла головним насосом використовуються такі розрахунки:

Необхідна кількість масла в системі змащення: $G_{\text{цм}} = W_{\text{гм}} / z = 125/8 = 15,6 \text{ м}^3$, де $z = 5...10$ – кратність циркуляції, приймаємо 8. Ємність сточно-циркуляційної цистерни: $V_{\text{сцц}} = 1,45 G_{\text{цм}} = 1,45 \times 15,6 = 22,62 \text{ м}^3$, де 1,45 – емпіричний коефіцієнт. Продуктивність маслаочисного сепаратора: $W_{\text{с}} = G_{\text{цм}}$

Інв. № подл.	Підп. і дата				Інв. № дубл.	Підп. і дата				Інв. №	Взам. інв. №				Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ Арк 26

Інв.№ подп.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата

					ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк
						27
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

					ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк
						27
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		



					ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк
						27
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

- | | | | | | | |
|----|-----|----------|-------|------|---------------------------|-----|
| | | | | | ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ | Арк |
| | | | | | | 27 |
| Зм | Арк | № докум. | Підп. | Дата | | |

5 - перепускна труба; 6 - ручний поршневий насос; 7 і 8 - відсмоктуюча і нагнітаюча секції резервного масляного насоса; 9 - всмоктуючий патрубков в масляній цистерні; 10 - масло охолоджувач; 11 - масляний фільтр, 12 - труба, від масло охолоджувача до фільтру; 13 - труба від масло охолоджувача до двигуна; 14 - напірна труба до фільтру; 15 - всмоктувальна труба від цистерни до насосу; 16 - напірна труба відсмоктуючої секції масляного насоса; 17 і 18 нагнітаюча та відсмоктуюча секції навісного масляного насосу.

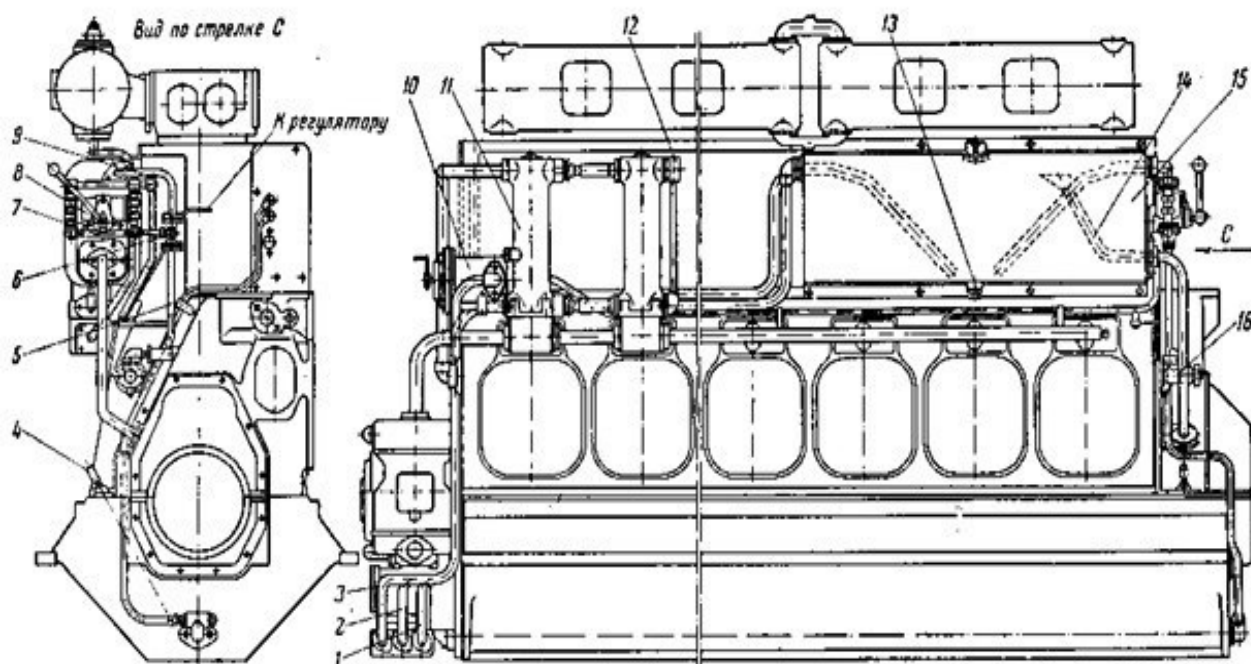


Рисунок 2.3 – Розміщення трубопроводів системи мащення двигуна типу NV48: 1 - нагнітаючий трубопровід першої секції насоса; 2 - приймальний трубопровід другої секції насоса; 3 - нагнітаючий трубопровід другої секції насоса; 4 - масло вимірювальний пристрій; 5, 7, 9 - приймальні труби; 6 - трьохходовий кран; 8 - ручний насос; 10 - фільтр; 11 - масло охолоджувач; 12 - перепускний клапан; 13 - спускна пробка для зливу відстою; 14 - переливочна труба; 15 - цистерна циркуляційного масла; 16 - редукційний клапан.

Основні технічні характеристики системи мащення:

- тиск масла в системі до фільтра 0,34 МПа;

Інв. № подл.	Підп. і дата		Інв. № дубл.		Підп. і дата	
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	
					Арк	
					28	

Рисунок 2.3 – Розміщення трубопроводів системи мащення двигуна типу NVD48: 1 - нагнітаючий трубопровід першої секції насоса; 2 - приймальний трубопровід другої секції насоса; 3 - нагнітаючий трубопровід другої секції насоса; 4 - масло вимірювальний пристрій; 5, 7, 9 - приймальні труби; 6 - трьохходовий кран; 8 - ручний насос; 10 - фільтр; 11 - масло охолоджувач; 12 - перепускний клапан; 13 - спускна пробка для зливу відстою; 14 - переливочна труба; 15 - цистерна циркуляційного масла; 16 - редукційний клапан.

Основні технічні характеристики системи мащення:

- тиск масла в системі до фільтра 0,34 МПа;

масла для змащення циліндрів і компресора здійснюється лубрикатором, що приводиться в рух від розподільного вала. Кількість масла, що подається лубрикатором, контролюється через оглядове віконце і регулюється за допомогою спеціального болта. При обертанні болта у напрямку до «мінус» подача зменшується, а до «плюс» — збільшується. Лубрикатор також має ручну рукоятку для змащення циліндрів перед запуском. Для контролю рівня масла в картері в фундаментній рамі є футшток.

Двосекційний шестеренчастий насос циркуляційної системи змащення двигуна NVD48 показаний на рисунку 2.4. Обидві секції розміщені в одному чавунному корпусі.

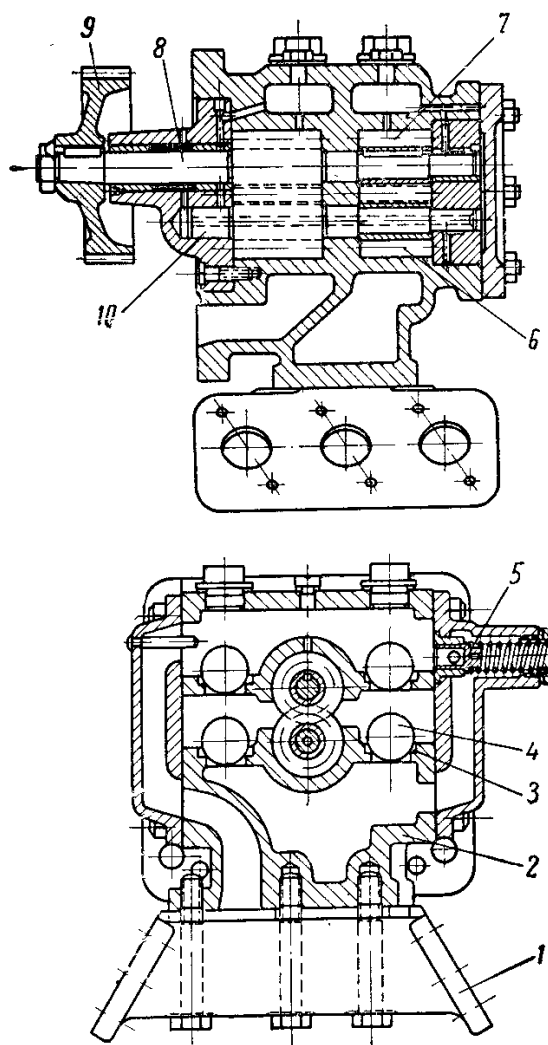


Рисунок 2.4 – Масляний насос системи мащення двигуна типу NVD48:

1 - раструб; 2 - корпус; 3 - опорне кільце; 4 - безповоротний кульковий клапан; 5 - запобіжний клапан; 6 - ведена шестерня другої секції; 7 - ведуча

Інв. № подл.	Підп. і дата				Арк	
	Взам. інв. №					
	Інв. № дубл.					
	Підп. і дата					
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	30

Рисунок 2.4 – Масляний насос системи мащення двигуна типу NVD48:

1 - раструб; 2 - корпус; 3 - опорне кільце; 4 - безповоротний кульковий клапан; 5 - запобіжний клапан; 6 - ведена шестерня другої секції; 7 - ведуча

шестерня другої секції; 8 - приводний вал; 9 - приводна шестерня; 10 - вал ведених шестерень.

Перша секція відповідає за відкачування масла, а друга — за його нагнітання. Насос приводиться в рух від шестерні, яка з'єднана з шестернею на колінчастому валу. Приводна шестерня закріплена на конусі приводного вала за допомогою гайки. З приводним валом заодно викувана ведуча шестерня першої секції, а ведуча шестерня другої секції насаджена на вал на шпонці. Ведена шестерня першої секції також виготовлена разом із валом, тоді як ведена шестерня другої секції вільно насаджена на вал. Вал шестерень обертається в бронзових втулках, які пресуються в кінцеві підшипники насоса. Корпус кріпиться до двигуна за допомогою фланця, а його торець закривається кришкою. Приймальна та нагнітальна порожнини обладнані кульковими клапанами з одним напрямом руху, що забезпечують правильну подачу масла при обертанні вала двигуна в будь-якому напрямку. З обох боків корпус оснащений знімними кришками, що дають можливість доступу до клапанів. Для захисту насоса та фільтра від перевантаження в разі підвищення тиску в масляній системі понад норму, нагнітальна порожнина другої секції має запобіжний клапан, який перенаправляє масло в приймальну порожнину насоса.

Масляний фільтр для двигунів типу NVD48 показаний на рисунку 2.5. Він складається з двох секцій, оснащених перемикаючим клапаном, що дає можливість встановлення або зняття однієї з вставок під час роботи двигуна. У корпусі кожної секції встановлена сітчаста вставка. На кришці фільтра розташований вентиляційний клапан. Корпус фільтра обладнаний спускною пробкою. Фільтр та перемикаючий клапан 5 з кронштейном кріпляться до маслорадіатора. Внутрішній простір зібраного масляного фільтра перевіряється на герметичність при тиску 4,2 кг/см².

Маслорадіатор двигуна типу NVD48 пластинчастого типу представлений на рисунку 2.6. Маслорадіатор цього типу має чотири радіатора. Кожен

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ					Арк
										31
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

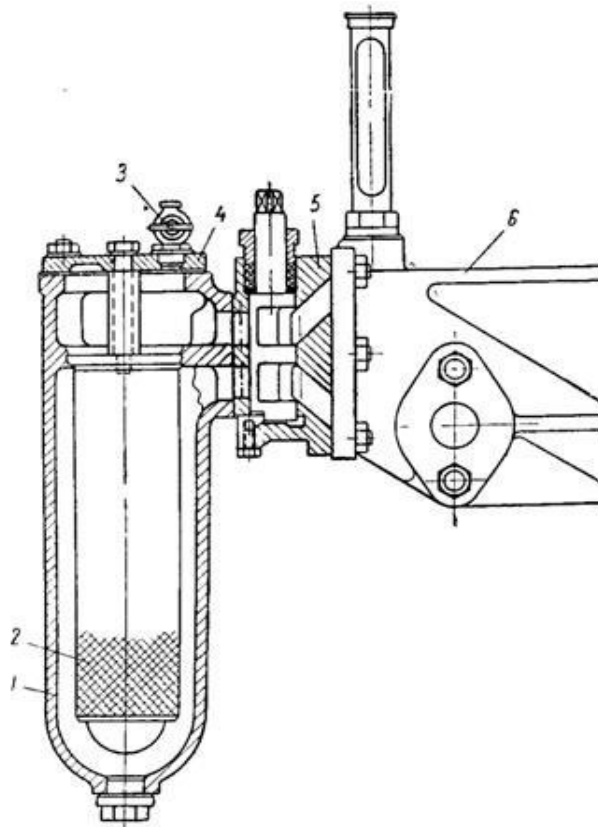


Рисунок 2.5 – Масляний фільтр двигуна типу NVD48:

1 - корпус; 2 - сітчаста вставка; 3 - вентиляційний кран; 4 - кришка фільтра; 5 - перемикаючий кран; 6 - кронштейн.

радіатор складається з корпусу та комплекту пластин (90 шт.), кожна з яких має шість отворів для проходу масла. Пластини радіатора зібрані так, що отвори в кожній пластині зсунуті відносно отворів сусідньої. Це сприяє утворенню вихрових потоків масла, що покращує теплообмін. Загальна площа охолоджувальної поверхні кожного радіатора дорівнює 1,35 м². Обхідний трубопровід 4 з кульковим клапаном, що має пружину, виконує роль перепуску масла, коли його тиск підвищений через збільшену в'язкість (наприклад, при запуску холодного двигуна або роботі за низьких температур). Над обхідним трубопроводом розташований вентиляційний клапан, призначений для випуску повітря під час заповнення масла в охолоджувач.

Маслоохолоджувач встановлюється на двигун, приєднуючись до отворів водяних сорочок блоку циліндрів. Охолоджувальна вода, подаючись насосом

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ				
Арк				
32				

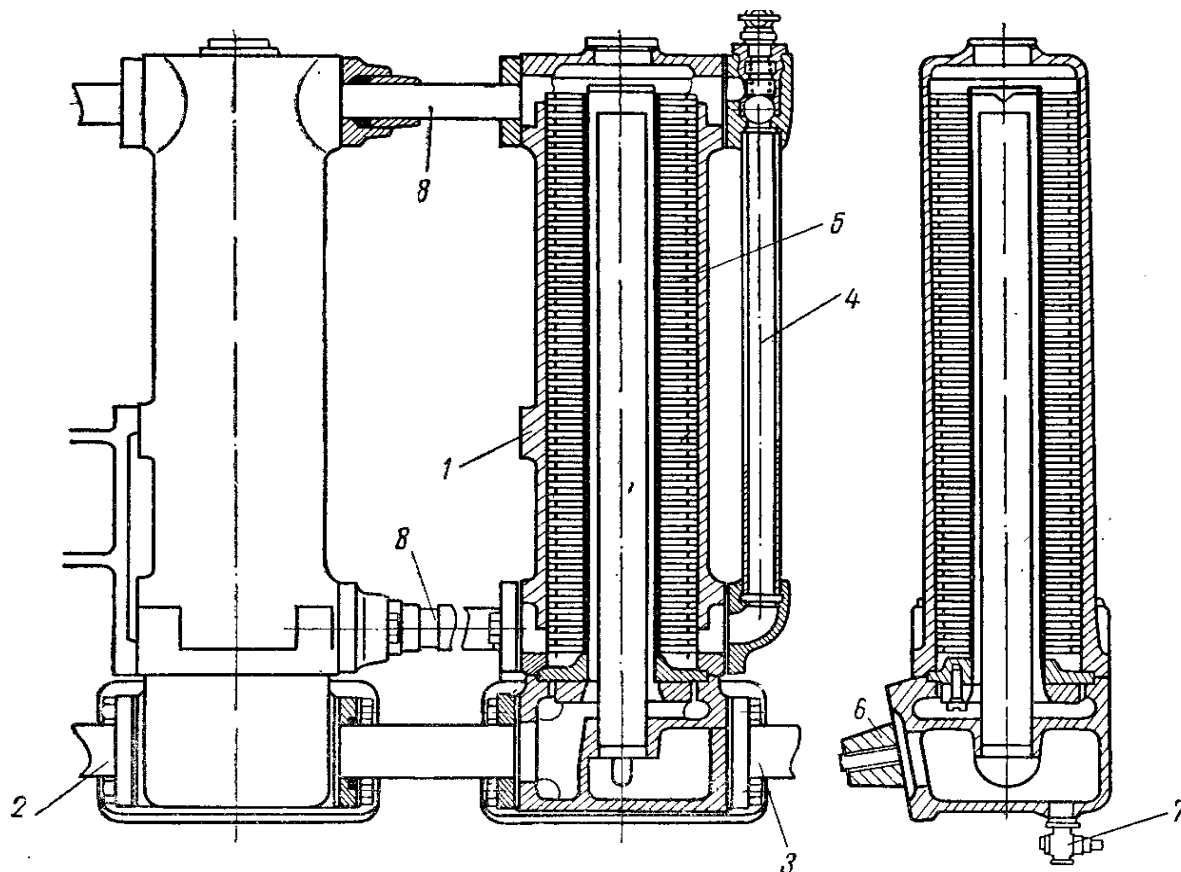


Рисунок 2.6 – Масло охолоджувач двигуна типу NVD48:

1 - корпус радіатора; 2 - підводяча водяна труба; 3 - відводяча водяна труба; 4 - обхідний трубопровід; 5 - набір пластин; 6 - протектор; 7 - спускний кран; 8 - перепускний масляний трубопровід.

через трубу 2, проходить через нижню частину охолоджувача, його внутрішні порожнини і потім потрапляє до водяних сорочок в блоці циліндрів. Нижня частина охолоджувача має цинковий захисний елемент. У нижній частині кожного радіатора є спускний вентиль. За нормальних умов експлуатації маслоохолоджувачі забезпечують ефективне охолодження масла при температурі охолоджувальної води на вході до $+25^{\circ}\text{C}$. Перепускний клапан необхідно перевіряти на спрацьовування при тиску $0,21\text{ МПа}$. Після зборки та розбирання маслоохолоджувач має бути перевірений на герметичність протягом п'яти хвилин: масляна порожнина — під тиском $4,1\text{ МПа}$, водяна порожнина — під тиском $5,9\text{ МПа}$.

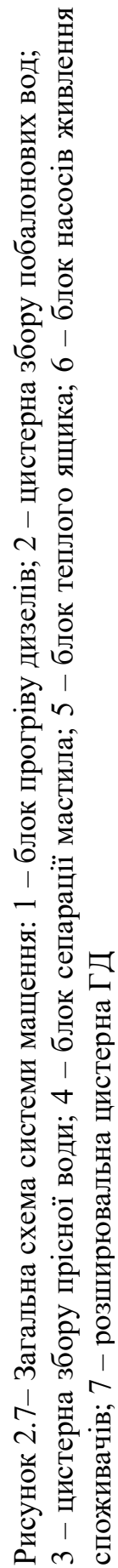
Загальна схема системи мащення СЕУ показана на рис. 2.7.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ

Арк

33



2.3 Загальна характеристика кожухотрубного теплообмінного апарату

До теплообмінних апаратів висуваються загальні вимоги, що характерні для всіх суднових пристроїв: висока надійність протягом визначеного терміну експлуатації, простота обслуговування й ремонту, оптимальні масогабаритні параметри та вартість. Конструкція теплообмінників (ТО) визначається їх призначенням, робочими параметрами середовищ і тепловим навантаженням. На судах, збудованих у 20 столітті, основну частину ТО складають кожухотрубні конструкції з трубами різної форми — круглими прямими, Т-подібними та зміюподібними. Якщо різниця температур робочих середовищ Δt значна, застосовують ТО з прямими трубами та одинарними або подвійними трубними дошками, які розташовані в циліндричному корпусі — кожусі (див. рис. 2.8).



Рисунок 2.8- Схема роботи кожухотрубного теплообмінного апарату

Теплообмінник — це пристрій, призначений для передачі тепла від одного середовища до іншого. У цій ролі виступає описана конструкція. Принцип дії кожухотрубного теплообмінника заснований на тому, що холодне і гаряче середовища рухаються в окремих кожухах, де і відбувається теплообмін між ними.

Кожух представляє собою трубу, виготовлену зі зварених сталевих листів. Основні відмінності між кожухами пов'язані з поєднанням трубної дошки та кришок. Товщина стінок кожуха залежить від діаметра та тиску робочого середовища, але має бути не менше 4 мм. На зовнішній частині кожуха закріплюються опори агрегату. Пучок труб фіксується всередині кожуха трубними дошками (решітками) шляхом розвальцювання. Конструкція кожухотрубних теплообмінників буває жорсткою, напівжорсткою та гнучкою, а також горизонтальною, вертикальною або похилою.

У кожухотрубних теплообмінниках площа перетину міжтрубного простору перевищує перетин всередині труб у 2-3 рази. Через це, при однаковій витраті теплоносіїв з ідентичним фазовим станом, коефіцієнт тепловіддачі в міжтрубному просторі менший, що знижує загальний коефіцієнт теплопередачі апарата. Встановлення перегородок у міжтрубному просторі підвищує швидкість теплоносія та ефективність теплообміну.

Трубні дошки (решітки) служать для фіксації пучка труб через розвальцювання, розбортування, зварювання, запаювання або сальникові кріплення. Трубні дошки приварюють до кожуха і з'єднують болтами з фланцем кришки або тільки з фланцем вільної камери; для їх виготовлення зазвичай використовують сталевий лист товщиною не менше 20 мм.

Види і типи кожухотрубних теплообмінників

Теплообмінники — це складні пристрої з багатьма різновидами. Кожухотрубні теплообмінники належать до рекуперативного типу. Їх класифікують за напрямом руху теплоносія: перехресні, протиточні та прямоточні.

Кожухотрубні теплообмінники отримали таку назву тому, що тонкі трубки, по яких рухається теплоносій, знаходяться в середині основного кожуха. Від того, яка кількість трубок знаходиться в середині кожуха, залежить те, з якою швидкістю буде рухатися речовина. Від швидкості руху речовини залежатиме, в свою чергу, коефіцієнт теплопередачі.

Для виробництва кожухотрубних теплообмінників використовуються леговані та високоміцні сталі. Ці види сталі застосовують, оскільки теплообмінники найчастіше працюють в умовах агресивного середовища, що спричиняє корозію.

Теплообмінники поділяються на різні типи. Зокрема, існують такі варіанти конструкцій:

- з температурним кожуховим компенсатором;
- з нерухомими трубками;
- з U-подібними трубками;
- з плаваючою головкою.

Переваги кожухотрубних теплообмінників

Кожухотрубні теплообмінники сьогодні користуються значною популярністю серед споживачів, і їхній вибір виправданий, адже вони мають низку переваг. Основною перевагою є висока стійкість до гідроударів, що рідко притаманно іншим типам теплообмінників.

Ще однією перевагою є те, що ці агрегати здатні працювати в неочищених середовищах. Це важливо, адже деякі види теплообмінників, як-от пластинчасті, нестабільні в агресивних середовищах і функціонують лише в чистих умовах.

Третя перевага кожухотрубних теплообмінників – висока ефективність, яку можна порівняти з пластинчастими теплообмінниками, які вважаються одними з найефективніших.

Отже, можна стверджувати, що кожухотрубні теплообмінники – це одні з найнадійніших, довговічних і високоефективних агрегатів.

Недоліки кожухотрубних теплообмінників

Попри всі переваги, кожухотрубні теплообмінники мають і певні недоліки, які варто враховувати. Основним недоліком є значні габарити, що іноді ускладнює їх використання.

Другий недолік – висока металоємність, що спричиняє зростання ціни кожухотрубних теплообмінників.

Поради та рекомендації

Теплообмінники, зокрема кожухотрубні, є досить чутливими пристроями. Їм періодично потрібен ремонт, який може вплинути на рівень теплообміну. Найбільш вразливі елементи – трубки, оскільки вони часто стають джерелом проблем. Тому при ремонті слід враховувати можливе зменшення ефективності теплообміну. Досвідчені споживачі зазвичай купують теплообмінники із запасом потужності.

Також варто зазначити, що іноді виникають труднощі з регулюванням теплообмінників за конденсатом, оскільки при зміні умов експлуатації площа теплообміну змінюється нелінійно.

Самостійне виготовлення кожухотрубного теплообмінника є складним і, в більшості випадків, неможливим через необхідність суворого дотримання технологічних етапів.

Конкретні завдання з нагрівання або охолодження продукту можна вирішити різними теплообмінниками. Конструкцію теплообмінника слід вибирати, орієнтуючись на ключові вимоги.

Найважливіша вимога – відповідність пристрою технологічному процесу, що досягається забезпеченням таких умов:

- підтримка температури;
- можливість регулювання температурного режиму;
- мінімально необхідна тривалість перебування продукту в апараті;
- вибір матеріалу відповідно до хімічних властивостей продукту;
- відповідність робочих тисків.

Друга вимога – висока продуктивність та економічність теплообмінника, що пов'язані зі збільшенням інтенсивності теплообміну за збереження оптимальних гідравлічних опорів. Ці вимоги забезпечуються при:

- достатніх швидкостях робочих середовищ для турбулентного режиму;
- оптимальних умовах для відведення конденсату і газів, що не конденсуються;

- наявності належних термічних опорів по обидва боки стінки теплообміну;
- легкому очищенні поверхні.

Серед важливих вимог також компактність, мала вага, простота конструкції, зручність монтажу та ремонту. Значення мають конфігурація поверхні нагрівання, спосіб кріплення трубок, розміщення перегородок та ущільнень, наявність камер, днищ, а також розміри апарата.

Додаткові вимоги включають компенсацію температурних деформацій, міцність, зручність огляду і чищення, надійність з'єднань, а також простоту підключення до трубопроводів.

Ці вимоги є основними при виборі та конструюванні теплообмінників. Для досягнення раціональності рекомендується застосовувати багатоходові трубчасті теплообмінники для роботи з великими потоками та мінімальним числом проходів у міжтрубному просторі. Для менших обсягів рідин або газів доречні апарати без рухомих трубних ґрат.

Ребристі апарати використовуються при різниці в умовах тепловіддачі по обидва боки стінки, особливо в газорідинних теплообмінниках, де значення мають компактність, мала маса, конструктивна простота та низька собівартість.

2.4 Вибір напрямку удосконалення конструкції системи мащення головного двигуна 6 NVD 48 A-2U

Після аналізу конструкції системи змащування було запропоновано замінити кожухотрубний теплообмінник на пластинчастий (таблиця 2.1), які за технічними характеристиками подібні. На основі отриманих даних було вирішено замінити кожухотрубний теплообмінник DongHwa (рис. 2.9) на пластинчастий DANFOS.

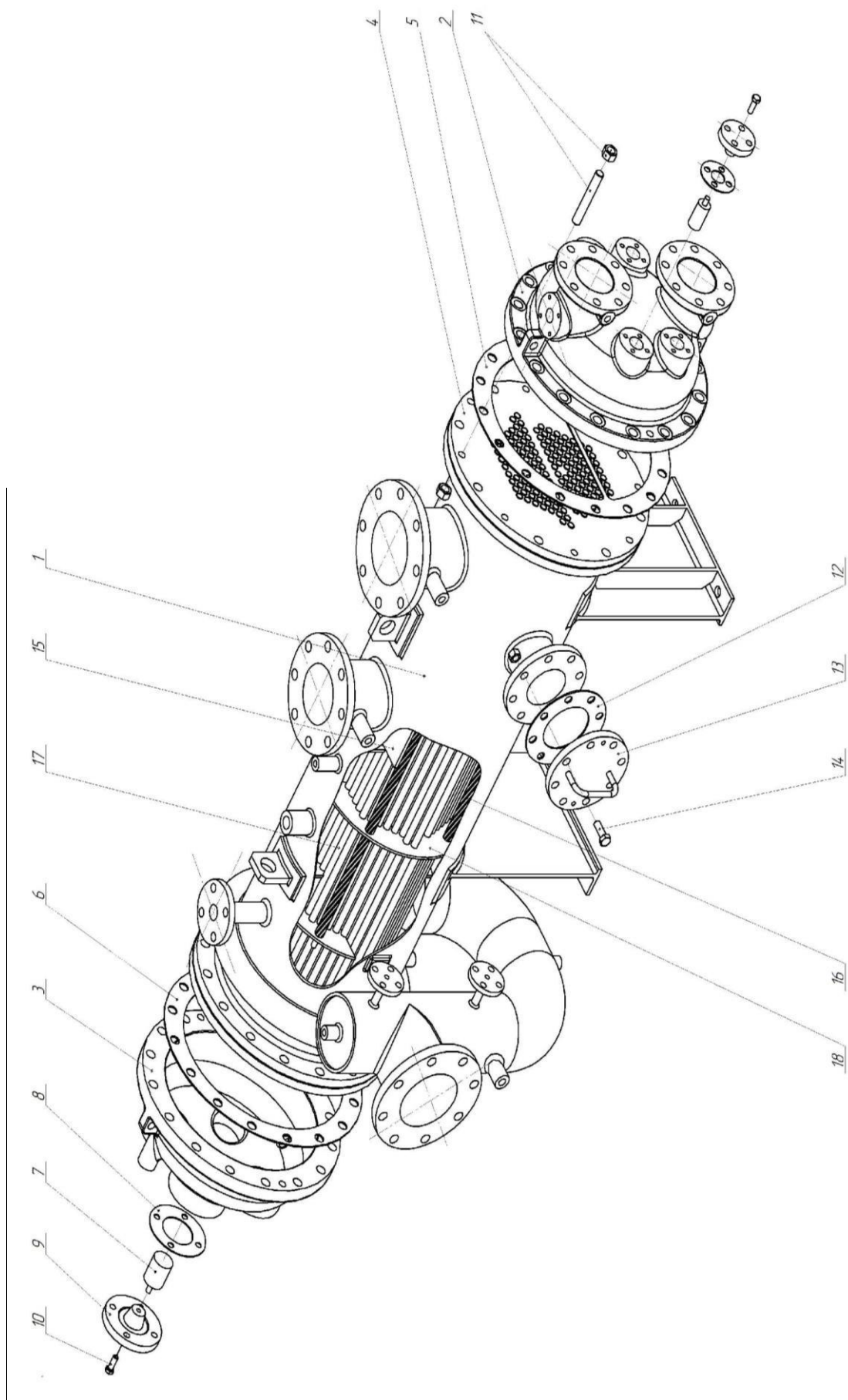


Рисунок 2.9 - Кожухотрубний теплообмінник системи мащення суднового двигуна

					ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

Таблиця 2.1 - Порівняльні технічні характеристики однакових за потужністю кожухотрубних (КТО) і пластинчастих (ПТО) теплообмінників

Характеристика	КТО	ПТО
1	2	3
Різниця (можлива) температур “гарячої” і охолоджувальної води	Не менш 5-10 °С	1-2
З'єднання при складанні	Зварювання, вальцювання	Роз'ємні
Доступність для внутрішнього огляду і чищення	Нерозбірний, важкодоступний, проста заміна частин неможлива	Розбірний. Легко доступний огляд, та обслуговування .
Матеріал	Латунь або мідь	Нержавіюча сталь або титан
Ущільнення	Нерозбірний. Проста заміна неможлива	Ущільнення можна міняти на нові. Жорстко зафіксовані в каналах пластини. Відсутність підтікання води після механічного чищення і складання
Виявлення піддікань	Неможливо виявити без розбирання	Негайно після виникнення, без розбирання
Чутливість до вібрації	Чутливий	Не чутливий
Вага в зборі (умовно)	10 - 15	1

Продовження табл. 2.3

1	2	3
Ресурс роботи до капремонту	5 - 10 років	15-20 років
Габарити (умовно)	5-6	1
Вартість (умовно)	0,75 - 1,0, в залежності від призначення	1
Зміна теплової потужності (у разі необхідності)	Ні	Так, за допомогою додавання додаткових пластин
Схильність до корозії при температурі понад 60 ° С	Так	Ні
Спеціальний фундамент	Так	Ні

Висновок. Проведений аналіз конструктивних особливостей системи змащування вказує на необхідність модернізації теплообмінного апарату відповідно до умов експлуатації судна. Аналіз показав, що для забезпечення оптимальної роботи та умов змащування головного двигуна доцільно встановити пластинчастий теплообмінник замість наявного кожухотрубного.

РОЗДІЛ 3

ОБГРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ МОДЕРНІЗАЦІЇ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМИ МАЩЕННЯ СУДНОВОГО ДВИГУНА

З метою обґрунтування припущень у даному дипломному проєкті, виконаємо розрахунок площі теплообміну теплообмінного апарату для запропонованого рішення щодо умов експлуатації судна. Аналіз, наведений вище, показав, що для забезпечення оптимальної роботоздатності і умов мащення головного двигуна і саме тому, вважаємо за необхідне, передбачити можливість встановлення пластинчастого теплообмінника замість штатного кожухотрубного.

3.1 Аналіз конструкції і основні характеристики теплообмінного апарату з метою обґрунтування заміни теплообмінника

Конструктивно агрегат докорінно відрізняється від свого кожухотрубного попередника.

Площа поверхні обміну теплової енергії в останнього нарощувалася за рахунок збільшення довжини змійовика, звідси і великі габарити апарату.

У новому теплообміннику це досягається шляхом збільшення кількості пластин однакової площі (рис. 3.1).

Маючи таку ж потужність, він за розмірами втричі менше кожухотрубного, при цьому здатний забезпечити великий витрата нагрівається середовища, наприклад, води для потреб ГВП.

Звідси і виникло друге назва агрегату – швидкісний. Нижче на схемі показано пристрій пластинчастого теплообмінника.

На схемі зображений пластинчастий теплообмінник найпростішого типу з патрубками, розташованими по різні боки агрегату. Між двома плитами,

					ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

закріпленими на двох направляючих, затиснута певна кількість пластин із гумовими ущільненнями між ними (рис. 3.2).

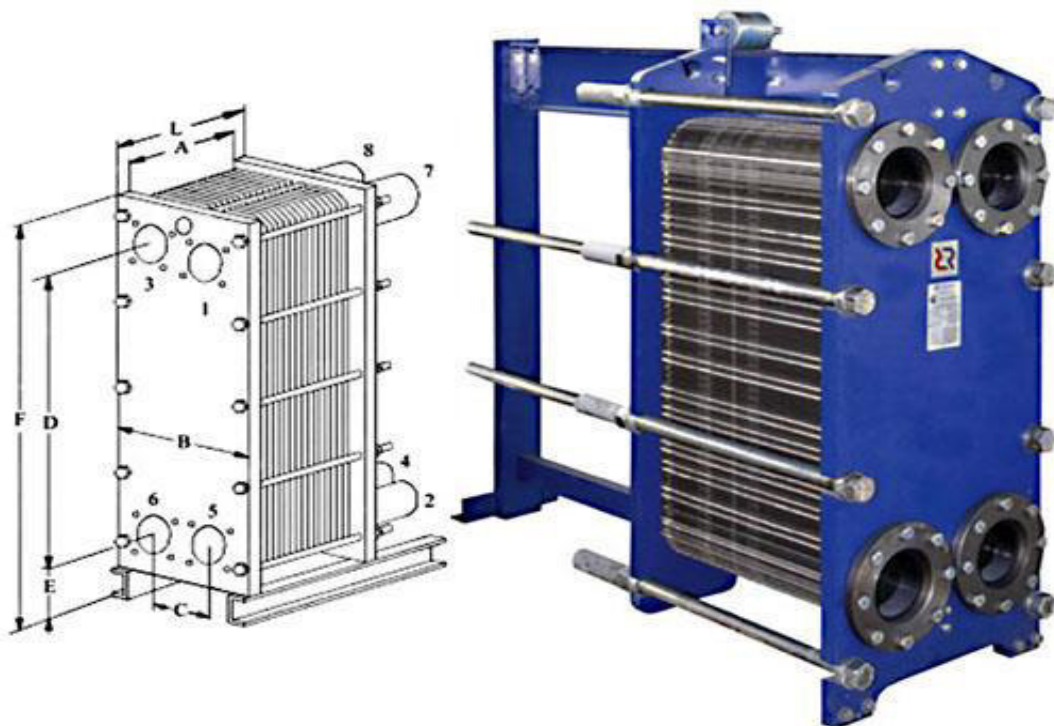


Рисунок 3.1 – Загальний вигляд пластинчастого теплообмінника

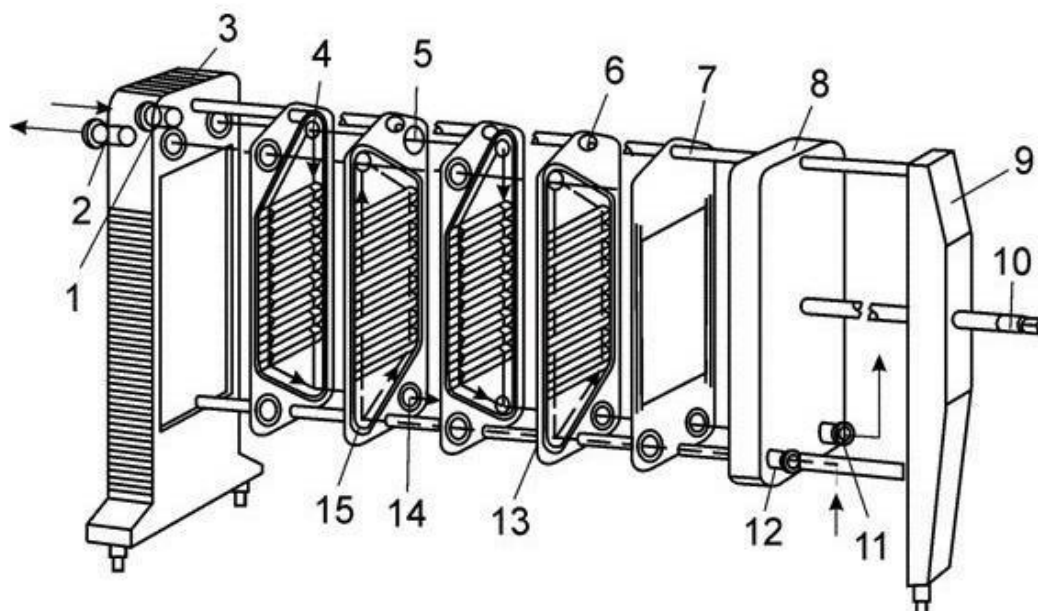


Рисунок 3.2 – Складові пластинчастого теплообмінника:

1, 11 – подаючий і зворотний патрубки для підключення гріючої середовища (теплоносія); 2, 12 – вхідний і вихідний патрубки нагрівається середовища; 3 - передня нерухома плита; 4, 14 – отвори для потоку

теплоносія; 5 – мала ущільнювальна прокладка у вигляді кільця; 6 – робоча теплообмінна пластина; 7 – верхня напрямна; 8 – задня рухома плита; 9 – задня опора; 10 – шпилька; 13 – велика прокладка по контуру пластини; 15 – нижня напрямна.

Для збільшення площі теплообміну на кожній пластині створено рельєфне гофрування, як показано на рис. 3.3. Патрубки можуть також розташовуватися з одного боку на передній плиті, що не змінює принцип роботи теплообмінника. Він полягає в тому, що простір між кожною наступною парою пластин по чергово заповнюється теплоносієм або нагрітою речовиною. Послідовність заповнення контролюється формою прокладок, які в одних секціях відкривають шлях теплоносія, а в інших — поглиначу тепла.

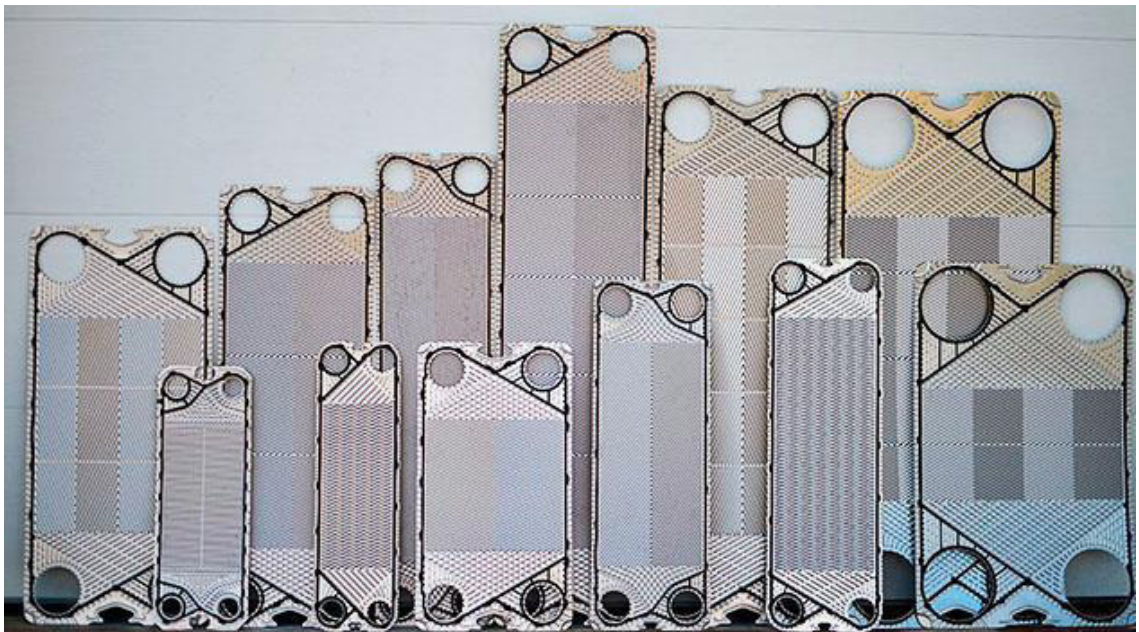


Рисунок 3.3 – Пластини теплообмінника

Під час функціонування у всіх секціях, крім першої та останньої, відбувається інтенсивний теплообмін через пластини з обох сторін одночасно. Обидва потоки рухаються в секціях назустріч один одному: гаряча середа надходить зверху і виходить через нижній патрубок, а охолоджувана — у

зворотному напрямку. Це принцип роботи пластинчастого теплообмінника, представлений на функціональній схемі.

Для систем гарячого водопостачання теплоносієм, який протікає через пластинчастий теплообмінник, може служити вода з температурою 95 або 115 °С або пар, нагрітий до 180 °С. Це залежить від типу котельного обладнання. Розмір і кількість пластин обираються так, щоб на виході отримати воду з температурою не більше 70 °С.

При малому перепаді температур між середовищами потрібен багатоходовий теплообмінник. Підключення до мережі здійснюється як до рухомої, так і до нерухомої плити (рис. 3.4).

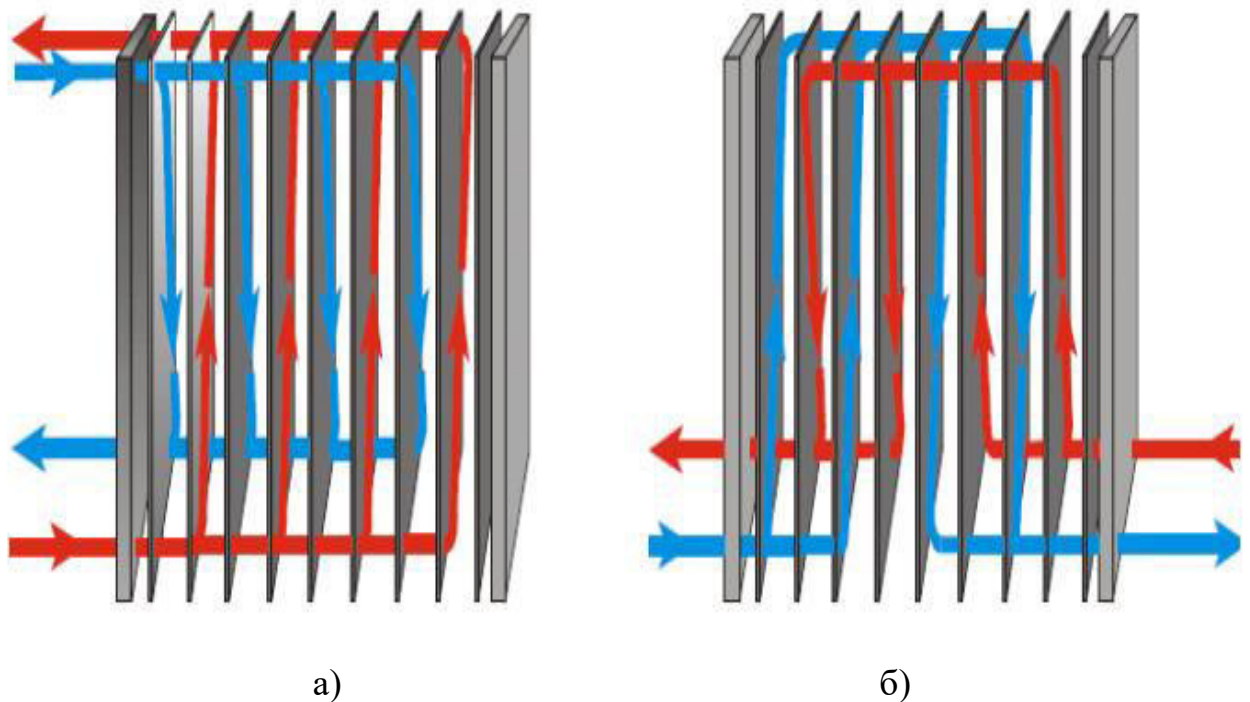


Рисунок 3.4 - Схема роботи одноходового (а) і двоходового (б) пластинчастого теплообмінника

Технічні характеристики. Пластини і прокладки можуть виготовлятися з різних матеріалів залежно від призначення теплообмінника, адже їхня сфера застосування широка. У системах опалення та гарячого водопостачання вони виступають як теплосилове обладнання.

Для цього застосування пластини виробляють із нержавіючої сталі, а прокладки — з гуми EPDM або NBR. У першому випадку теплообмінник працює з водою до 110 °С, у другому — до 170 °С.

Ці теплообмінники застосовуються також у технологічних процесах з агресивними середовищами, як-от кислоти, луги, мастила тощо. Для таких умов пластини виготовляють із титану, нікелю або спеціальних сплавів, а прокладки — з фторкаучуку, азбесту чи інших стійких матеріалів.

Розрахунок і вибір теплообмінника виконується за допомогою спеціального програмного забезпечення з урахуванням таких параметрів:

- необхідна температура підігріву рідини;
- початкова температура теплоносія;
- потрібна витрата підігріваючого середовища;
- витрата теплоносія.

Переваги пластинчастих теплообмінників полягають не тільки в компактних розмірах і здатності забезпечувати високу пропускну здатність. Важливо й те, що діапазон доступних площ теплообміну і витрат для цих пристроїв надзвичайно широкий. Найменші моделі мають поверхню менш як 1 м² і забезпечують протікання до 0,2 м³ рідини за годину, а найбільші – до 200 м² з витратою понад 360 м³/год.

3.2 Обґрунтування і переваги встановлення пластинчастого теплообмінника перед кожухотрубним

1 Коефіцієнт теплопередачі пластинчастих теплообмінників перевищує показники кожухотрубних у 3–4 рази, що зумовлено спеціальною гофрованою структурою пластин, яка інтенсифікує турбулентність потоків теплоносія.

2 Площа теплопередаючої поверхні пластинчастих теплообмінників в 3–4 рази менша порівняно з кожухотрубними. Це зумовлює їх компактність і низьку металоємність, що дозволяє встановлювати їх навіть в обмежених умовах.

					ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

3 Висока ремонтпридатність: Пластинчасті теплообмінники легко розбираються і швидко очищуються, при цьому немає необхідності в демонтажі трубопроводів. Крім того, пластини і прокладки можна замінювати без значних зусиль, а поверхню теплообміну — збільшувати при потребі.

4 Нагрівальні пластини зазвичай мають площу до 2 м², що спрощує точний підбір теплообмінної поверхні, забезпечуючи ефективність без зайвого запасу.

5 Пакет пластин має наскрізну видимість, що дозволяє здійснювати механічне очищення поверхні теплообміну.

6 Термін служби ущільнень може досягати 10 років, а пластин — 15-20 років. Вартість заміни ущільнень становить 15-25% вартості теплообмінника, що значно економічніше, ніж аналогічний ремонт в кожухотрубних моделях, де витрати на заміну можуть складати 80-90%.

7 Витрати на монтаж пластинчастих теплообмінників складають лише 2-4% від загальної вартості, що значно нижче в порівнянні з кожухотрубними аналогами.

8 Гнучкість конструкції: за необхідності площу теплообміну можна збільшити або зменшити, додавши або видаливши пластини.

9 Стійкість до вібрацій: пластинчасті теплообмінники мають високу стійкість до вібрацій у двох площинах, що запобігає пошкодженню, яке може виникати в кожухотрубних системах, особливо важливо при експлуатації у машинних відділеннях.

10 Спеціальна форма пластин сприяє турбулентному руху в каналах, що знижує накопичення забруднень і забезпечує самоочищення каналів.

11 Матеріалом для пластинчастих теплообмінників зазвичай є нержавіюча сталь або титан.

12 Мала ймовірність перетоків між середовищами забезпечується високою корозійною стійкістю компонентів, оскільки нержавіюча сталь забезпечує довговічність і надійність пристрою.

					ПІНІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

13 Очищення теплообмінника може здійснюватися як механічним способом (за допомогою води або пари високого тиску), так і хімічним (циркуляція миючого розчину).

3.3 Розрахунок дизеля 6NVD48 A2U

Тепловий розрахунок головного двигуна проводимо з метою розрахунку робочих параметрів двигуна після проведення удосконалення. Це надасть можливості виявити вплив показників робочого процесу на основні параметри роботи суднового дизеля.

Вихідні дані для теплового розрахунку

Для розрахунку робочого процесу визначимо основні геометричні параметри дизеля які наведено у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Основні геометричні параметри двигуна

Параметр	Значення
Діаметр циліндра двигуна, мм	320
Хід поршня, мм	480
Число циліндрів, шт.	6
Частота обертання, хв-1	335
Геометричний ступінь стиску	15
Ефективна потужність, кВт	738

Вибір і обґрунтування вихідних даних для теплового розрахунку робочого процесу

Склад та властивості горючої суміші й продуктів згорання.

Найчастіше для судових дизелів на флоті використовують сорти палива IFO-180 і IFO-380 (табл. 3.2). Вони відповідають вимогам стандарту ISO 3217:1987 і відповідають класам RME 25 і RMG 35.

Таблиця 3.2 – Основні характеристики палива що використовується

Параметр	Масова частка
Елементарний склад (по масі) палива:	
C – вуглець	0,87
H – водень	0,121
O – кисень	0,006
S – сірка	0,003
Середня молекулярна маса, кг/моль	220
Нижча теплота згоряння, кДж/кг (МДж)	42500 (42,5)

Теоретично необхідна кількість атмосферного повітря для повного згоряння 1 кг палива визначається за формулами:

$$L_0 = \frac{1}{0.208} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,121}{4} + \frac{0,003}{32} - \frac{0,006}{32} \right) = 0,482 \text{ кмоль / кг}$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H + S - O \right) = \frac{1}{0,230} \left(\frac{8}{3} 0,87 + 8 \times 0,121 + 0,003 - 0,006 \right) = 13,9 \text{ кг/кг.}$$

Коефіцієнт надлишку повітря (α). Для кращого згоряння палива, кількість повітря що поступає у камеру згоряння, значно перевищує стехіометричне відношення. Для сучасних дизелів з наддуванням та охолодженням повітря коефіцієнт надлишку повітря на номінальному режимі лежить у межах $\alpha = 2,25 \dots 4,0$, для розрахунків приймемо значення характерне для прототипу $\alpha = 2,38$.

Кількість свіжого заряду, (M_1), для дизеля визначається по формулі:

$$M_1 = \alpha L_0 = 2,38 \times 0,482 = 0,87 \text{ кмоль}$$

Кількість продуктів згорання (M_2),

Для повного згорання ($\alpha > 1$)

$$M_2 = \sum_{i=1}^n M$$

Кількість компонентів продуктів згорання, (кмоль) для дизелів розраховується по формулах:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} = \frac{0,87}{12} = 0,073;$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} = \frac{0,121}{2} = 0,055;$$

$$M_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)L_0 = 0,21(2,380 - 1)0,494 = 0,081;$$

$$M_{N_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0,79 \cdot 2,380 \cdot 0,494 = 0,687;$$

$$M_2 = \sum_{i=1}^n M = 0,073 + 0,055 + 0,000094 + 0,081 + 0,687 = 0,9 \text{ кмоль/кг.}$$

Процес впуску

Температура й тиск навколишнього середовища (T_0 , p_0). Тиск і температуру навколишнього середовища (атмосферного повітря) приймаємо відповідно $p_0 = 0,1$ МПа й $T_0 = 288$ К.

Температура й тиск на вході у двигун. Відповідно до прототипу, у двигуні, застосовується наддування й проміжне охолодження повітря. Приймемо величину наддування згідно із прототипом:

$$p_k = 1,4 \times p_0 = 2,800 \times 0,1 = 0,28 \text{ МПа}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

Прийmemo значення показника політропи характерне для більшості сучасних турбокомпресорів $n_k = 1,6$

Ступінь охолодження повітря в повітроохолоджувачі (σ_{ox}). Для водоповітряних охолоджувачів, $\sigma_{ox} = 0,7 \dots 0,90$, прийmemo $\sigma_{ox} = 0,7$

У двигуні з охолоджувачем після компресора температура у впускному ресивері:

$$T_k = T'_k - \sigma_{ox}(T'_k - T'_a) = 538,8 - 0,7(423,72 - 288,0) = 332,22 \text{ K},$$

де T'_a - середня температура охолоджувальної води у повітроохолоджувачі, (при використанні для охолодження заборотної води $T'_a = T_0 = 288 \text{ K}$);

T'_k - температура повітря перед охолоджувачем, що приймається рівній температурі на виході з компресора.

Тиск залишкових газів (p_r), МПа. Для двигунів з високим наддуванням приймають: $p_r = (0,75 \dots 0,98)p_k$. Враховуючи це приймаємо:

$$p_r = 0,950 \times p_k = 0,950 \times 0,28 = 0,12 \text{ МПа}$$

Температура залишкових газів (T_r) для дизелів – $700 \dots 900 \text{ K}$.

Прийmemo $T_r = 800,0 \text{ K}$

Ступінь підігріву (охолодження) заряду у впускному тракті (ЛТ).

Для дизелів з наддуванням $\Delta T = -5 \dots 10 \text{ K}$. Враховуючи особливості конструкції впускного тракту двигуна-прототипу, прийmemo значення $\Delta T = 10 \text{ K}$

Тиск наприкінці процесу впуску, (p_a) МПа. Наявність опорів у впускному тракті призводить до зниження тиску p_a , що подається в циліндри, заряду на величину Δp_a .

Для знаходження втрат тиску визначимо щільність заряду в циліндрі:

$$\rho_{\kappa} = \frac{p_{\kappa} \cdot 10^6}{R_{\epsilon} \cdot T_{\kappa}} = \frac{0,113 \cdot 10^6}{287 \cdot 292,4} = 1,35 \text{ кг/м}^3,$$

де $R_{\epsilon} = 287$ кДж/(кг х К) газова постійна повітря.

Коефіцієнт опору ($c = \beta^2 + \zeta_{\text{вп}}$) враховуючий падіння швидкості свіжого заряду після входу його в циліндр і гідравлічні опори впускної системи двигуна, змінюється в межах 2,5...4,0. β - коефіцієнт загасання швидкості руху заряду, $\zeta_{\text{вп}}$ - коефіцієнт опору впускної системи в найбільш вузькому її перетині. Основний вплив на величину c виявляє частота обертання колінчатого вала. При збільшенні n коефіцієнт збільшується. Для розрахунку, враховуючи особливості конструкції базового двигуна, прийmemo $c = 3,0$.

Середня швидкість повітря ($\omega_{\text{вп}}$) в прохідних перетинах впускних органів дизелів та лежить у межах $\omega_{\text{вп}} = 20 \dots 70$ м/с. Для розрахунку, враховуючи результати аналізу особливостей конструкції базового двигуна, прийmemo $\omega_{\text{вп}} = 50$ м/с

Втрати тиску за рахунок опору впускної системи можна визначити з рівняння Бернуллі. Приймавши нульову швидкість заряду на вході у впускну систему й зневажаючи зміною щільності заряду в процесі його руху, одержимо:

$$\Delta p_a = c \frac{\omega_{\text{вп}}^2}{2} \rho_{\kappa} \cdot 10^{-6} = 3,00 \frac{50,0^2}{2} 1,35 \cdot 10^{-6} = 0,0196 \text{ МПа}.$$

Тоді

$$p_a = p_{\kappa} - \Delta p_a = 0,361 - 0,0196 = 0,3409 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт залишкових газів ($\gamma_{\text{г}}$). Без урахування продувки й дозарядки циліндра коефіцієнт залишкових газів для суднових дизельних двигунів визначається за допомогою залежності:

					ПІНІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\gamma_r = \frac{(T_k + \Delta T) \cdot p_r}{T_r (\varepsilon_0 \cdot p_a - p_r)} = \frac{(313,1 + 6) \cdot 0,341}{774,0(14,00 \cdot 0,341 - 0,342)} = 0,01 \text{ МПа}.$$

Отриманий коефіцієнт залишкових газів характерний для базового двигуна: дизеля даного типу ($\gamma_r = 0,025 \dots 0,06$).

Температура наприкінці процесу впуску (T_a) залежить від температури повітря після компресора T_k , підігріву заряду ΔT , температури T_r і коефіцієнта залишкових газів γ .

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{313,1 + 6,0 + 0,031 \cdot 774,0}{1 + 0,031} = 347,74 \text{ К}.$$

Температура кінця впуску для дизелів з наддуванням $T_a = 320 \dots 450 \text{ К}$.

Коефіцієнт наповнення (η_v) є найважливішим показником якості процесів газообміну при впуску, визначається відношенням дійсної кількості свіжого заряду, що надійшов у циліндр, до тієї кількості заряду, що могло б поміститися в циліндрі при тиску й температурі середовища, з якої надходить заряд:

$$\eta_v = M_d / M_0,$$

де M_d – дійсне число молів свіжого заряду в циліндрі;

M_0 - число молів свіжого заряду, що могло б поміститися в циліндрі при p_k і T_k .

Без врахування продувки й дозарядки циліндра для суднових дизельних двигунів коефіцієнт наповнення дорівнює:

$$\eta_v = \frac{T_k}{(T_k + \Delta T)(\varepsilon_0 - 1)} \left(\frac{\varepsilon_0 p_a}{p_k} - \frac{p_r}{p_k} \right) =$$

					ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$= \frac{313,1}{(313,1 + 6)(14,00 - 1)} \left(\frac{14,00 \cdot 0,341}{0,361} - \frac{0,342}{0,361} \right) = 0,91.$$

Процес стискування

Показник політропи стиску (n_1). Розрахунок параметрів процесу стиску ведеться по умовному середньому за процес стиску показнику політропи n що змінюється в межах $n_1 = 1,32 \dots 1,40$.

При виборі величини n_1 необхідно враховувати наступне:

- зі збільшенням частоти обертання колінчатого валу n_1 збільшується;
- при підвищенні середньої температури процесу стиску n_1 зменшується;
- зі зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_1 збільшується;
- зі зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра n_1 збільшується;

Враховуючи результати аналізу конструкції прототипу приймаємо значення політропи, що характерне для дизелів з нерозділеними камерами згорання $n_1 = 1,32 \dots 1,42$ і приймаємо в розрахунку: $n_1 = 1,35$.

Тиск наприкінці процесу стиску (p_c):

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon_0^{n_1} = 0,3409 \cdot 15,00^{1,35} = 9,75 \text{ МПа.}$$

Для розглянутого у проекті класу сучасних СОД з високим наддуванням $p_c = 8 \dots 16$ МПа. Отримане значення відповідає даному діапазону.

Температура наприкінці процесу стиску, (T_c):

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon_0^{n_1 - 1} = 347,74 \cdot 15,00^{1,35 - 1} = 897,19 \text{ К.}$$

Для розглянутому в проекті класу дизелів, здатних працювати на важких паливах, $T_c = 650 \dots 1250$ К, отримане значення відповідає даному діапазону.

Середня мольна ізохорна теплоємність свіжого заряду (c'_v).

					ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для обчислення молярної теплоємності знайдемо відносну температуру заряду до кінця стиску:

$$t_c = T_c - 273,15 = 897,19 - 273,15 = 624,19.$$

Для спрощення розрахунків, середню молярну теплоємність горючої суміші приймають рівною теплоємності повітря. Для обчислення c'_v використовується емпірична залежність:

$$\begin{aligned} c'_v &= 20,088 + 3,7544 \cdot 10^{-3} t_c - 5,657 \cdot 10^{-7} t_c^2 = \\ &= 20,088 + 3,7544 \cdot 10^{-3} \cdot 556,8 - 5,657 \cdot 10^{-7} \cdot 556,8 = \\ &= 22,21 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}. \end{aligned}$$

Процес згоряння

Рівняння згоряння для дизелів має вигляд:

$$\frac{\xi_z \cdot H_u}{M_1 (1 + \gamma_r)} + (\mu \cdot c'_v + 8,314\lambda) t_c = \mu (c''_v + 8,314) t_z.$$

Для рішення цього рівняння задаємось або розрахуємо деякі параметри що характеризують процес згорання у дизелі.

Коефіцієнт молекулярної зміни свіжої суміші (μ):

$$\mu = \frac{M_2 + \gamma \cdot M_1}{M_1 + \gamma \cdot M_1} = \frac{0,9 + 0,01 \cdot 0,87}{0,87 + 0,01 \cdot 0,87} = 1,03.$$

Для дизелів $\mu = 1,03 \dots 1,06$. Отримане значення відповідає даному діапазону.

					ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
						56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт ефективного тепловикористання (ξ_z) являє собою параметр який урахує втрати теплоти в процесі згорання. Величина змінюється на номінальному режимі для дизелів у наступних межах $\xi_z = 0,7 \dots 0,95$. Для розрахунку прийmemo: $\xi_z = 0,900$.

Середня мольної теплоємності продуктів згорання c_v'' в діапазоні температур $t_g = 1000 \dots 2800$ °C можна приблизно оцінити за допомогою апроксимуючих рівнянь для продуктів згорання дизельного двигуна

$$c_v'' = 27,0211 + 0,02039t_z - 2,234\alpha,$$

Підставивши у рівняння згорання для дизелів відповідні значення параметрів, а замість c_v'' його рівняння отримаємо:

$$\begin{aligned} & \frac{0,91 \cdot 42500}{0,989(1 + 0,024)} + (1,027 \cdot 21,73 + 8,314 \cdot 1,4) \cdot 470,331 = \\ & = (1,027(27,0211 + 0,002039t_z - 2,234 \cdot 2) + 8,314)t_z. \end{aligned}$$

Рівняння згорання після підстановки вищенаведених величин перетворюється у квадратне, відносно t_z вигляду:

$$A \cdot t_z^2 + B \cdot t_z - C = 0.$$

$$0,002093t_z^2 + 31,68875t_z - 53983,64 = 0.$$

Вирішуючи квадратне рівняння, знаходимо температуру t_z в точці з:

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4A \cdot C}}{2A} =$$

$$\frac{-31,6888 + \sqrt{31,6888^2 + 4 \cdot 0,002093 \cdot 53983,64}}{2 \cdot 0,002093} = 2027,00 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Тому що $t_z = T_z - 273,15$,

$$T_z = 1463,274 + 273,150 = 2300 \text{ К}.$$

Максимальна температура згоряння для дизельних двигунів – $T_z = 1700 \dots 2300 \text{ К}$. Отримане значення відповідає даному діапазону.

Теоретичний тиск наприкінці згоряння в суднових дизельних ДВЗ (p_z).

Ступінь підвищення тиску (λ). Значення λ залежить головним чином від типу сумішоутворення й форми камери згоряння й змінюється в дизелях з безпосереднім упорскуванням й об'ємним сумішоутворенням – $1,8 \dots 2,5$.

Для розрахунку задамо ступінь підвищення тиску характерну для прототипу: $\lambda = 2$.

Тоді:

$$p_z = p_c \cdot \lambda = 9,75 \cdot 2 = 19,51 \text{ МПа}.$$

Ступінь попереднього розширення (ρ) у суднових дизельних двигунів з комбінованим підведенням теплоти:

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,03}{2} \cdot \frac{2300}{897,19} = 1,32.$$

Для дизелів $\rho = 1,2 \dots 1,7$. Отримане значення характерно для даного типу двигуна.

					ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Процес розширення

Показник політропи розширення (n_2). Розрахунок параметрів процесу розширення ведеться з умовно постійним (усередненим) показником n_2 . Для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,28$. Виходячи з вищесказаного прийmemo: $n_2 = 1,25$.

Тиск наприкінці розширення (p_b), МПа.

Для дизельного двигуна, щоб знайти тиск p_b спочатку необхідно визначити ступінь наступного розширення δ . Її знаходять із формули:

$$\delta = \frac{\varepsilon_0}{\rho} = \frac{15,00}{1,32} = 11,36.$$

Тоді

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{19,51}{11,36^{1,25}} = 0,93 \text{ МПа.}$$

Тиск наприкінці розширення для суднових дизелів $p_b = 1,1 \dots 1,4$ МПа

Температура наприкінці розширення (T_b), К для дизельного ДВЗ:

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2300}{11,36^{1,25-1}} = 1252,7 \text{ К.}$$

Для дизелів $T_b = 1100 \dots 1300$ К

Процес випуску

При розрахунку процесу випуску були орієнтовно прийняті значення тиску p_r і температури T_r газів наприкінці випуску. Точність вибору цих величин можна перевірити, обчисливши температуру залишкових газів за допомогою формули:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1252,7}{\sqrt[3]{\frac{0,93}{0,25}}} = 631,91 \text{ К.}$$

Вихначемо похибку прийнятого допущення:

$$\Delta = \frac{631,91 - 774,0}{(774/100)} = -0,35\%$$

Дана похибка може бути прийнята при попередньому розрахунку циклу двигуна.

Індикаторні показники циклу

Середній індикаторний тиск (p_i), МПа,

Для дизелів:

$$p'_i = \frac{P_c}{\varepsilon_0 - 1} \left[\frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_0^{n_1 - 1}} \right) + \lambda (\rho - 1) \right] =$$

$$\frac{9,75}{15,00 - 1} \left[\frac{2 \cdot 1,779}{1,180 - 1} \left(1 - \frac{1}{7,87^{1,25 - 1}} \right) - \frac{1}{1,35 - 1} \times \right. \\ \left. \times \left(1 - \frac{1}{15,00^{1,25 - 1}} \right) + 2(1,779 - 1) \right] = 2,58 \text{ МПа.}$$

З урахуванням прийнятого коефіцієнта ϕ дійсний середній індикаторний тиск циклу дорівнює:

$$p_i = \phi \cdot p'_i = 0,94 \cdot 2,58 = 2,42 \text{ МПа.}$$

Індикаторний ККД для суднових двигунів, що працюють на рідкому нафтовому паливі (η_i)

					ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot l_0 \cdot \alpha}{\rho_k \cdot H_u \cdot \eta_v} = \frac{2,42 \cdot 13,9 \cdot 2,38}{4,012 \cdot 42500 \cdot 0,91} = 0,54.$$

Для дизелів на номінальному режимі $\eta_i = 0,42 \dots 0,55$

Питома індикаторна витрата рідкого палива (g_i), г/(кВт·год.):

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} = \frac{3600}{42,50 \cdot 0,54} = 156,13,$$

де H_u підставляємо в МДж/кг.

Отримане значення відповідає даному діапазону.

Ефективні показники двигуна

Середній ефективний тиск робочого циклу (p_e) визначається як різниця середнього індикаторного тиску циклу p_i і середнього тиску механічних втрат p_m :

$$p_e = p_i - p_m.$$

Середній тиск механічних втрат представляє собою потужність, затрачувану на подолання тертя в КШМ, привод допоміжних механізмів, здійснення впуску й випуску, віднесену до одиниці робочого об'єму циліндра. Для визначення величини p_m використовується емпірична формула, що має загальний вид:

$$p_m = A_p + B_p \cdot V_{n.c.p.}, \text{ МПа,}$$

де $V_{n.c.p.}$ – середня швидкість поршня, м/с;

A_p, B_p – коефіцієнти.

					ПІНІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для середньообертових дизелів з нерозділеною камерою згоряння $A_p = 0,105$; $B_p = 0,0138$.

Знайдемо тиск механічних втрат:

$$p_m = 0,105 + 0,0138 \cdot 9,130 = 0,18 \text{ МПа.}$$

Визначимо середній ефективний тиск p_e :

$$p_e = p_i - p_m = 2,42 - 0,18 = 2,24 \text{ МПа.}$$

Механічний ККД (η_m). Механічний ККД двигуна визначається як відношення середнього ефективного тиску до середнього індикаторного:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{2,24}{2,42} = 0,93.$$

Ефективний ККД (η_e):

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,54 \cdot 0,93 = 0,5.$$

Питома витрата рідкого палива (g_e), г/(кВт·год.):

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{156,13}{0,93} = 168,59.$$

Уточнення вихідних параметрів дизеля за результатами розрахунку робочого процесу

Уточнюємо основні параметри і показники двигуна:

- літраж двигуна:

					ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_{лц} = \frac{\pi D^2 S}{4 \times 10^6} = \frac{3,142 \times 320,0^2 \times 480}{4 \times 10^6} = 38,6 \text{ л}$$

- повний об'єм двигуна:

$$V_{л} = V_{лц} i = 276,0 \times 6 = 231,62 \text{ л}$$

- ефективна потужність одного циліндра:

$$N_{e_{ц}} = \frac{p_e V_{л} n}{30 \tau} = \frac{2,24 \times 231,62 \times 335,0}{30 \times 4} = 241,7 \text{ кВт}$$

- повну потужність:

$$N_e = N_{e_{ц}} i = 241,7 \times 6 = 1450,35 \text{ кВт}$$

- обертовий момент:

$$M_e = \frac{3 \times 10^4 \times N_e}{\pi n} = \frac{3 \times 10^4 \times 1450,35}{3,142 \times 335} = 41342,81 \text{ Н} \times \text{м}$$

- годинна витрата палива:

$$G_T = N_e \times g_e \times 10^{-3} = 244,51 \text{ кг / год}$$

- середня швидкість поршня, м/с:

$$V_{п.ср.} = \frac{Sn}{30000} = \frac{480 \times 335}{30000} = 5,36 \text{ м / с}$$

Перевіримо похибку прийнятого раніше допущення середньої швидкості поршня:

					ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta = \frac{5,36 - 9,5}{(9,5/100)} = -0,43\%$$

Дана похибка цілком припустима для попередніх розрахунків.

Побудова індикаторної діаграми

Скористаємося аналітичним методом. Обчислення й побудова ключових і проміжних точок циклу будемо робити в комп'ютерному форматі Excel.

Діаграму розрахункового циклу дизельного двигуна будують у такий спосіб. Залежно від необхідних розмірів діаграми приймають масштаб тисків m мм/МПа, і вибирають довжину відрізка, що відповідає робочому об'єму циліндра V_s . Об'єми циліндра в характерних точках індикаторної діаграми або відрізки діаграми, що відповідають цим об'ємам, обчислюють залежно від робочого об'єму циліндра V_s з наступних співвідношень:

– об'єм камери стиску:

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} = 12,76 \text{ л.}$$

– об'єм циліндра на початку стиску:

$$V_a = V_c + V_s = 41,36 \text{ л.}$$

– об'єм циліндра наприкінці видимого згоряння:

$$V_{z'} = \rho \cdot V_c = 3,64 \text{ л,}$$

де ρ – ступінь попереднього розширення.

Після чого розрахункові значення наносять на вісь абсцис.

					ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

За віссю ординат – у відповідному масштабі тисків відкладемо координати характерних точок циклу: $a, c, c', c'', z, z', b, b', b''$.

Дані для побудови політропи стиску й розширення знайдемо аналітичним способом. Для цього весь робочий об'єм поділимо на частині й визначимо проміжне значення об'ємів V_i . Для забезпечення точності побудови візьмемо відносно невеликі проміжки між V_i розбивши весь об'єм на відповідну кількість ділянок (рис. 3.5). Проміжне значення тисків визначимо за формулами:

– на лінії стиску:

$$p_{ci} = p_a \left(\frac{V_a}{V_i} \right)^{n_1};$$

– на лінії розширення:

$$p_{bi} = p_b \left(\frac{V_a}{V_i} \right)^{n_2}.$$

Для скорочення табличних даних представимо отримані значення із кроком розбивки всього об'єму на відповідну кількість ділянок. Розрахункову індикаторну діаграму скруглюємо, тому що в реальному двигуні за рахунок випередження samozapalювання робоча суміш запалюється до приходу поршня у ВМТ і підвищує тиск наприкінці процесу стиску. Процес видимого згоряння відбувається при об'ємі, що постійно збільшується. Відкриття випускного клапана до приходу поршня у ВМТ знижує тиск наприкінці розширення, а також має місце процес випуску й наповнення робочого циліндра.

Положення крапки z' залежить від ступеня попереднього розширення. Положення крапки b визначає кут випередження випуску, крапку b' звичайно розташовують між крапками b і a .

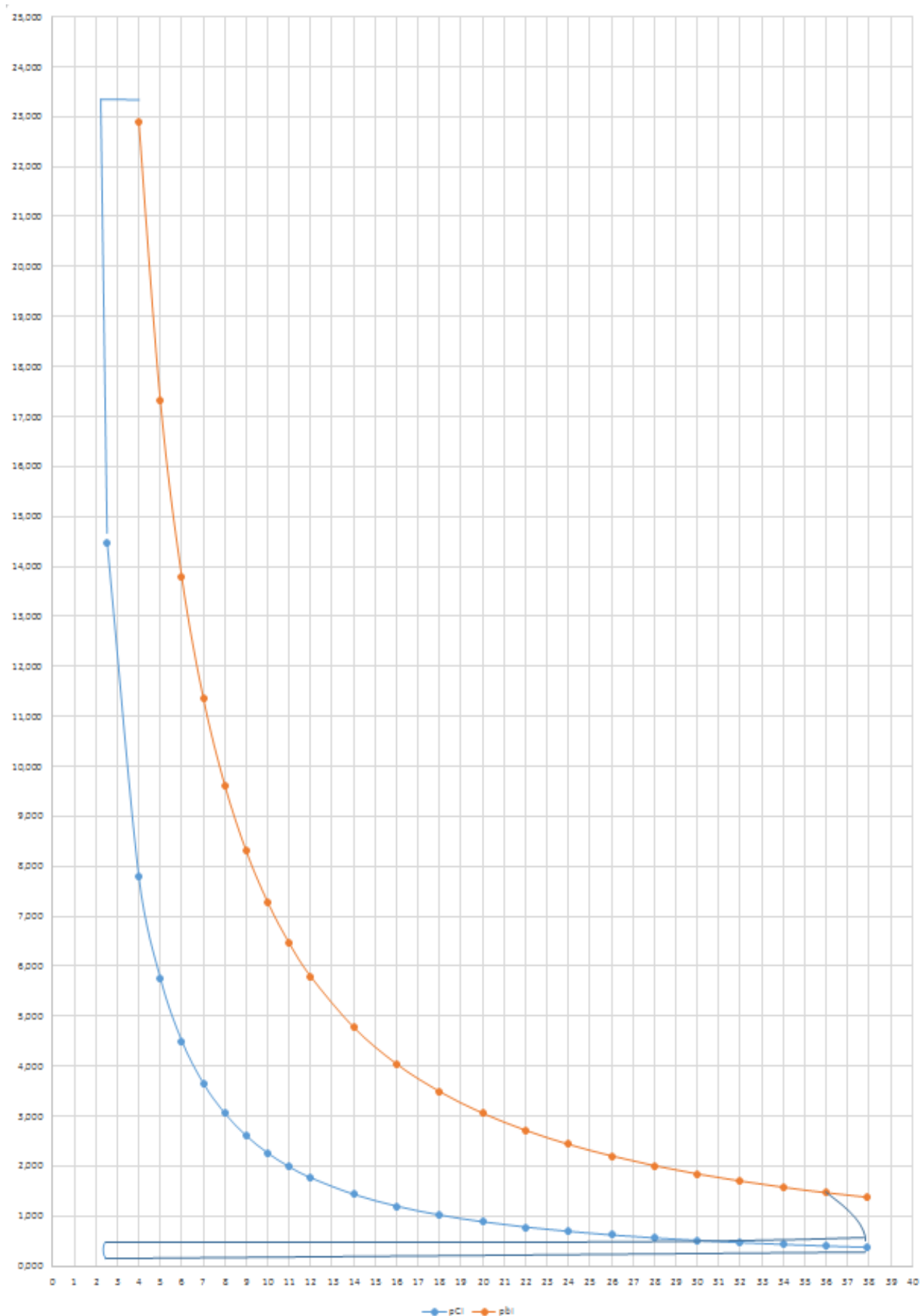


Рисунок 3.5 – Індикаторна діаграма робочого процесу в pV -координатах

Висновок про результати обґрунтування необхідності модернізації

Згідно з положеннями розділу та результатами проведеного розрахунку в дипломному проєкті підтверджено високий рівень теплонапруженості суднового дизеля в експлуатаційних умовах. Порівняння отриманих розрахункових даних з індикаторними діаграмами (табл. 3.3) дозволяє припустити, що запропоновані технічні рішення є ефективними, не погіршують, а покращують показники двигуна в умовах роботи. Так, заміна теплообмінників у системі мащення суднового двигуна сприятиме покращенню його експлуатаційних характеристик та зниженню витрат на обслуговування системи мащення.

Таблиця 3.3 - Результати теплового розрахунку

Параметр	Значення
Температура робочого тіла, К	
Температура повітря після ТКР, T_k	332,22
Температура наприкінці процесу впуску, T_a	347,74
Температура залишкових газів, T_r	800,0
Температура наприкінці стиску, T_c	897,19
Температура (максимальна) згоряння, T_z	2300К
Температура наприкінці розширення, T_b	1252,7
Питома витрата рідкого палива (g_e), г/(кВт·год)	168,59
Ефективна повна потужність, кВт	1450,35
Годинна витрата палива, кг/год	244,51

3.4 Розрахунок системи мащення

Масляна система призначена для прийому, зберігання і подачі масла споживачам. Масляні системи дизельних установок у багатьох випадках складаються з наступних, по суті, незалежних систем:

— мастильної й охолодження тертьових деталей головних допоміжнихдвигунів;

- мастильної редукторних передач;
- гідравлічної реверс-редукторів, гідродинамічних і об'ємних;
- гідравлічних передач;
- органів управління і автоматичного регулювання подачею

мастила.

При проектуванні масляної системи необхідно враховувати витрату масла у всіх перерахованих системах.

Продуктивність нагнітального масляного насоса

$$Q_{nm} = K_m \cdot \frac{Q_m \cdot 10^{-3}}{C_m \cdot \rho_m \cdot (t_{2m} - t_{1m})}, m^3 / z, \quad (3.1)$$

де $K_m = 1.2 \dots 1.5$ – коефіцієнт запасу подачі;

Q_m – кількість теплоти, що відбирається маслом від тертьових пар двигуна, $кДж/год$;

$C_m = 2.02 \text{ кДж}/(кг \cdot ^\circ C)$ – теплоємність мастила;

$\rho_m = 0.9$ – густина мастила;

$t_{2m} = 70 \text{ } ^\circ C$

$t_{1m} = 55 \text{ } ^\circ C$,

$$Q_{nm} = 1.5 \cdot \frac{896952 \cdot 10^{-3}}{2,02 \cdot 0,9 \cdot (75 - 60)} = 49,4 m^3 / z$$

$$Q_m = a_m Q_m 10^{-3} / C_m \cdot \rho_m \cdot (t_{2m} - t_{1m}) =$$

$$= 0,1 \cdot 0,2894 \cdot 738 \cdot 42000 = 896952 \text{ кДж}/год, \quad (3.2)$$

де $a_m = 0,1$ частка тепла, що відводиться маслом від усієї кількості теплоти, що виділяється при згоранні палива в циліндрах двигуна;

					ПІНІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$Q_p'' = 42000 \text{ кДж/кг}$ – питома теплота згорання палива;

$g_e = 289,38 \text{ г/(кВт·год)}$;

$N_e = 738 \text{ кВт}$.

$$Q_{mo} = 1,25 \cdot 49,4 = 61,7, \text{ м}^3 / \text{г}, \quad (3.3)$$

Ємність маслзбірної цистерни

$$V_{mc} = K_c \cdot \frac{Q_{mo}}{z}, \text{ м}^3 \quad (3.4)$$

де $K_c = 1,3$ – коефіцієнт запасу

$z = 20$ – коефіцієнт кратності циркуляції масла

$$V_{mc} = 1,3 \cdot \frac{26,40}{20} = 1,71, \text{ м}^3$$

Обсяг стічної цистерни відпрацьованого мастила

$$V_{cm}^M = 0,6 \cdot \sum V_{mc} \cdot n, \text{ м}^3 \quad (3.5)$$

де $n = 1,0$ – кількість змін мастила за період автономного плавання.

Обсяг витратної цистерни

$$V_p^M = 1,3 \cdot V_{mc}, \text{ м}^3 \quad (3.6)$$

$$V_p^M = 1,3 \cdot 1,71 = 2,22, \text{ м}^3$$

Обсяг запасної цистерни

$$V_3^M = 1,1 \cdot \frac{G_M}{\rho_M}, \text{ м}^3 \quad (3.7)$$

					ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_3^M = 1,1 \cdot \frac{7}{0,9} = 8,55, \text{ м}^3$$

$$G_M = 0,05 \cdot G_m \quad (3.8)$$

де $K_{зп} = 0,05$ – коефіцієнт запасу;

$G_m = 140$ запас палива, *т*.

$$G_M = 0,05 \cdot 140 = 7 \text{ т}$$

Поверхня охолодження масляного холодильника

$$F_{MX} = \frac{Q_M}{3,6 \cdot K \cdot \Delta t_{cp}} \quad (3.9)$$

де $K = 400$ – коефіцієнт теплопередачі від мастила до стінок трубок холодильника, *Вт/(м²·°C)*;

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_{1M} + t_{2M}}{2} + \frac{t_{13} + t_{23}}{2} = \frac{75 + 60}{2} + \frac{41 + 32}{2} = 104, \text{ м}^3 / \text{год}$$

$$F_{MK} = \frac{896952}{3,6 \cdot 400 \cdot 104} = 5,99, \text{ м}^3 / \text{год}$$

де температура забортної води перед холодильником. Приймається в залежності від басейну плавання (Таблиця 3.4),

Таблиця 3.4 – Температура забортної води

Район плавання	Температура , °C
Карибський басейн	32

Мексиканська затока	29
Без обмеження басейну	24
Змішане плавання	27

Продуктивність насоса заборотної води для прокачування масляного холодильника

$$Q_{нз} = K_3 \cdot \frac{Q_m \cdot 10^{-3}}{C_b \cdot \rho_b \cdot (t_{23} - t_{13})}, \text{м}^3 / \text{с} \quad (3.10)$$

де $K_3 = 1.5$ – коефіцієнт запасу подачі води;

$C_b = 4.19$ – теплоємність прісної річкової води, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$;

$C_b = 3.98$ – теплоємність морської води, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$;

$\rho_b = 1.02$ – щільність морської води, $\text{т}/\text{м}^3$;

$\rho_b = 1.0$ – щільність річкової води, $\text{т}/\text{м}^3$.

Продуктивність насоса для прісної води

$$Q_{нз} = 1,5 \cdot \frac{896952 \cdot 10^{-3}}{4,19 \cdot 1,02 \cdot (41 - 32)} = 34,98, \text{м}^3 / \text{год}$$

Продуктивність насоса для морської заборотної води

$$Q_{нз} = 1,5 \cdot \frac{896952 \cdot 10^{-3}}{3,98 \cdot 1,02 \cdot (41 - 32)} = 36,8, \text{м}^3 / \text{год}$$

Вибираємо продуктивність насоса прокачування масляного холодильника для морської заборотної води, так як вона вища ніж для прісної води.

Продуктивність масляного сепаратора

$$Q_{мс} = \frac{m \cdot \sum V_{мс}}{t_c} \quad (3.11)$$

					ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $m = 3$ – кратність очищення мастила;
 $t_c = 10$ – час роботи сепаратора у добу, *час*

$$Q_{mc} = \frac{3 \cdot 1,71 \cdot 2}{10} = 1,026 \text{ м}^3 / \text{с}$$

3.5 Розрахунок запропонованого пластинчатого теплообмінника в системі мащення

Вихідні дані для виконання розрахунку:

- Початкова температура «гарячого» масла $t_{ГМ1} = 72^\circ\text{C}$;
- Кінцева температура «гарячого» масла $t_{ГМ2} = 52^\circ\text{C}$;
- Питома теплоємність «гарячого» масла $c_{ГМ} = 1,700 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$;
- Густина «гарячого» масла $\rho_{ГМ} = 969,4 \text{ кг}/\text{м}^3$;
- Об'ємна витрата «гарячого» масла $L_{ГВ} = 10,95 \text{ м}^3/\text{год}$;
- Початкова температура охолоджуючої води $t_{ХВ1} = 32^\circ\text{C}$;
- Кінцева температура «холодної» охолоджуючої води $t_{ХВ2} = 41^\circ\text{C}$;
- Питома теплоємність охолоджуючої води $c_{ХВ} = 4,174 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$;
- Густина охолоджуючої води $\rho_{ХВ} = 1030 \text{ кг}/\text{м}^3$.

Переведемо масову витрату гарячого масла в об'ємну

$$G_{ГМ} = L \cdot \rho_{ГМ} / 3600 \quad (3.12)$$

$$G_{ГМ} = 10,95 \text{ м}^3 / \text{год} \cdot 969,4 \text{ кг}/\text{м}^3 / 3600 = 2,95 \text{ кг}/\text{сек}$$

Визначаємо теплове навантаження теплообмінника:

$$Q = G_{ГМ} \cdot c_{ГМ} (t_{ГМ2} - t_{ГМ1}) \quad (3.13)$$

					ПІННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q = 2,95 \cdot 1,7(72 - 52) = 100,37 \text{ кВт}$$

де Q – кількість теплоти, що віддається від «гарячого» масла до «холодної» води;

Максимальну витрату охолоджуючої води, що проходить по каналах між пластин теплообмінника, можна визначити з рівняння:

$$Q = G_{\text{гм}} \cdot c_{\text{гм}} \cdot (t_{\text{гм}2} - t_{\text{гм}1}) = G_{\text{хв}} \cdot c_{\text{хв}} \cdot (t_{\text{хв}2} - t_{\text{хв}1}) \cdot \eta \quad (3.14)$$

$G_{\text{хв}}$ – об'ємна витрата охолоджуючої води;

$$G_{\text{хв}} = \frac{Q}{c_{\text{хв}} \cdot (t_{\text{хв}2} - t_{\text{хв}1}) \cdot \eta} \quad (3.15)$$

$$G_{\text{хв}} = 100,37 / 1,7(41 - 32)0,93 = 7,05 \text{ кг / сек}$$

$\eta = 0,93$ – коефіцієнт, що враховує теплові втрати.

При розрахунку пластинчатого теплообмінника оптимальна швидкість теплоносіїв в каналах приймається $w_{\text{опт}} = 0,4$ м/с.

За оптимальною швидкістю знаходимо необхідну кількість каналів охолоджуючої води $m_{\text{хв}}$:

$$m_{\text{хв}} = \frac{G_{\text{гм}}}{w_{\text{опт}} \cdot f_k \cdot \rho_{\text{гм}}} \quad (3.16)$$

де $f_k = 0,00243$ м² – площа живого перерізу одного міжпластинчастого каналу теплообмінника, що розглядається.

$$m_{zm} = 2,95 / 0,4 \cdot 0,00243 \cdot 969,4 = 31,3 \quad (3.17)$$

Компонування розглядаємого теплообмінника (охолодника) симетричне, тобто $m_{xв} = m_{zв} = m$.

Загальний живий переріз каналів в пакеті по ходу «гарячого» масла і охолоджуючої води:

$$f_{гм} = f_{хв} = f_{хв} \cdot m_{гм} \quad (3.18)$$

$$f_{zm} = f_{xв} = 0,00243 \cdot 0,313 = 0,00076$$

Знаходимо фактичні швидкості «гарячої» і «холодної» охолоджуючої води:

$$\omega_{zm} = \frac{G_{zm}}{f_{zm} \cdot \rho_{zm}} = \frac{2,95}{0,2379 \cdot 969,6} = 0,0128 \quad (3.19)$$

$$\omega_{xв} = \frac{G_{xв}}{f_{xв} \cdot \rho_{xв}} = \frac{7,05}{0,2379 \cdot 1030} = 0,0288 \quad (3.20)$$

Коефіцієнт тепловіддачі α_1 від «гарячого» мастила до стінки пластини визначається за формулою, Вт/(м²·°C):

$$\alpha_1 = 1,16 \cdot A \cdot (23000 + 283 \cdot \overline{t_{гм}} - 0,63 \cdot \overline{t_{гм}}^2) \cdot \omega_{гм}^{0,73} \quad (3.21)$$

$$\alpha_1 = 1,16 \cdot 0,9 \cdot (23000 + 283 \cdot 62 - 0,63 \cdot 62^2) \cdot 0,0128^{0,73} = 1651,77$$

					ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
						74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $A = 0,9$ – коефіцієнт, залежний від типу пластин, для типу обраних пластин;

$$\bar{t}_{\text{св}} = (72 + 52)/2 = 62 \text{ }^{\circ}\text{C} \text{ – середня температура «гарячої» масла}$$

Коефіцієнт тепловіддачі α_2 від стінки пластини до охолоджуючої води визначається за формулою, Вт/(м²·°C):

$$\alpha_2 = 1,16 \cdot A \cdot \left(23000 + 283 \cdot \bar{t}_{\text{хв}} - 0,63 \cdot \bar{t}_{\text{хв}}^2 \right) \cdot \omega_{\text{хв}}^{0,73} \quad (3.22)$$

$$\alpha_2 = 1,16 \cdot 0,9 \cdot (23000 + 283 \cdot 36,5 - 0,63 \cdot 36,5^2) \cdot 0,0288^{0,73} = 976,89$$

де $\bar{t}_{\text{хв}} = (41+32)/2 = 36,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – середня температура «охолоджуючої води.

Коефіцієнт теплопередачі складатиме:

$$\kappa = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{\text{сн}}}{\lambda_{\text{сн}}}} = \frac{0,81}{\frac{1}{1651,77} + \frac{1}{976,89} + \frac{0,0006}{18,2}} = 475,6 \quad (3.23)$$

де $\beta = 0,81$ – коефіцієнт, що враховує зменшення коефіцієнта теплопередачі через термічний опір забруднень на пластині;

$$\delta_{\text{сн}} = 0,0006 \text{ м} \text{ – товщина пластини};$$

$$\lambda_{\text{сн}} = 18,2 \text{ Вт/(м} \cdot ^{\circ}\text{C)} \text{ – коефіцієнт теплопровідності пластини.}$$

Необхідна поверхня теплопередачі визначається з виразу, м²:

$$F_{\text{пр}} = \frac{Q}{\kappa \cdot \Delta t}, \quad (3.24)$$

де Δt – середньологаріфмічний температурний напір, °C:

					ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}} \quad (3.25)$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t_{\text{гм}2} - t_{\text{хв}1} = 52 - 32 = 20$$

$$\Delta t_{\delta} = t_{\text{гм}1} - t_{\text{хв}2} = 72 - 41 = 31$$

$$\Delta t_{\delta} = \frac{31 - 20}{\ln \frac{31}{20}} = 25,1 \quad (3.26)$$

$$F_{\text{мр}} = \frac{100,37}{475,6 \cdot 25,1} 1000 = 8,4 \quad (3.27)$$

Кількість ходів в теплообміннику X :

$$X = \frac{F_{\text{тр}} + f_{\text{пл}}}{2 \cdot m \cdot f_{\text{пл}}} \quad (3.28)$$

$$X = \frac{8,4 + 1,4}{2 \cdot 31,3 \cdot 1,4} = 0,111$$

де $f_{\text{пл}} = 1,4 \text{ м}^2$ – площа теплообміну однієї пластини теплообмінника.

Число ходів округляється до цілої величини, в нашому випадку $X = 1$.

У одноходових теплообмінниках чотири штуцери для підведення і відведення гріючого середовища, що охолоджується або нагрівається, розташовуються на одній нерухомій плиті.

Дійсна поверхня теплообміну, м^2 :

					ПІНІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F = (2,25 \cdot m \cdot X - 1) \cdot f_{пл} \quad (3.28)$$

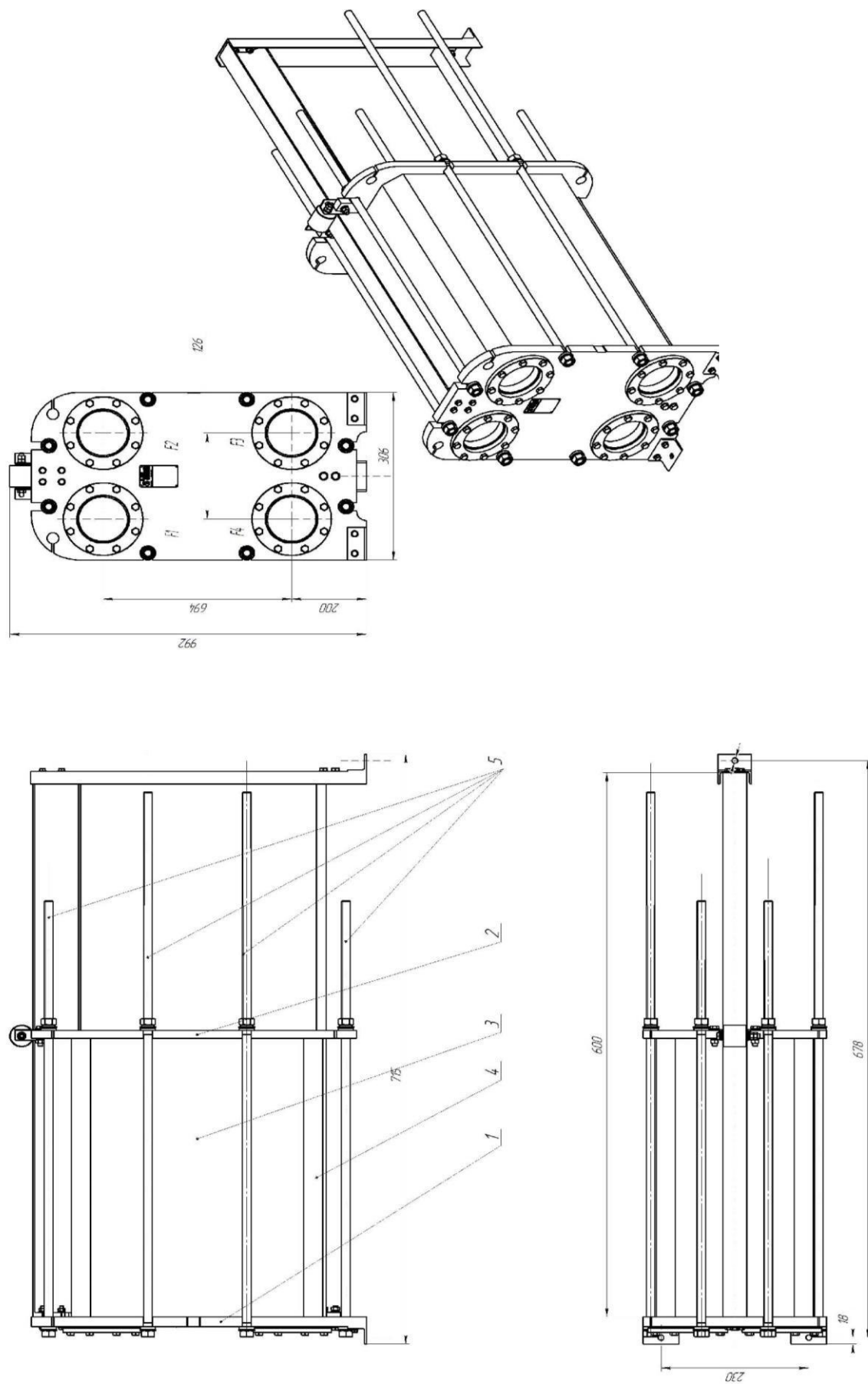
$$F = (2,25 \cdot 31,3 \cdot X - 1) \cdot 1,4 = 9,54 m^2$$

Отже розрахунок показав, що пластинчастий охолодник фірми DANFOS з поверхнею теплообміну $8,4 m^2$ з огляду на 10 % запас по площі теплообміну, повністю відповідає теплотехнічним вимогам системи в якій він працює.

Загальний вигляд теплообмінника показаний на рис. 3.6. Отримані результати зведемо в табл. 3.5.

Таблиця 3.5 - Технічна характеристика пластинчастого теплообмінника

Параметр	Значення
1	2
Робоче середовище	масло / вода
Максимальна робоча температура, °C	72
Максимальна площа теплообміну, m^2	10
Витрата теплоносія, $m^3 / год$	10,95
Максимальний робочий тиск, МПа	3,0
Матеріал прокладок	EPDM
Матеріал пластин	AISI 316 – 0.5 mm
Діаметр патрубків	100''
Кількість ходів	одноходовий
Кількість пластин	39



II

Рисунок 3.6- Пластинчастий теплообмінник системи мащення суднового двигуна

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПІНІ НУК 131.61.23.07. ПЗ

Арк.

78

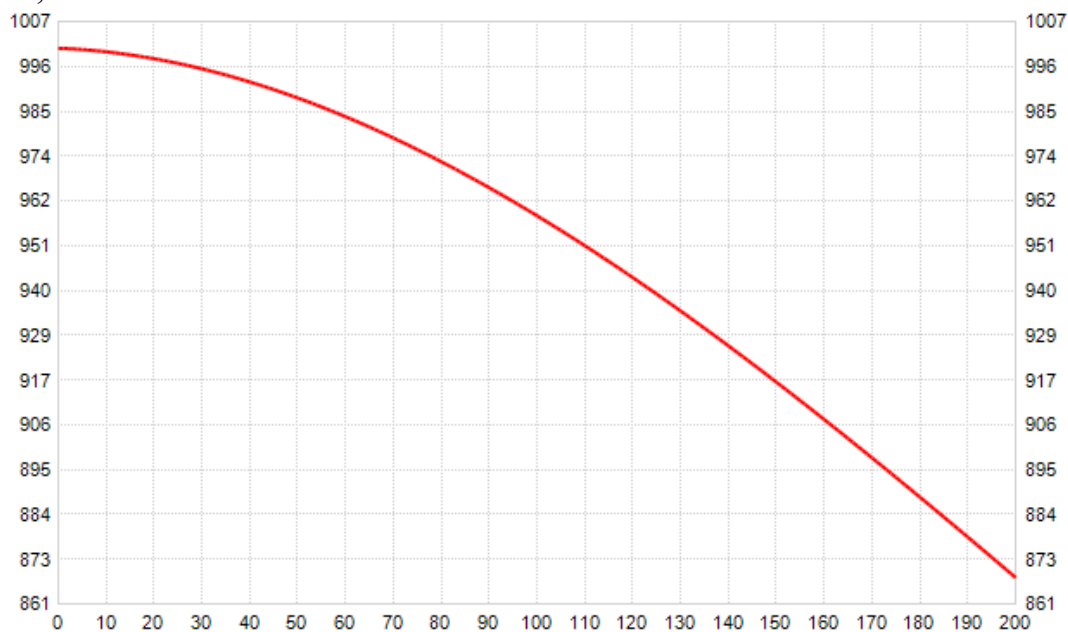
3.6 Розрахунковий аналіз роботи пластинчастого теплообмінника системи мащення за допомогою програмних методів розрахунку

Під час виконання розрахункового дослідження для дипломного проекту виникла потреба у визначенні характеристик та конструкції теплообмінника для системи змащування, який би відповідав умовам експлуатації та вимогам завдання. Для розрахунків застосовували програмний комплекс "Ридан" (версія 5/235).

Основний алгоритм розрахунку пластинчастого теплообмінника використовує критеріальне рівняння Нуссельта $Nu = f(A, Re_x, Pr_y)$ у випадку турбулентного режиму і протиточній схемі руху потоків. Обчислення проводиться за $t_{нр}$ — розрахунковою температурою зовнішнього повітря для проектування експлуатаційних характеристик пластинчастого теплообмінника. Щоб скоригувати теплову потужність пристрою для використання за різних температур повітря, було виведено формулу і побудовано графік коефіцієнта корекції температурного напору, що дозволяє оцінити теплообмін у температурному полі графіка.

Особливість програмного комплексу "Ридан" (v.5/235) полягає в можливості обчислення та підбору теплообмінного обладнання під різні умови його експлуатації. На початковому етапі в редакторі середовищ програми були обчислені основні теплофізичні характеристики теплообмінника, такі як густина рідини, питома теплоємність, динамічна в'язкість та теплопровідність, залежно від змін температури. На рисунку 3.7 подано частину результатів попередніх розрахунків для умов експлуатації СЕУ, зокрема для води як теплоносія. Подібні результати отримано і для гарячого теплоносія — моторного масла.

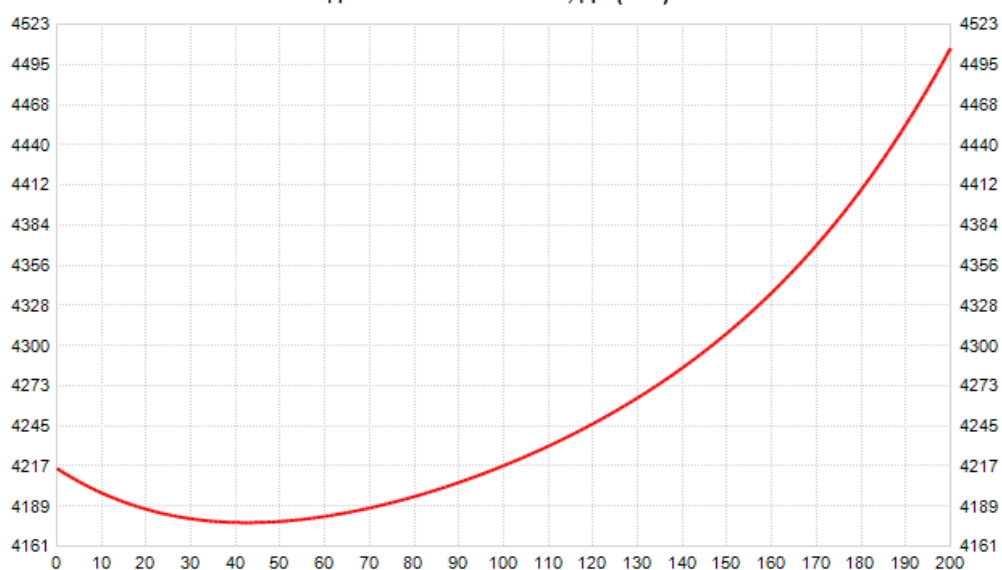
Густина, кг/ м³



Температура, °C

а)

Питома теплоємність, Дж/ (кг * град)



Температура, °C

б)

Рисунок 3.7 - Результати розрахунків параметрів середовищ (для води) від зміни температури, а саме: густини (кг/м³) води на вході до пластинчастого теплообмінника (а) і питомої теплоємності (Дж/(кг*К)) води на вході до пластинчастого теплообмінника (б)

В цілому розрахунки теплообмінника проводились для значень середовищ, що показані в табл. 3.6.

Таблиця 3.6 Значення параметрів середовищ для проведення розрахунків

Параметр	Значення	
	Гарячий теплоносій	Холодний теплоносій
Густина, кг/м ³	872,18	993,3
Питома теплоємність, Дж/ (кг*К)	2017,34	4178,29
Теплопровідність, Вт/(м*К)	0,13	0,62
Динамічна в'язкість, Па*с	0,0425	0,000696

Під час проведення розрахункових досліджень за необхідності результати обчислень подаються у вигляді формул з поясненнями, які відображаються на екрані та друкуються. На рисунках 3.8 та 3.9 зображені основні робочі інтерфейси для розрахунків: для роботи пластинчастого теплообмінника за заданими параметрами і для виконання перевірного розрахунку роботи теплообмінника та навантаження.

У ході дослідження були проведені розрахунки для різних теплообмінників, щоб оцінити зміни в умовах експлуатації суднових теплообмінників. Метою дослідження було вивчити можливість заміни чинного обладнання теплообмінниками інших виробників або модернізації існуючих установок через додавання пластин при підвищеній температурі морської води на вході.

Розрахункові дослідження проводилися на теплообмінниках компаній «Alfa Laval», «Sondex» та «Ecoflex».

Для дослідження з теплообмінників кожної марки були обрані по два пластинчастих теплообмінника з найменшими втратами тиску по гріючому і нагріваючому середовищах і найменшою вартістю.

Мощность: 100,37 кВт

Расчетная температура: 150 °C

Расчетное давление: 16 атм.

Прокладка (для разборных ПТО): EPDM

Материал пластин: AISI316

Толщина пластины: Авто мм

Запас поверхности на загрязнение: 10 %

Направление потоков: Противоток

Тип среды: Моторное ма ... Вода ...

Массовый расход: 8,956 9,609 т/ч

Температура среды на входе в ПТО: 72 32 °C

Температура среды на выходе из ПТО: 52 41 °C

Допускаемые потери давления в ПТО: 30 30 кПа

Тип ответных фланцев: Черные Черные

Тип теплообменника: Разборные ПТО

Число ходов: 1х

☐ Рассчитать ПТО с несколькими Ду

☒ Включить в стоимость ответные фланцы

☒ Автоматический режим

Подобрать теплообменник

а)

№	ПТО	Цена (%)	S (м2)	V (л)	Ходы	Срок поставки (недели)
1	НН-14-16/1-30-ТКТЛ62 (Ду 50 мм)	100	4,20	10,151	1	1
2	НН-19-16/1-23-ТМТЛ45 (Ду 65 мм)	101	4,62	13,201	1	1
3	НН-21-16/1-22-ТМТЛ76 (Ду 100 мм)	127	4,80	12,601	1	1
4	НН-20-16/1-34-ТКТЛ64 (Ду 50 мм)	130	6,72	14,520	1	1
5	НН-47-16/1-19-ТКТМ44 (Ду 100 мм)	165	8,67	20,700	1	1
6	НН-41-16/1-17-ТКТЛ69 (Ду 150 мм)	180	6,75	20,000	1	1
7	НН-62-16/1-16-ТКТЛ20 (Ду 150 мм)	231	9,52	31,500	1	1
8	НН-43-16/1-11-ТЛ (Ду 200 мм)	237	4,14	13,000	1	1

Тепловая мощность: 100,37 кВт

Запас пов-ти на загр. / Ф-р загр.: 11,2 % / 121,4 м2К/МВт LMTD 25,1 °C

К-т теплопередачи (треб./расч.): 952 / 1059 Вт / (м2 К)

Тип среды: Моторное масло Вода

Расход: 8,96 9,61 т/ч

Температура: 72 -> 52 41 < 32 °C

Потери давления / в портах: 28,987 / 0,54 12,328 / 0,546 кПа

Скорость в портах / каналах: 0,98 / 0,57 0,92 / 0,59 м/с

Масса пустой / заполненный: 155 / 165 кг Прокладка EPDM

0,5 мм AISI316; Фланцы Ду 50 (Черные); Максимальное кол-во пластин: 39;

Основные теплофизические характеристики

Плотность	872,18	993,3	кг/м3
Удельная теплоемкость	2017,34	4178,29	Дж/(кг*К)
Теплопроводность	0,13	0,62	Вт/(м*К)
Динамическая вязкость	0,0425101	0,0006955	Па*с

[Показать НН-14 на сайте](#)

б)

Рисунок 3.8 - Робочі столи розрахунку (а) і результатів розрахунку (б) при виконанні стандартного розрахунку процесів роботи пластинчастого теплообмінника в заданих умовах

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ

Арк.

82

ПТО: /

Гор. Хол.

Тип среды

Массовый расход

Температура на входе

Запас, %

Прокладка

Материал пластин

Толщина пластины

Направление потоков

Тепловая мощность

Коэффициент теплопередачи

Площадь теплообмена

Температура

Потери давления / в портах

Скорость в портах / каналах

Масса пустой / заполненный

0,5 мм AISI316; Фланцы Ду 50 (Черные); Максимальное кол-во пластин: 39;

HH-14-16/1-30-TKTL62 (Ду 50 мм)

[Показать HH-14 на сайте](#)

а)

ПТО: /

Гор. Хол.

Тип среды

Тепловая мощность

Температура на входе

Температура на выходе

Прокладка

Материал пластин

Толщина пластины

Направление потоков

Запас пов-ти на загр.

Массовый расход

К-т т. треб./расч.

Площадь теплообмена

Температура

Потери давления / в портах

Скорость в портах / каналах

Масса пустого / заполненный

0,5 мм AISI316; Фланцы Ду 50 (Черные); Максимальное кол-во пластин: 39;

HH-14-16/1-30-TKTL62 (Ду 50 мм)

[Показать HH-14 на сайте](#)

б)

Рисунок 3.9 - Робочі столи виконання перевірного розрахунку процесів роботи пластинчастого теплообмінника при заданих умовах (а) і перевірного розрахунку за навантаженням (б)

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ

Арк.

83

3.7 Результати аналізу і висновок про результати модернізації

Аналіз показав, що теплообмінники марки «Alfa Laval» забезпечують мінімальні втрати тиску, однак мають дещо вищу вартість порівняно з іншими типами теплообмінників. Теплообмінники «Sondex» теж характеризуються невеликими втратами тиску, але їхня вартість суттєво перевищує вартість моделей «Alfa Laval». У свою чергу, теплообмінники «Ecoflex» коштують приблизно вдвічі дорожче за аналоги інших марок.

Оптимальним варіантом для заданих умов є оновлений теплообмінник «Danfoss», який забезпечує незначне перевищення мінімальних втрат тиску, а витрати на його модернізацію за рахунок додаткових пластин є мінімальними. Це дозволяє вважати, що мета дослідження досягнута.

Розрахунки визначили, що необхідна площа теплообміну складає 8,4 м². З урахуванням 10% запасу по площі теплообміну, запропоновано встановлення двох теплообмінників марки Danfos. Розрахунок пластинчастих теплообмінників повністю задовольняє теплотехнічні вимоги системи, в якій вони працюватимуть паралельно або окремо залежно від регіону плавання судна. Остаточні результати зведено в таблицю 3.4.

Висновок за результатами модернізації системи мащення: аналіз положень розділу 3 та результати розрахунків підтвердили високу теплонапруженість судового дизеля в експлуатаційних умовах, а також відповідність його потужності та витрат палива. Запропоноване технічне рішення є ефективним і сприяє поліпшенню показників двигуна. Замінюючи теплообмінники в системі мащення, ми покращуємо умови експлуатації двигуна та знижуємо витрати на обслуговування. Доведено, що пластинчастий охолодник марки DANFOS з площею теплообміну 8,4 м² та 10%-м запасом повністю відповідає теплотехнічним вимогам системи, в якій він функціонує.

					ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
						84
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Охорона праці

В дипломній роботі проведено аналіз небезпечних та шкідливих факторів при роботі на балкері, розробка заходів з охорони праці при роботі в замкнених та важкодосягаємих відсіках і приміщеннях, а також проведено розрахунок приточно – витяжної вентиляції.

4.1.1 Нормативно-правова та законодавча база охорони праці на судах

СОЛАС-74 (Конвенція з охорони людського життя на морі) є збіркою нормативних положень, що регулюють безпеку на морі. Вона ґрунтується на попередніх редакціях, починаючи з першої конвенції, підписаної у 1914 році. Основна частина СОЛАС-74 — це правила, які встановлюють технічні характеристики суден, рятувальні засоби, зв'язок і вимоги до безпечного судноплавства. Конвенція регламентує основні технічні характеристики для безпеки суден: непотоплюваність, остійність, міцність механічних установок, надійність кермового приводу, а також забезпечення електропостачанням. До того ж, містить норми протипожежного захисту, розташування рятувальних засобів і забезпечення суден радіозв'язком.

Вимоги СОЛАС-74 доповнюються правилами класифікаційних товариств, які можуть деталізувати і посилювати вимоги конвенції. СОЛАС-74 також визначає порядок передачі інформації капітанами щодо небезпек: криги, штормів тощо. Встановлюються вказівки щодо метеорологічного та льодового забезпечення, правил судноплавства у кризових зонах, вимоги до обладнання навігаційними приладами.

					ПІНІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
						85
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Конвенція охоплює вимоги щодо перевезення зерна, зокрема остійність суден при завантаженні та заходи проти крену. Також містить класифікацію небезпечних вантажів, правила їх маркування, пакування та обмеження на кількість вибухових речовин на пасажирських судах. Для ядерних суден СОЛАС-74 передбачає правила радіаційної безпеки, контролю та огляду.

Міжнародна конвенція з дипломування моряків (ПДНВ-78) регулює стандарти підготовки, дипломування моряків і вимоги щодо стажу, здоров'я, кваліфікації. Для капітанів і старших помічників визначено обов'язковий перелік знань: управління судном, остійність, протипожежна безпека, міжнародне морське право. Конвенція передбачає також мінімальні вимоги для рядових моряків, які здійснюють навігаційну вахту.

Міжнародний кодекс управління безпечною експлуатацією суден (МКУБ, ISM Code) прийнятий ІМО у 1993 р., став частиною СОЛАС як розділ IX у 1998 р. Кодекс встановлює стандарти для безпечного управління: запобігання ризикам, підвищення навичок персоналу, екологічний захист. З 2002 року для всіх суден обов'язкові Документ про відповідність (DOC) і Свідоцтво про управління безпекою (SMC). Кодекс складається з 16 розділів і передбачає розробку та підтримку системи безпеки (СУБ) з функціональними вимогами: політика з безпеки, аварійна готовність, внутрішні перевірки.

МКУБ включає міжнародні документи ІМО: СОЛАС-74, МАРПОЛ-73/78, ПДНВ-78/95, а також резолюції ІМО та конвенції МОП, зокрема Конвенцію № 147 (1976 р.).

4.1.2 Аналіз шкідливих та небезпечних факторів, що мають місце при експлуатації, ремонті та технічному обслуговуванні системи мащення

Відповідно до стандарту "Небезпечні і шкідливі виробничі фактори. Класифікація" всі виробничі фактори на судах по природі дії підрозділяються на чотири групи: фізичні, хімічні, біологічні і психофізіологічні.

У стандарті наведено перелік підгруп кожної групи, що забезпечує єдиний підхід до викладу вимог і норм по окремих видах небезпечних і

					ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
						86
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

шкідливих виробничих факторів. Особливо небезпечним ділянкою праці є машинно-котельне відділення, де можливі наступні небезпечні та шкідливі фактори:

Небезпечні:

- машини, що рухаються, механізми, частини обладнання;
- небезпека враження електричним струмом;
- небезпека виникнення пожежі

Шкідливі:

- підвищений рівень шуму;
- підвищена запиленість і загазованість;
- підвищений рівень вібрації;

В подальшому розглянемо найбільш суттєві фактори, здатних створити труднощі у виробничій діяльності та заходи щодо їх зниження чи усунення.

4.1.2.1 Небезпечні фактори

Машини, що рухаються, механізми, частини обладнання

Небезпека цього фактора полягає у травматизмі вахтового персоналу у зв'язку зі здійсненням різних рухів машинами і механізмами, обладнанням, що знаходиться в машинному відділенні судна, рухомі частини яких викликають підвищену небезпеку для вахтового персоналу, ГОСТ 24166-80, (маховик ГД та проміжний вал, привідний вал циркуляційного насоса утилізаційного котла та ін.)

Небезпека враження електричним струмом

Для підвищення безпеки праці на морських суднах важливо, щоб кожен член екіпажу, незалежно від його спеціальності, добре орієнтувався в питаннях електробезпеки. За допомогою аналізу травматизму на флоті можна визначити наступні основні причини нещасних випадків від дії електричного струму: дотик або наближення на небезпечну відстань до неізольованих частин електроустаткування, які знаходяться під дією струму; появи струму на металевих частинах електроустаткування (на корпусах електромашин,

					ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
						87
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

верстатах і ін.) в результаті пробою ізоляції, пошкодження заземлюючих вимикаючих пристроїв; помилкове включення мережі, з проводячими струм частинами з якими працювали люди; виникнення крокової напруги на суднових поверхнях в зоні розтікання струму; зниження опору ізоляції струму провідних частин ГОСТ 12.1.038-82, своєчасно не виявлене внаслідок незадовільного контролю технічного стану; низька трудова дисципліна і порушення правил техніки безпеки [10].

Небезпека виникнення пожежі

Пожежі в МКВ можуть виникнути при порушенні правил збереження ГСМ, несправностях газоходу, скупченні палива та масла, під настилом, вибухах, несправностях електроустаткування. При підготовці матеріалів і речовин до зберігання та транспортуванню необхідно попередньо ознайомитись з їх фізико-хімічними властивостями, виявити можливість їх зміни з терміном часу при контакті з іншими речовинами, нагріванні або інших зовнішніх факторів. Для речовин, які мають низьку температуру плавлення (300 °С і нижчу), необхідно також визначати температуру спалаху і межі спалаху парів в повітрі нормативний акт НАПБ Б 01.010-2007.

4.1.2.2 Шкідливі фактори

Підвищений рівень шуму

Вплив шуму може виявлятися у вигляді порушення функції серцево-судинної системи, наприклад, широкосмуговий шум рівнем вище 90 дБА, в якому переважають високі частоти, здатний спровокувати розвиток артеріальної гіпертензії, крім того, широкосмуговий шум є причиною значних змін в периферичному кровообігу.

Шум – це один їх найсильніших стресових агентів. Вплив шуму позначається на функціях ендокринної і імунної систем організму, зокрема це може виявлятися у вигляді трьох головних біологічних ефектів:

- зниження імунітету до інфекційних хвороб;

- зниження імунітету, направлено проти розвитку пухлинних процесів;
- поява сприятливих умов для виникнення і розвитку алергічних і аутоімунних процесів.

Джерелами шуму та вібрації на суднах є:

- корпус судна;
- головні двигуни;
- дизель-генератори;
- суднові рушії;
- радіонавігаційне обладнання;
- системи вентиляції та кондиціонування повітря;
- рефрижераторні установки.

Нормативні і вимоги до шуму регулюються ГОСТ 31274-2004.

Підвищена запиленість і загазованість.

Забруднення повітряного середовища запобігається герметизацією всіх технологічних процесів, що супроводжуються виділенням шкідливих газів і пилу.

Якщо повної герметизації досягти неможливо, передбачається комплекс спеціальних заходів. Наприклад, у МКВ опресування форсунок і допоміжних дизелів роблять у герметичних спеціальних шафах. З основних забруднень, що можуть бути наявними у МВ - вуглеводні сірчаний і сірчистий ангідрид, СО і СО₂. Тривалий вплив запиленості і загазованості, які перевищують ГДК, може призвести до професійних захворювань, а значне перевищення – до гострих отруєнь. Нормативний документ, який регламентує параметри загазованості ДСТУ 2456-95 та згідно ГОСТ 12.0.004-90

Підвищений рівень вібрації

Головним джерелом вібрації у МКВ є двигуни, валопроводи і допоміжні механізми. Вібрацію викликають також хвилювання моря, та удари льоду об корпус судна. Вібрація може викликати порушення нормальної діяльності органів координації, механічні ушкодження, навіть розрив внутрішніх органів.

					ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
						89
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Безпосередній контакт людини з вібруючими поверхнями на суднах створює особливо несприятливі умови.

Основним законодавчим документом є такий, що встановлює граничні величини вібрації в МКВ. Санітарні норми вібрації на морських, річкових суднах ДСТ 1103-73. Вплив вібрації визначається фізичним параметрами і тривалістю вібрації, частотним спектром.

Гранично припустимі значення вібрації в МКВ встановлюються відповідно до граничних спектрів рівнів середньоквадратичних значень віброшвидкості, або відповідних їм віброприскорень.

4.1.3 Загальні положення та заходи безпеки при технічному обслуговуванні системи мащення

Небезпечні фактори

Машини, що рухаються, механізми, частини обладнання

У проекті судна передбачаються наступні міри безпеки: установка огорожень, установка запобіжних захисних засобів, призначених для автоматичного відключення агрегатів і машин, блокувальні пристрої, що виключають можливість проникнення людини в небезпечну зону, пристрої, що сигналізують, що дають інформацію про роботу обладнання, а також про небезпечні і шкідливі фактори, що при цьому виникають, системи дистанційного керування, яким притаманне здійснення контролю і регулювання роботи обладнання здійснюється з ділянок, віддалених від небезпечної зони за ГОСТ 24166-80 .

Підвищена запиленість і загазованість

З основних забруднень, що можуть бути присутні у МВ – вуглеводні, сірчаний і сірчистий ангідрид, у концентрації вище, ПДК діють на організм людини. Нормативний документ, який регламентує параметри загазованості ДСТУ 2456 - 92 та згідно ГОСТ 12.0.004 - 90. Захист – вентиляція, а також газо-пилоуловлюючі засоби індивідуального захисту й устаткування.

Небезпека враження електричним струмом

					ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
						90
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Дія електричного струму на людину має різнобічний характер. Характеристика дії електричного струму на організм людини залежно від його виду та величини наведена у табл.4.1.

Небезпека виникнення пожежі

Важливим кроком у напрямку забезпечення пожежної безпеки суден був розроблений фахівцями УкрНДІПБ МНС України нормативний акт НАПБ Б 01.010-2007 Правила пожежної безпеки для суден, затверджений наказом МНС України від 29.03.2007 за № 191 та зареєстрований в Міністерстві юстиції України 16.04.2007 за № 373/13640.

Міжнародний кодекс з систем пожежної безпеки (ІМО, MSC 98 (73); Особлива потреба в таких Правилах визначена в процесі досліджень, які передбачали підбір, вивчення та аналіз чинних нормативних документів суднобудівної галузі, що регламентують вимоги пожежної безпеки. Забезпечення недоступності частин, що знаходяться під напругою для випадкового дотику, усунення небезпеки враження при появі напруги на корпусах, кожухах; захисне заземлення, занулення, захисне відключення; використання низької напруги; вживання подвійної ізоляції регламентується ГОСТ 12.1.030–81 [10] та ГОСТ 12.1.030–82 [10].

Таблиця 4.1 – Характеристика дії електричного струму на організм людини залежно від його виду та величини

Сила струму, мА	Змінний струм частотою 50 Гц	Постійний струм
0,6...1,5	Початок відчуття: слабке свербіння, пощипування шкіри.	Не відчувається.
2...4	Відчуття поширюється на зап'ястях, злегка зводить м'язи.	Не відчувається.

5...7	Больові відчуття посилюються у всій кисті, судороги, слабкий біль у руці до передпліччя.	Початок відчуття: слабе нагрівання шкіри.
8...10	Сильний біль, судороги у руці, руки важко відірвати від електродів.	Нагрівання посилюється.
10...15	Нестерпний біль у всій руці. Руки не можна відірвати від електродів	Нагрівання посилюється ще більше.
20...25	Сильний біль. Руки миттєво паралізуються, відірвати їх від електродів неможливо, ускладняється дихання	Шкіра сильно нагрівається, відчувається внутрішнє нагрівання, незначне скорочення м'язів рук.
50...60	Параліч органів дихання. порушується робота серця.	Сильне нагрівання. Руки не можна відірвати від електродів
80...100	Параліч органів дихання при тривалості 3 с і більше – фібриляція серця	Параліч органів дихання при тривалості 3 с і більше – фібриляція серця
300	Параліч органів дихання при тривалості менше 3 с – фібриляція серця	Параліч органів дихання при тривалості менше 3 с – фібриляція серця

Головною метою боротьби з пожежею є – швидке взяття її під контроль та гасіння, яке можливе лише в тому випадку, коли вогнегасящий засіб доставлений до пожежі швидко й в достатній кількості. Це можливо забезпечити за допомогою стаціонарних систем пожежогасіння.

На судах встановлюють дев'ять основних систем пожежогасіння: водопожежна; спринклерна; водорозпилююча; водяних завіс; водяного зрошення; піногасіння; вуглекислотна; система інертних газів; порошкова

В перших п'яти випадках, використовуються рідкі вогнегасящі речовини, в наступних трьох використовуються газообразні речовини, а в останній тверді.

Вуглекислий газ - широко розповсюджений засіб пожежогасіння на судах. Ліквідація пожеж у суднових приміщеннях вуглекислим газом здійснюється методом об'ємного гасіння. Для підвищення ефективності гасіння рекомендується герметизація приміщенні, у яких застосовується вуглекислота.

Шкідливі фактори

Підвищений рівень шуму

Для зниження шуму застосовують кожухи, глушники, звукоізоляцію, пружні ущільнювачі. Обслуговуючий персонал МКВ забезпечується засобами індивідуального захисту. Для зниження вібрації машини встановлюють на амортизатори, застосовують звукобійні матеріали. Обслуговуючий персонал забезпечується ковдрами, антивібраційними рукавицями. Джерелами, теплових випромінювань є нагріті поверхні машин, механізмів, устаткування, трубопроводів, радіостанції. Інтенсивність теплового випромінювання, що допускається, 350...500 Вт/м. Навколо працюючих механізмів у МКВ виникають шкідливі теплові, електромагнітні й інші випромінювання. Джерелами шкідливих випромінювань є: нагріті поверхні машин і трубопроводів, радіостанція, радіолокаційні станції. Для захисту персоналу застосовують герметизацію та теплоізоляцію механізмів, машин, паропроводів та газопроводів.

Рівні шуму в МВ сучасних суден знаходяться в межах 105 - 117 дБ. (ДСН 3.3.6.037 - 99.Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку).

Існують тимчасові і перехідні норми, згідно яких для захисту від дії шуму варто обмежувати час перебування в зонах дії шуму і застосовувати індивідуальні засоби захисту. Вушні вкладиші послабляють рівень шуму на 20 дБ, навушники - на 30 дБ, спільне застосування - на 35 дБ. Кодексом передбачається обов'язкове застосування попереджувальних написів у входів до приміщення, для яких рівень шуму перевищує 85 дБ.

Підвищений рівень вібрації

					ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
						93
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Систематичний вплив вібрацій машино котельному відділенні (ГД, ДГ, валопроводу і т.д.) може бути причиною вібраційної хвороби. Відповідно до ДСТ 12.1012-78 норми по обмеженню загальних вібрацій (підлоги, сидінь і т.п.) встановлюють величину логарифмічного рівня коливальної швидкості в основних діапазонах із середньгеометричними значеннями: 2, 4, 8, 16, 32 Гц, а норма по обмеженню локальної вібрації в октавних смугах частот із середньо геометричними значеннями: 16, 32, 63, 125, 250, 500, 1000 Гц (гігієнічні норми встановлені для тривалості робочої зміни 8 годин). Власні частоти більшості внутрішніх органів людини 6...9 Гц, голови 25...30 Гц. Машинне устаткування судна належить до нового покоління, тому рівень шумів та вібрацій не перевищує допустимих норм. Проте не варто нехтувати елементарними правилами захисту.

Захист – відстройка від режимів резонансу (збільшення жорсткості системи); вибродемпфірування (пружинні віброізолятори).

4.1.4 Розрахунок приточно - витяжної вентиляції в машинно-котельному відділенні

Розрахунок необхідної кількості зовнішнього повітря, що подається в приміщення системою загально-обмінної вентиляції необхідна для підтримки.

Метеорологічних умов на оптимальному рівні, припускаючи, що у виробничому приміщенні є надлишок явного тепла. При цьому необхідно користуватися наступною формулою:

$$V_T = V_0 + \frac{Q_{\text{я}} - 0,29 \times V_0 \times (t_0 - t_n)}{0,29 \times (t_{\text{yx}} - t_n)}, \quad (4.1)$$

де V_T – об'єм зовнішнього повітря, що подається в приміщення при розрахунку по надлишку явного тепла, м³/год;

V_0 - об'єм повітря, що видаляється з робочої зони приміщення місцевими повітродувками на технологічні потреби, м³/год;

					ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
						94
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$Q_{\text{я}}$ – надлишок явного тепла, ккал/м³×год;

t_0 – температура повітря, що видаляється з робочої зони приміщення °С
($t_0 = t_{\text{норм}}$);

t – температура зовнішнього повітря, що подається в приміщення, °С;

$t_{\text{ух}}$ – температура повітря, що видаляється із приміщення за межами робочої зони, °С.

У літку:

$$V_T = 12000 + \frac{0,07 \times 10^6 - 0,29 \times 12000 \times (32 - 26)}{0,29 \times (34 - 28)} = 12000 + 7977 = 19977 \text{ м}^3 / \text{год} \quad (4.2)$$

У зимку:

$$V_T = 12000 + \frac{0,07 \times 10^6 - 0,29 \times 12000 \times (18 - 15)}{0,29 \times (16 + 8)} = 12000 + 4965 = 16965 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Визначимо коефіцієнт повітрообміну $K_{\text{ц}}$:

У літку:

$$K_{\text{ц}} = \frac{V_T}{V_{\text{орп}}} = \frac{19977}{3800} = 5,25 \text{ год}^{-1} \quad (4.3)$$

У зимку:

$$K_{\text{ц}} = \frac{V_T}{V_{\text{орп}}} = \frac{16965}{3800} = 4,4 \text{ год}^{-1},$$

де $V_{\text{орп}}$ – об'єм машинного відділення

$$V_{\text{орп}} = 3800 \text{ м}^3$$

На основі проведеного розрахунку можна зробити висновок, що згідно загальних санітарно-гігієнічних умов до повітря робочого середовища

					ПІНІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
						95
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

розрахованої кількості обертаємого повітря вистачає для підтримки метеорологічних умов на оптимальному рівні, а також встановленої потужності вентиляторів достатньо для підтримання дозволених вимог.

4.2 Безпека в надзвичайних ситуаціях

4.2.1 Боротьба з пожежами на судах

Сучасні судна насичені легкозаймистими матеріалами та електричним обладнанням. Для екіпажу обов'язковими є знання й навички з пожежної безпеки та гасіння пожеж на борту. Відповідальність за створення робочої атмосфери для дотримання пожежної безпеки покладається на капітана судна.

На судні повинна бути розроблена «Програма запобігання пожежам», що включає такі розділи: навчання та співбесіди, перевірки, технічне обслуговування й ремонт, оцінювання дій та мотивація. Місця для паління визначаються капітаном та обладнуються належним чином. При цьому слід враховувати місцеві норми портів, про які екіпаж має бути поінформований заздалегідь.

Капітан судна встановлює правила використання електрообладнання та призначає осіб, відповідальних за його безпеку. Усі роботи з механізмами та електроінструментами дозволяються тільки за погодженням із відповідальними особами. Після закінчення робіт електроінструменти повинні зберігатися на спеціальних місцях. Легкозаймисті рідини та інші матеріали зберігаються під наглядом у спеціальних приміщеннях.

Всі відходи мають зберігатися у спеціальних контейнерах і згодом передаватися береговим службам. Знищення сміття дозволяється лише з погодженням відповідальної особи. Роботи з відкритим вогнем виконуються за письмовим дозволом капітана під контролем старшого механіка. Системи пожежогасіння та сигналізації повинні бути постійно в робочому стані.

Кожен член екіпажу має знати правила використання протипожежних засобів, особливості гасіння різних речовин, основи горіння та правила

					ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
						96
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

застосування захисних засобів. При виникненні пожежі першочерговими діями є порятунок пасажирів і екіпажу, ізоляція пожежі та гасіння всіма доступними способами. Стратегія пожежогасіння передбачає оголошення тривоги, огляд аварійної ділянки, розробку плану дій і послідовність рятувальних заходів.

Огляд зони пожежі може виконуватися тільки тоді, коли є необхідність шукати постраждалих або ситуація дозволяє затримку використання засобів гасіння. Розвідники повинні використовувати захисні засоби відповідно до ситуації. Час є вирішальним фактором у боротьбі з пожежею, тож гасіння повинне починатися негайно після виявлення загоряння.

При піратських нападках слід використовувати рекомендації Римської конвенції та поправки до Конвенції SOLAS, а також положення ООН, що забороняють насильство в міжнародних водах. Піратство визначається як протиправний акт насильства або грабежу в міжнародних водах з особистою метою, що здійснюється на приватному судні.

Найбільш ризикованими з точки зору піратства є води Південно-Східної Азії, зокрема Малаккська та Сінгапурська протоки, де напади зазвичай відбуваються з боку кормової частини. Уразливими є повільні судна з низьким надводним бортом, а напади часто трапляються при здачі лоцмана.

Іншим ризикованим районом є західне узбережжя Африки, де через політичну нестабільність напади відбуваються біля портів та на якірних стоянках. Також небезпечними є води Східної Африки, Індії та Шрі-Ланки.

Правові основи боротьби з морським піратством закладені Женевською конвенцією 1958 року, Конвенцією ООН з морського права 1982 року, Конвенцією ООН 1988 року щодо боротьби з незаконними діями, Конвенцією СОЛАС-74 та рядом резолюцій ММО, спрямованих на попередження піратських нападів. Резолюція ООН 2008 року дозволила міжнародним силам, за згодою уряду Сомалі, діяти в її територіальних водах для припинення піратства, що стало основою для операції ЄС «Аталанта» та багатонаціональної операції CTF-151.

					ПІНІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
						97
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Україна розглядає можливість участі в міжнародних операціях проти піратства, враховуючи загрози для національного торговельного флоту.

4.2.2 Способи запобігання піратських нападів

Найбільш простим методом запобігання нападу на судно є підвищення пильності та обережності екіпажу, демонстрація яких може охолодити бойовий настрій піратів і змусити їх переглянути плани нападу. З цією метою необхідно під час входу в небезпечний район активувати заздалегідь розроблену й затверджену інструкцію, що детально описує дії екіпажу для:

- виявлення та ідентифікації підозрілих осіб і плавзасобів на максимальній відстані від судна з подальшим їхнім візуальним спостереженням, використанням засобів освітлення та сигналізації, як-то: сигнальних ракет, звукових сигналів, що дає зрозуміти виявлення об'єкта та готовність судна до оборони;

- перешкоджання підходу піратських плавзасобів і недопущення проникнення абордажної команди на борт;

- у разі висадки піратів на судно, мінімізації ризику викрадення майна шляхом блокування доступу до суднових складів і особистих речей екіпажу;

- забезпечення особистої безпеки екіпажу та пасажирів.

Пріоритетною задачею слід вважати останню, надаючи капітану відповідні повноваження для оцінки ризиків і прийняття рішень щодо необхідності екстрених заходів стосовно нападників з урахуванням їхньої загрози та можливих наслідків застосування зброї. Загалом, не рекомендується озброювати екіпаж вогнепальною зброєю, оскільки це може викликати негативну реакцію влади портових держав. Наявність зброї на борту можлива лише з дозволу адміністрації прапора судна, а також має бути офіційне погодження з місцевою владою. Варто уникати застосування зброї екіпажем для захисту, адже це може призвести до непотрібних жертв.

Зокрема, навіть скептики визнають, що підготовка до використання сигнальних ракет і водометів надає екіпажу впевненості та водночас служить

					ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
						98
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

серйозним попередженням для нападників. Часто пірати уникають ризиків і обирають менш захищені цілі. Сьогодні існує широкий вибір засобів для виявлення і відлякування грабіжників, доступних у продажу або наданих охоронними фірмами. Сюди входять прилади нічного бачення, ємності зі слъозогінним газом, сигнальні засоби. Це значно допомагає екіпажам у забезпеченні захисту суден у піратонебезпечних водах Світового океану.

Запобіжні заходи на судні, в порту та на якірній стоянці передбачають уникання зон, що наражають судно на небезпеку, постійне візуальне і радарне спостереження за дрібними суднами, віддалення від берегових фарватерів, яскраве освітлення палуби, що відлякує потенційних грабіжників і демонструє готовність до тривоги. Освітлення має змінювати яскравість, імітуючи сигналізацію. Шланги та помпи слід утримувати готовими до використання для забору води, а доступ на борт можливий лише через одну контрольовану точку. Забороняються контакти з місцевими жителями.

При виявленні піратів негайно сповіщають усіх членів екіпажу, дотримуючись визначених планом безпеки заходів. Можливе раннє виявлення піратських суден на радарі. За піратськими суднами часто спостерігається паралельний рух на відстані в 4-5 кабельтових, що дозволяє їм стежити за ціллю та імітувати рибальські човни. У разі спостереження подібних маневрів, необхідно провести пеленгування підозрілого об'єкта, спрямувати на нього прожектори і оголосити тривогу з виконанням запланованих заходів усім екіпажем. За можливості судно виходить у відкрите море на максимальній швидкості.

Як оборонні засоби використовуються прожектори, сигнальні ракети, водометні шланги для відлякування нападників і послаблення їхньої орієнтації. Негайно передається сигнал тривоги береговій владі та суднам у районі. При використанні нападниками абордажних гаків слід відрізати канати, що закріплені до судна.

У разі проникнення піратів весь екіпаж має сховатися в підготовленому укритті (цитаделі) та передати сигнал тривоги. Краще уникати героїзму заради

					ПІНІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
						99
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

безпеки життя, адже пірати можуть бути озброєними чи знаходитися під впливом алкоголю або наркотиків.

Після нападу капітан судна терміново інформує владу країни, у чийх водах відбулося зіткнення. У міжнародних водах — владу найближчої країни. Капітан складає детальний звіт із описом нападників, їхнього плавзасобу, місця та часу події. Судноплавна компанія інформує державну адміністрацію прапора судна та Міжнародну морську організацію, що займається статистикою піратських нападів для вироблення рекомендацій на міжурядовому рівні.

На підставі наведеного можна зробити висновки:

- піратство залишається серйозною загрозою для міжнародної торгівлі та судноплавства;
- найбільшу небезпеку щодо піратських нападів становить Південно-Східна Азія, де напади часто здійснюються на судна на якорі;
- піратські напади ретельно організовуються, а іноді пірати мають інформацію про вантаж, що вказує на зв'язок із кримінальними структурами.

					ПІННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
						100
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У процесі підготовки і написання магістерського дипломного проекту було досліджено основні конструктивні особливості сучасного суднового двигуна моделі SKL 6NVD48 A2 – U судна «VALDA». На основі проведеного аналізу розроблено низку заходів для покращення роботи системи змащування цього двигуна, зокрема: досліджено головні тенденції розвитку сучасних дизельних двигунів, які використовуються як головні; проаналізовано ключові напрями вдосконалення сучасних систем змащування двигунів; підготовлено технологічні рекомендації з демонтажу і монтажу модернізованих теплообмінників у суднових умовах; розроблено комплекс заходів для забезпечення безпеки персоналу під час виконання робіт з обслуговування і ремонту елементів системи змащування головного двигуна.

Результати розрахунків свідчать, що запропоновані технічні рішення є ефективними та сприяють покращенню показників двигуна. Зокрема, модернізація системи змащування шляхом заміни теплообмінних апаратів дозволить повноцінно експлуатувати судно при вантажних перевезеннях.

Крім того, розрахунки показали, що необхідна площа поверхні теплообміну модернізованого теплообмінника становить 8,4 м². З урахуванням 10% запасу по площі теплообміну рекомендовано встановлення двох теплообмінників. Це забезпечить підвищену надійність роботи суднового двигуна, що своєю чергою призведе до зменшення витрат на обслуговування.

					ПІНІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
						101
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. www.balticshipping.com/vessel/imo/9143623.
2. <http://neva-diesel.com/dizeli-tipa-nvd.-tehnicheskie-harak>
3. <https://www.marinetraffic.com/ru/ais/details/ships/shipid:5141370/mmsi:273331910/vessel:VALDA>
4. Артемов Г.А., Горбов В.М. Суднові енергетичні установки: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 356 с.
5. Регістр судноплавства України. Правила класифікації та побудови морських суден. - Київ, 2002.
6. Мишинський Є.Л. Морські поршневі двигуни для зовнішнього згоряння. 1976
7. Кацман Ф.М. Експлуатація силового комплексу морського судна. – К.: Транспорт, 1987. – 223 с.
8. Крилов Є.І. Ремонт дизельних двигунів морських суден: Довідник. – К.: Транспорт. – 1997. – 302 с.
9. Камкій С.В., Возницький І.В., Шмельов В.П. Експлуатація судових дизелів: Навчальний посібник для ВНЗ. К., Транспортне Публ., 1990. 344 с. (російською мовою)
10. Овсянніков М.К., Петухов В.А. Дизелі в силовому комплексі морських суден: Довідник. - К, 1987. – – 256 с. : іл.
11. Б.М.Іванов, М.О.Колегаєв, Ю.І. Касілов, О.І.Іванов. Основи охорони праці на морському транспорті. Підручник для студентів вищих навчальних закладів.- Одеса: КОМПАС,2003.-416с.
12. Белоусов Є.В. Суднові двигуни внутрішнього згоряння. Розрахунок теплових, кінематичних, динамічних і міцнісних двигунів внутрішнього згоряння. Методичний посібник з виконання курсового проекту. – Херсон: Видавництво ХДМІ – 2008. – 138 с.

					ПННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
						102
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

13. Ципелкін Г. Є. Поліпшення паливної економічності двигунів за рахунок оптимізації систем наддуву / Г. Є. Ципелкін, В. І. Іовлев // К. Двигунобудування. - 2014. - С. 16-22.

14. Кахте І.О., Ковтур Р.І., Новіков Г.М. Охорона праці на морському транспорті. – К.: Транспорт, 1975. – 263 с.

15. Юдицький Ф.П. Охорона навколишнього середовища при експлуатації суден.- К., 1978. – 85 с.

16. Самсонов В.І., Худов Н.М., Мірющенко А.А. Суднові двигуни внутрішнього згоряння. К.: - Транспорт. - 1981.

17. Дизелі. Довідник Видання 3-тє перероблене та доповнене. За ред. В. А. Ваншейдта, Н. Н. Іванченко, Л. К. Коллерова - К.: Машинобудування, Ленінградське відділення, 1977. - 479 с.

18. Вознірський І.В. Сучасні суднові середньооборотні двигуни. К.: 2006. - 142 с.

19. Юдицький Ф.П. Захист довкілля під час експлуатації судів.- К.: Суднобудування, 1978. – 85 с.

20. www.bunkerindex.com

21. www.portnews.ru

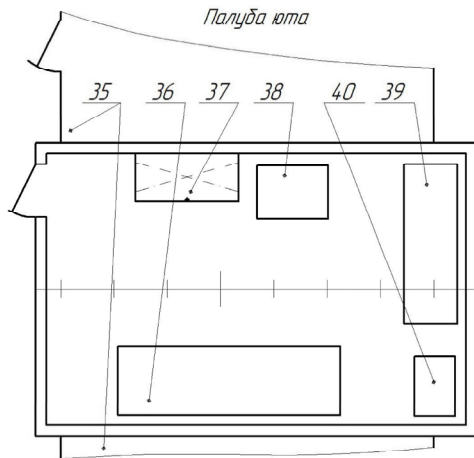
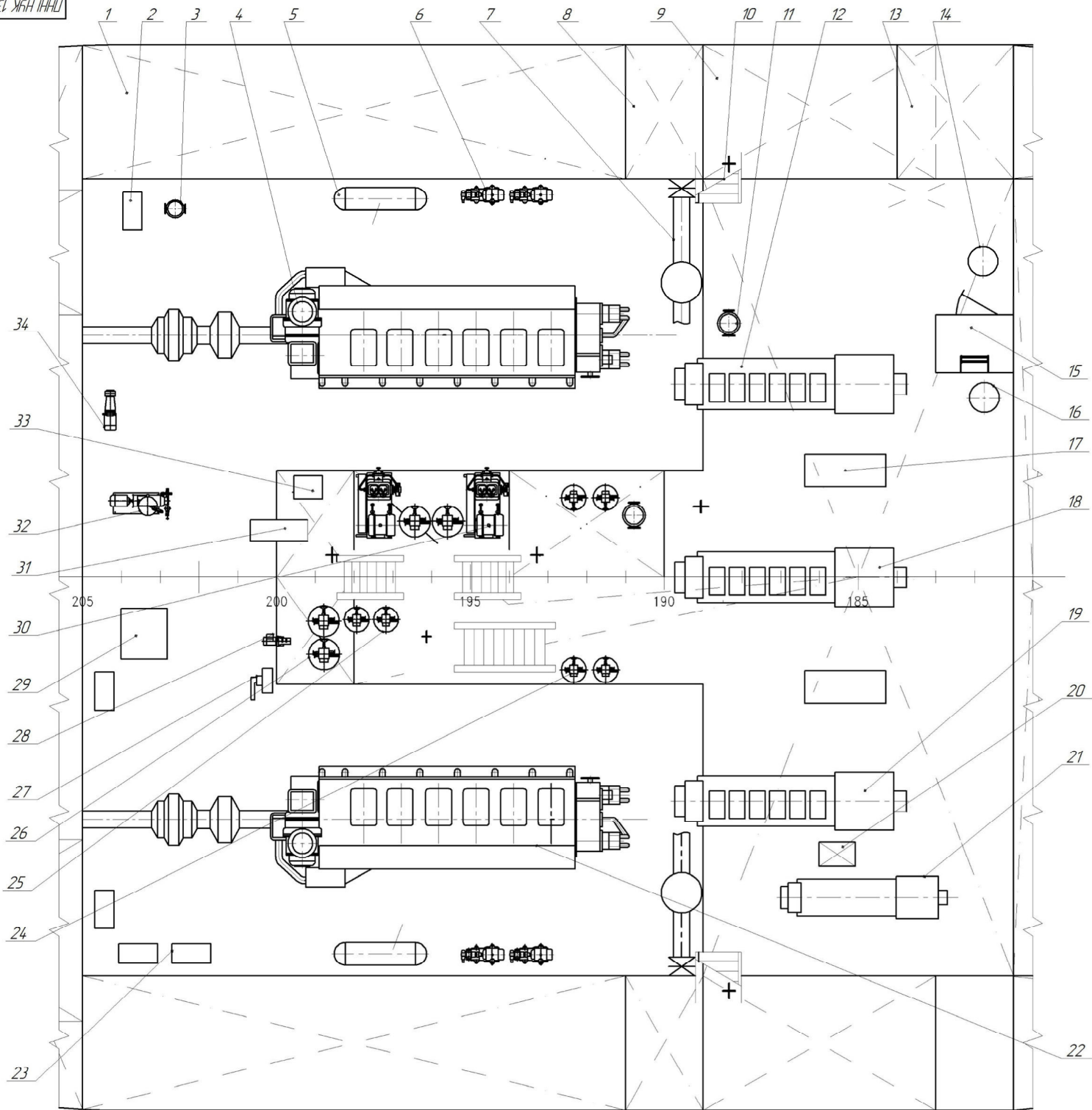
22. https://termoprom.com.ua/produkt/heat-exchangers/heatexchangers/Danfoss_e5.php

23. Кейн А.Б. Суднові двигуни внутрішнього згоряння. Миколаїв., Судостроение., 1993. - 288 с. : іл.

					ПІННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
						103
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДОДАТКИ

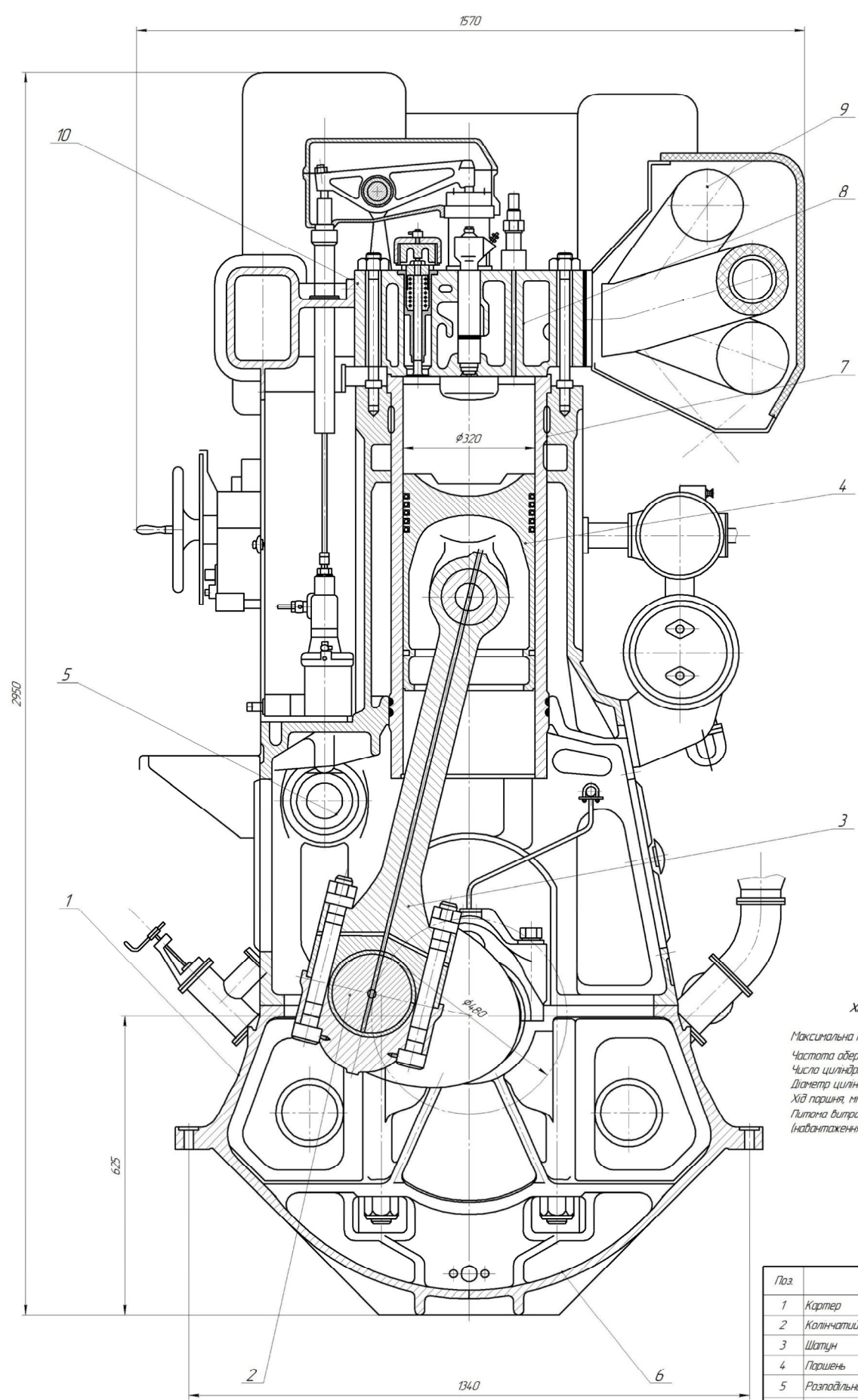
					ПІННІ НУК 131.61.23.07. ПЗ	Арк.
						104
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Поз. Лічильник	Найменування	Кіл.	Примітка
1	Цистерна палива	2	
2	Насос заборотної води	1	
3	Насос охолодження компресора уприскивачів та двигунів	1	
4	Головний двигун (лівий) (ГД)	1	
5	Охолодник ГД	6	
6	Насос попередньої прокачки мастилом ГД	4	
7	Фільтр заборотної води	2	
8	Кінгстонний ящик	2	
9	Цистерна запаса палива	2	
10	Трап	5	
11	Резервний насос охолодження ГД	2	
12	Дизель-генератор (ДГ)	1	
13	Цистерна запаса мастила	2	
14	Помповий насос	1	
15	Шахта аварійного виходу з машинного відділення	1	
16	Насос системи пожежогасіння	1	
17	Баластно-осушувальний насос	2	
18	Дизель-генератор	1	
19	Дизель-генератор	1	
20	Цистерна протічок палива	1	
21	Стоянковий дизель-генератор	1	
22	Головний двигун (правий)	1	
23	Насос прісної води	1	
24	Балон пускового повітря ГД	4	
25	Балон стисненого повітря для тифона та господарств	2	
26	Балон стисненого повітря ГД	2	
27	Насос ручної перекачки палива	1	
28	Насос перекачки палива	1	
29	Водозбірний котел	1	
30	Електрокомпресор пускового повітря	2	
31	Насос нафтовмісних вод	1	
32	Сепаратор дизельного палива	1	
33	Ящик для ветоші	1	
34	Шланговий насос	1	
35	Шахта машинного відділення	2	
36	Аварійний дизель-генератор (АДГ)	1	
37	Витратна цистерна АДГ	1	
38	Шкаф акумуляторних батарей пуску АДГ	1	
39	Аварійний розподільчий щит	1	
40	Трансформатор	1	

ПНН НУК 1316123.07.01

Лист	Всього	№ докум.	Лист	Всього	Загальне розташування механізмів у машинно-котельному відділенні судна	Лист	Всього	Листов	Листов
Розроб.	Зубов Д.А.		Лист	Всього		Лист	Всього	Листов	Листов
Проєкт.	Гришук І.В.		Лист	Всього		Лист	Всього	Листов	Листов
Конструктор.	Гришук І.В.		Лист	Всього		Лист	Всього	Листов	Листов
Начальник.	Гришук І.В.		Лист	Всього		Лист	Всього	Листов	Листов
Відр.	Чабанов І.І.		Лист	Всього		Лист	Всього	Листов	Листов

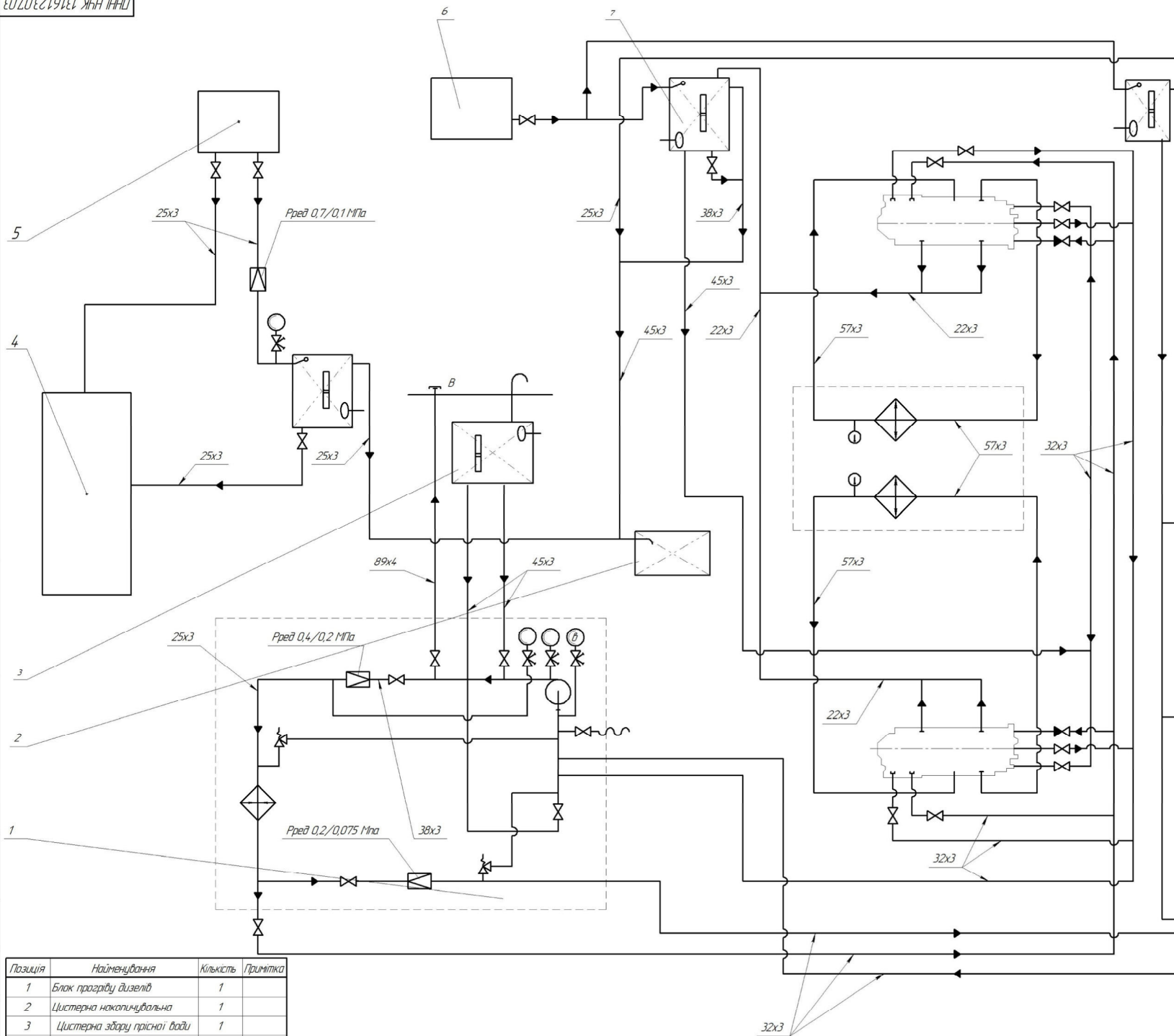


Характеристика головного двигуна

Максимальна трибала потужність, кВт	738
Частота обертання, хб ⁻¹	335
Число циліндрів, шт	6
Діаметр циліндра, мм	320
Хід поршня, мм	480
Питома витрата палива, г/(кВт · год), (навантаження 100%)	220+14

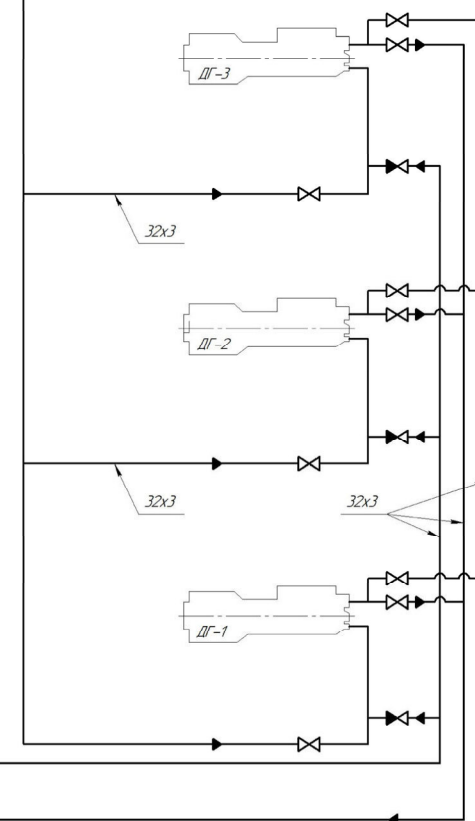
Поз.	Найменування	Кіл.	Примітка
1	Картер	1	
2	Колінчатий вал	1	
3	Шатун	6	
4	Поршень	6	
5	Розподільний вал	1	
6	Піддон картера	1	
7	Втулка циліндра	6	
8	Вихлопний патрубкок циліндра	6	
9	Вихлопний колектор	1	
10	Кришка циліндрів	6	

ПНН НУК 1316123.07.02									
Поперечний переріз головного суднового двигуна 6NVD 48A 2U									
Діаг.	Док.	№ докум.	Підпис	Дата	Листов	Нача	Начинаю		
Рисуваль	Зубов Д.А.					и	10000		
Листов	Гришук ІВ								
Технік	Гришук ІВ								
Начальн	Гришук ІВ								
Заводськ	Чайковск ІІ								



Основні умовні позначення

- | | |
|---|---|
|  | <i>Кlapan prohodnyy zapirnyy</i> |
|  | <i>Кlapan prohodnyy nezvbaratnyy-zapirnyy</i> |
|  | <i>Кlapan dlya manomembra</i> |
|  | <i>Кlapan reduktsiynyy</i> |
|  | <i>Manometr</i> |
|  | <i>Vakuumetr</i> |
|  | <i>Termometr ridsynnyy</i> |
|  | <i>Kolanka vказivbna</i> |
|  | <i>Rеле ridsny</i> |
|  | <i>Vtupka palyudna dlya vidkachky</i> |
|  | <i>Oholodnyk</i> |
|  | <i>Pidgrivach vody</i> |
|  | <i>Klapan zapobidnyy</i> |

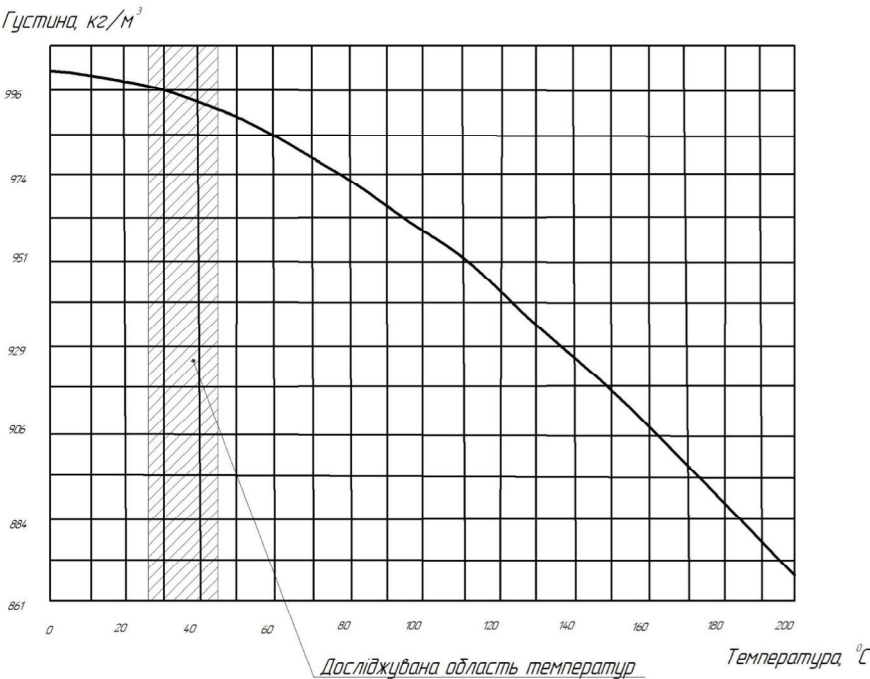


Позиція	Найменування	Кількість	Примітка
1	Блок прозріву дизелів	1	
2	Цистерна накопичувальна	1	
3	Цистерна збору прісної води	1	
4	Блок сепарації палива та мастила	1	
5	Блок теплового ящика	1	
6	Блок насосів живлення споживачів	1	
7	Розширювальна цистерна ГД	1	

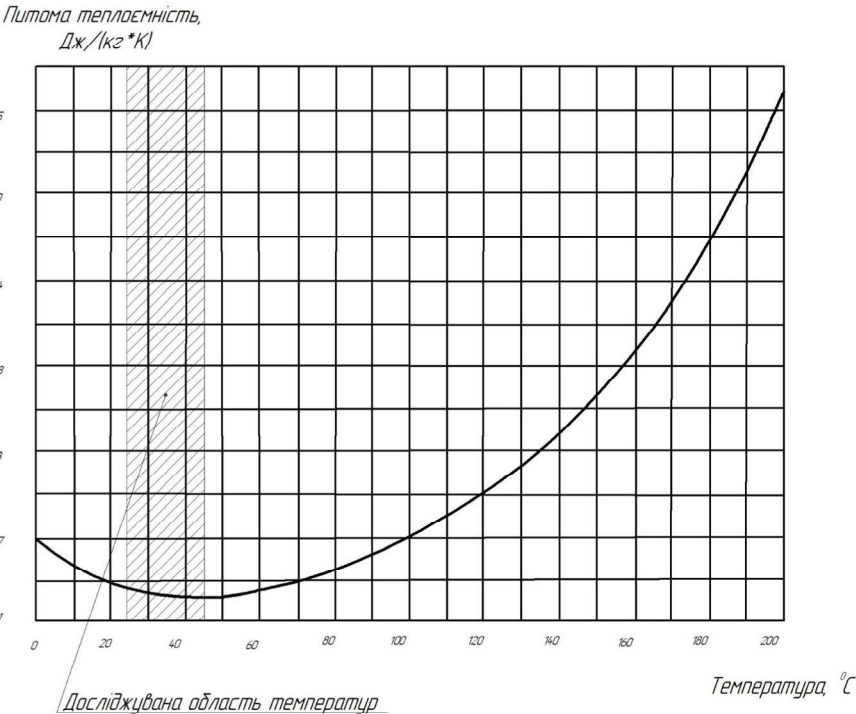
						ПНН НУК 1316123.07.03				
Мат. Асст	№ Водок		Водн	Порт	Загальна схема системи напруги	Авт	Маневр	Максимальн		
Розпод	3/000 А/В					Н				
Водн	Групи В									
Генератор	Групи В					Асст	Асст	Т		
Маневр	Групи В									
Сист	Часовий І				Корупція	Формат А1				

[illegible]

Залежність зміни густини теплоносія (забортна вода) теплообмінного апарату від його температури



Залежність зміни питомої теплоємності теплоносія (вода) теплообмінного апарату від його температури



Технічні характеристики пластинчастого теплообмінника

№	Параметр	Значення для базового варіанта	Значення, визначене з використанням програми розрахунку
1	Робоче середовище	нафто/вода	нафто/вода
2	Максимальна робоча температура, °C	72	72
3	Максимальна площа теплообм. м²	10	10
4	Витрата теплоносія м³ / год	10,95	10,95
5	Максимальний робочий тиск, МПа	3,0	3,0
6	Матеріал прокладок	EPDM	EPDM
7	Матеріал пластин	AISI 316-0,5 mm	AISI 316-0,5 mm
8	Діаметр патрубків	100	100
9	Кількість ходів	однаходовий	однаходовий
10	Кількість пластин	39	39
			Гарячий теплоносій / Холодний теплоносій
11	Втрати тиску, кПа		28,987 / 12,328
12	Втрати тиску в партах, кПа		0,54 / 0,546
13	Швидкість в партах, м/с		0,98 / 0,92
14	Швидкість в каналах, м/с		0,57 / 0,59
15	Коефіцієнт теплопередачі (розрах./номр.)		952 / 1059
16	Запас поверхні на забруднення		10%

Схема роботи однаходового пластинчастого теплообмінника

