

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

Кафедра теплотехніки

«Допущений до захисту»
 Завідувач кафедри теплотехніки
к.т.н., доцент Г.О. Кобалава
«10» грудня 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти **«магістр»**

на тему: «Підвищення енергетичної ефективності СЕУ танкера
"Gulf B" дедвейтом $D_w = 40300$ т за рахунок утилізації
низькопотенційної теплоти дизеля тепловим насосом»

Виконав: студент VI курсу, групи **6257м**
спеціальності

142 «Енергетичне машинобудування»
(шифр і назва спеціальності)

«Холодильні машини і установки
та системи кондиціонування повітря»
(назва освітньо-професійної програми)

 **Олексієнко А.О.**
(прізвище та ініціали)

Керівник  **Коновалов Д.В.**
(прізвище та ініціали)

Рецензент **Грич А.В.**
(прізвище та ініціали)

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

(повне найменування вищого навчального закладу)

Інститут, факультет ХННІ НУК, енерготехнічний факультет

Кафедра Кафедра теплотехніки

Рівень вищої освіти другий (магістерський)

Галузь знань 14 «Електрична інженерія»

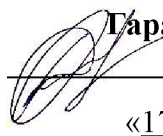
(шифр і назва)

Спеціальність 142 «Енергетичне машинобудування»

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма «Холодильні машини та установки і системи кондиціювання»

ЗАТВЕРДЖУЮ

 **Гарант освітньої програми**
д.т.н., проф. Коновалов Д.В.

«17» жовтня 2024 року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

здобувача **Олексієнка Артема Олександровича, група 6257м**

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Підвищення енергетичної ефективності СЕУ танкера "Gulf B" дедвейтом Dw = 40300 т за рахунок утилізації низькопотенційної теплоти дизеля тепловим насосом»

керівник роботи Коновалов Д.В., д.т.н., професор без вч. зв.

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

затверджені розпорядженням директора ХННІ НУК від "17" жовтня 2024 року №10

2. Термін подання студентом роботи "10" грудня 2024 року.

3. Вихідні дані до роботи _____

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки

Вступ (Обґрунтування актуальності теми роботи).

1. Загальний розділ (Призначення та структура об'єкту. Мета роботи. Загальний опис холодильної установки або системи кондиціювання).

2. Теоретичний (розрахунковий) розділ (Підбір обладнання та систем).

3. Дослідницький розділ (Наукове дослідження за темою).

4. Конструкторський розділ (Розробка монтажу елемента холодильної установки або системи кондиціювання).

5. Оцінка ефективності розроблених проектних рішень.

6. Охорона навколишнього середовища та охорони праці.

Висновки.

Список використаних літературних джерел.

5. Перелік графічного матеріалу (План розташування обладнання у приміщенні чи на території (2-3 креслення), принципові схеми систем (3-4 креслення), таблиця патентного пошуку (1 креслення), схеми варіантів конструктивного вузла (1 креслення), конструктивний вузол (1 креслення).

6. Дата видачі завдання "20" жовтня 2024 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів випускної магістерської роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Отримання завдань у керівника та консультантів	20 жовтня	виконано
2.	Загальний розділ	20 жовтня	виконано
3.	Теоретичний (розрахунковий) розділ	25 жовтня	виконано
4.	Дослідницький розділ	01 листопада	виконано
5.	Конструкторський розділ	12 листопада	виконано
6.	Оцінка ефективності розроблених проектних рішень	22 листопада	виконано
7.	Охорона навколишнього середовища та охорони праці	28 листопада	виконано
8.	Остаточне оформлення розрахунково-пояснювальної записки та графічного матеріалу; подання магістерської роботи на кафедру	05 грудня	виконано
9.	Кафедральний захист випускної магістерської роботи	10 грудня	виконано

Здобувач



(підпис)

Олексієнко А.О.
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи



(підпис)

Коновалов Д.В.
(прізвище та ініціали)

Анотація

Метою даної магістерської роботи є підвищення ефективності комплексного використання паливно-енергетичних ресурсів танкера СЕУ «Затока В» дедвейтом $D_w=40300$ т шляхом утилізації низькопотенційної теплоти дизеля тепловим насосом. Магістерська робота складається з пояснювальної записки обсягом 80 сторінок формату А4 та графічної частини на 9 аркушах формату А1.

Перший розділ дипломної роботи містить загальну характеристику судна та його енергетичної установки.

У другому розділі магістерської роботи на основі аналізу використання теплового насоса для утилізації теплоти охолоджувальної води двигуна внутрішнього згорання визначено резерви підвищення ефективності утилізації теплоти охолоджувальної рідини. води двигуна внутрішнього згорання ідентифікували відповідно до споживання тепла та холоду на маршруті.

У третьому розділі розроблено методику розрахунку теплонасосної парогенераторної суднової установки та побудовано блок-схему розрахункового циклу теплонасосної парогенераторної установки. З урахуванням параметрів робочих тіл системи водяного охолодження двигунів проведено розрахунки робочого циклу теплонасосної парогенераторної установки на різних холодоагентах.

У четвертому розділі роботи проведено вибір робочого тіла теплонасосної парогенераторної установки з урахуванням показників екологічної небезпеки робочих тіл.

Заходи з охорони праці в машинному відділенні наведені в п'ятому розділі, де розглядається нормативна база з охорони праці, аналізуються небезпечні і шкідливі фактори, яким піддається людина під час роботи на судні, і розглядаються заходи щодо зниження їх впливу.

У шостому розділі роботи проведено оцінку екологічного впливу на довкілля при використанні розроблених проектних рішень. Зменшення викидів токсичних і шкідливих речовин (SO_x , NO_x , CO_2) за допомогою теплонасосної парогенераторної установки для виробництва водяної пари та заміни допоміжного котла в робочому режимі становить до 1,7...2,3%.

В останньому розділі дослідницькими розрахунками показано енергетичну доцільність використання теплонасосної парогенераторної установки для отримання водяної пари з тиском 0,3...0,5 МПа для танкера в ходовому режимі. Попередні розрахунки показали, що економія палива в цілому по судну при заміні допоміжного котла в режимі роботи в холодній зоні на теплонасосну парогенераторну установку становить 1,8...2,2%.

Ключові слова: тепловий насос, холодильний агент, відцентровий компресор, система охолодження двигуна, низько потенціальна теплота, водяна пара.

					КР. 135. 6257м. 03. ПЗ. 07. 00.				
Змін	Арк.	№ докum.	Підпис	Дата					
Стцдент		Олексієнко А.О.			Підвищення енергетичної ефективності СЕУ танкера "Gulf B" дедвейтом Dw = 40300 т за рахунок утилізації низькопотенційної теплоти дизеля тепловим насосом	Літ.	Арк.	Аркцвіб	
Консцльт.							4	78	
Керівник		Коновалов Д.В.				ХННІ НУК ім. адм. Макарова			
Н.контроль									
Зав. кафедр.		Коддалова Г.О.							

Annotation

The purpose of this master's thesis is to increase the efficiency of the integrated use of fuel and energy resources of the SEU tanker "Gulf B" with a deadweight of $D_w = 40300$ t by utilizing low-potential diesel heat with a heat pump. The master's thesis consists of an explanatory note of 80 pages of A4 format and a graphic part on 9 sheets of A1 format.

The first section of the thesis contains a general characteristic of the vessel and its power plant.

In the second section of the master's thesis, based on the analysis of the use of a heat pump for the utilization of the heat of the cooling water of the internal combustion engine, reserves for increasing the efficiency of the utilization of the heat of the cooling water of the internal combustion engine were identified in accordance with the consumption of heat and cold on the route.

In the third section, a calculation method for a heat pump steam-generating ship installation is developed and a block diagram of the calculation cycle of a heat pump steam-generating installation is built. Taking into account the parameters of the working media of the water cooling system of the engines, calculations of the operating cycle of the heat pump steam generating unit on various refrigerants were carried out.

In the fourth section of the work, the working fluid of the heat pump steam generating unit was selected, taking into account the indicators of the environmental hazard of the working fluids.

Occupational safety measures in the engine room are given in the fifth section, which considers the regulatory framework for occupational safety, analyzes dangerous and harmful factors to which a person is exposed while working on a ship, and considers measures to reduce their impact.

In the sixth section of the work, an assessment of the environmental impact on the environment was carried out when using the developed design solutions. The reduction of toxic and harmful substances (SO_x , NO_x , CO_2) using a heat pump steam generating unit to produce water vapor and replace the auxiliary boiler in running mode is up to 1.7...2.3%.

In the last section, the research calculations show the energy feasibility of using a heat pump steam generating plant to produce water vapor with a pressure of 0.3...0.5 MPa for a tanker in running mode. Preliminary calculations have shown that the fuel savings on the ship as a whole when replacing the auxiliary boiler in running mode in the cold zone with a heat pump steam generating plant is 1.8...2.2%.

Keywords: heat pump, refrigerant, centrifugal compressor, engine cooling system, low-potential heat, water vapor.

					КР. 135. 6257м. 03. ПЗ. 07. 00.	Лист
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Зміст

Перелік прийнятих скорочень	8
Вступ	9
1 Характеристика базового судна, комплектація судна технічними засобами та розташування енергетичного обладнання у машинному відділенні.....	10
1.1 Тип та призначення судна.....	10
1.2 Основні характеристики судна-прототипа	11
1.3 Морехідні якості	12
1.4 Загальні відомості про енергетичну установку.....	12
1.5 Характеристика суднових систем.....	13
1.6 Розташування енергетичного обладнання у машинному відділенні судна	
1.7 Висновки з розділу	14
2. Аналіз способів утилізації теплоти тепловими насосами	15
2.1. Утилізація низькопотенційної теплоти тепловими насосами в стаціонарній енергетиці.....	15
2.2. Утилізація низькопотенційної теплоти тепловими насосами на суднах.....	21
2.3. Висновки з розділу.....	28
3 Розробка методики розрахунку теплонасосної парогенеруючої суднової установки.....	29
3.1 Проблеми забезпечення водяною парою на танкері в холодній зоні.....	29
3.2 Актуальність використання теплового насосу у якості парогенеруючої установки на судні.....	31
3.3 Висновки з розділу	43
4 Вибір робочого тіла теплонасосної парогенеруючої установки.....	44
4.1 Озонобезпечні робочі тіла, що використовуються в холодильній техніці.....	44
4.2 Показники екологічної небезпеки хладагентів.....	48
4.3 Вимоги, які висувуються до робочого тіла ТНПУ	52
4.4 Висновки з розділу	53
5 Охорона навколишнього середовища та правила техніки безпеки при роботі з холодильним обладнанням.....	54
5.1 Аналіз потенційно небезпечних і шкідливих виробничих факторів у машинно-котельному відділенні судна.....	54
5.2 Організація виробничого освітлення у виробничому приміщенні.....	59
5.3 Розрахунок системи штучного освітлення машинного відділення.....	63
5.4. Висновки з розділу.....	66
6 Оцінка екологічного впливу при використанні розроблених проектних рішень	67
6.1. Проблеми переходу на екологічно небезпечні хладагенти суднових холодильних установок, що були у використанні.....	67

6.2 Аналіз зниження токсичних та шкідливих речовин у відхідних газах ДВЗ при утилізації теплоти тепловикористовуючими холодильними машинами і тепловими насосами	68
6.3. Висновки з розділу.....	70
7. Оцінка ефективності розроблених проектних рішень	71
7.1 Визначення економічної ефективності розроблених проектних рішень.....	71
7.2. Основні наукові висновки роботи.....	74
Висновок	75
Список використаних літературних джерел	77

					КР. 142. 6257м. 03. ПЗ. 07. 00.	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ документи	Підпис	Дата		

Перелік прийнятих скорочень

В – випарник
 ВВП – високов’язке паливо
 ВОД – високообертовий двигун
 ВОУ – водоопріснювальна установка
 ВцК – відцентровий компресор
 ГД – головний двигун
 ДАУ – дистанційне автоматичне управління
 ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння
 ДГ – дизель-генератор
 ДК – дросельний клапан
 ДКУ – допоміжна котельна установка
 ДУ – дизельна установка
 ЕВ – електроventильатор
 ЕУ – енергетична установка
 КАВ – котел автоматизований, водяний
 ККД – коефіцієнт корисної дії
 Км – компресор
 Кн – конденсатор
 КнВ – конденсатор – випарник
 КУП – котел утилізаційний паровий
 МВ – мастиловіддільник
 МОД – малообертовий двигун
 Н – насос
 НС – навколишнє середовище
 Ох – охолодник
 ПК – поршневий компресор
 ПКХМ – парокомпресорна холодильна машина
 ПО – проміжний охолодник
 ПП – проміжна посудина
 РК – регулюючий клапан
 РТ – реле температури
 СЕС – судова електростанція
 СХУ – судова холодильна установка
 ТОА – теплообмінний апарат
 ХА – холодильний агент
 ХМ – холодильна машина

					КР. 142. 6257м. 03. ПЗ. 07. 00.	Лист
Змн.	Арк.	№ доцм.	Підпис	Дата		8

Вступ

Проаналізовано джерела низькопотенційного тепла головного дизеля судна з метою його утилізації парогенератором теплового насоса. Проаналізовано можливості забезпечення суднових споживачів водяною парою на ходовому режимі судна при використанні теплонасосного парогенератора, який використовує низькопотенційні вторинні теплові ресурси головного дизеля.

Об'єктом дослідження є процеси утилізації низькопотенційної теплоти води, системи охолодження двигуна внутрішнього згоряння тепловим насосом.

Предметом дослідження є параметри процесів використання низькопотенційної теплоти води, системи охолодження головного двигуна суднової енергетичної установки тепловими насосами на рейсовій лінії.

Мета роботи — з'ясувати технічну можливість та доцільність теплонасосної утилізації низькопотенційної теплоти СДУ з метою виробництва водяної пари для суднових споживачів.

Результати досліджень.

Одним із шляхів зменшення забруднення Світового океану є використання теплонасосних установок, які утилізують низькопотенційне тепло суднових двигунів внутрішнього згоряння.

Це дозволило б, по-перше, зменшити забруднення навколишнього середовища токсичними речовинами з вихлопними газами СДВЗ і, по-друге, заощадити невідновлювані джерела енергії (котельне паливо).

Найважливішим джерелом НРТ для роботи ТНПУ є прісна вода, що охолоджує гільзи циліндрів суднових СДВЗ, яка має температуру на виході з дизеля 80...85 С.

Кількість тепла від цього джерела достатня для одночасної роботи ТНПУ та опріснювальної установки. Проведені розрахункові дослідження показують енергетичну доцільність використання ТНПУ для підтримки тиску води 0,3...0,5 МПа для автоцистерни в ходовому режимі в холодній зоні.

Зменшення токсичних і шкідливих речовин (SO_x , NO_x , CO_2) в теплій зоні при використанні ТН як розгінної секції ТКМ, що охолоджує повітря на вході ДВЗ перед ТК, становить 1,8...2,5%, а в холодній зоні з використанням ТНПУ на заміну ДК – 1,7...2,3%.

Апробація результатів роботи в публікаціях.

Основні науково-практичні результати магістерської роботи відповідалися та отримали позитивну оцінку на Всеукраїнській науково-технічній конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки та технологій», яка проходила в Одесі 2023 року.

					КР. 142. 6257м. 03. ПЗ. 07. 00.	Лист
						9
Змн.	Арк.	№ доцм.	Підпис	Дата		

1. Характеристика базового судна

1.1. Тип та призначення судна

Призначення судна "Gulf B" дедвейтом $D_w = 40300$ т – перевезення нафтопродуктів усіх видів, а також сировини нафти. Передбачено одночасне перевезення до чотирьох сортів нафтопродуктів з можливістю вивантаження будь-якого з них у різних портах.

Район плавання – необмежений. IMO номер судна – 9381562. Судно побудовано "Hyundai Mipo, Korea. Судно здано в експлуатацію в липні 2008 році.

Тип судна – однозвинтовий, однопалубний, дизельний танкер з подвійними бортами, подвійним дном, з кормовим розташуванням машинного, вантажного, насосного відділень, житлових і службових приміщень, з бульболовою формою носового кінця і крейсерською кормою, яка зрізана в надводній частині за типом транця.

Зовнішній вид судна представлений на рис. 1.1.

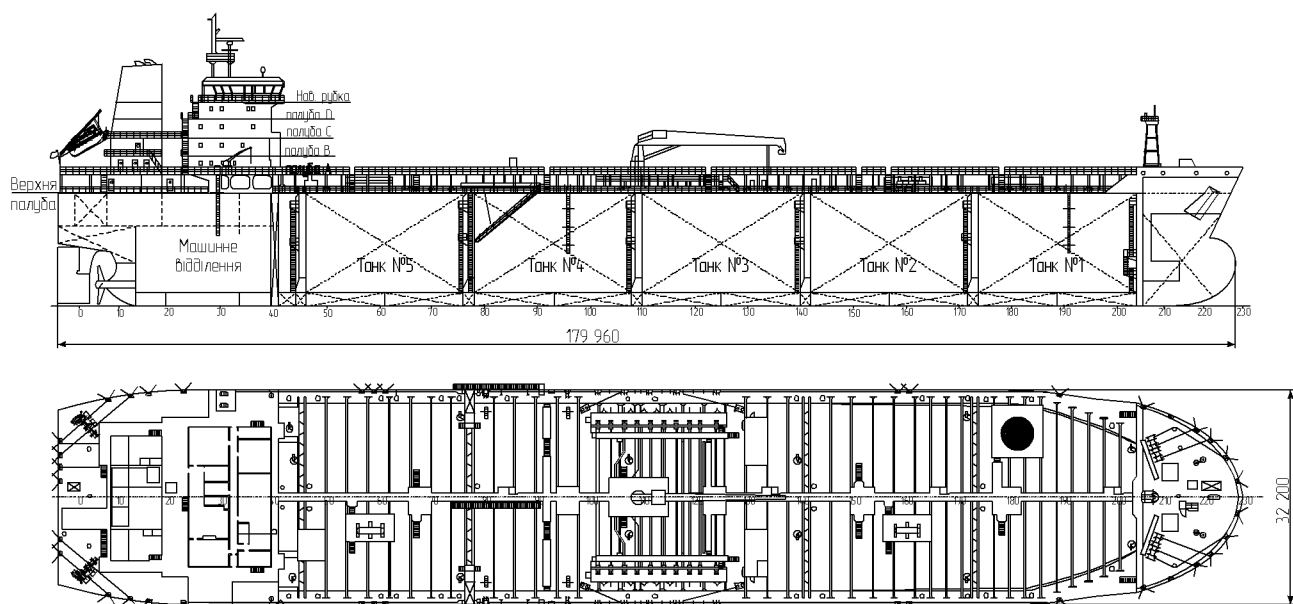


Рисунок 1.1. Зовнішній вид судна "Gulf B"

1.2. Основні характеристики судна-прототипа

Головні розміри судна [1, 2]:

Довжина:

найбільша.....179,96 м

між перпендикулярами.....172,00 м

Ширина32,2 м

					КР. 135. 6257м. 03. ПЗ. 07. 01.	Лист
						10
Змн.	Арк.	№ док-м.	Підпис	Дата		

Вантажоперевезення.....48 766 м³

Осадка:

 розрахункова.....10,5 м

 по вантажну марку.....11,0 м

Дедвейт.....40300 т

Швидкість ходу.....14,5 вуз

Місткість цистерн:

 Важкого палива.....1318,0 м³

 Дизельного палива.....106,0 м³

 Баластної води.....18 653 м³

Добова витрата пального:

 Головний двигун.....40,0 тон/добу

 Комбінований котел.....4,6 тон/добу

Дальність плавання.....12 000 миль

Автономність.....30 діб

Екіпаж.....30 осіб

Класифікація:.....CLASSIFICATION society and notations: Germanischer Lloyd, + 100 A5 E,
Chemical Tanker Type III/oil Tanker

Головний двигун

 Модель:.....MAN 6S50MC-C7-TII

 Виробник:.....MAN B&W

 Кількість:.....1

 Номінальна потужність.....9480 кВт

 Частота обертання.....127 хб⁻¹

Гребний гвинт

 Матеріал:.....нікель-алюміній-бронзовий сплав

 Розробник/виробник:.....Wartsila

 Крок:.....фіксований

 Діаметр:.....5700 мм

Дизель-генератори

 Марка:.....6L20

 Виробник:.....Wartsila

 Вихідна потужність/частота обертання двигуна:.....1020 кВт х 900 хб⁻¹

 Електрогенератори:.....Fenxi-Siemens

 Вихідна потужність/частота обертання генератора.....975 кВт х 900 хб⁻¹

 Потужність аварійного дизель-генератора.....100 кВт

Котли

 Модель:.....Saacke

 Тип:.....утилізаційний котел марки K/KD with SKVJ-M

 Паропроодуктивність:.....2000 кг/годину, тиск 1,0 МПа

 Тип:.....допоміжний котел марки KLN/VIC with SKV-A

 Паропроодуктивність:.....16000 кг/годину, тиск 1,0 МПа

Вантажні насоси

 Кількість.....10 шт

 Марка.....Frank Mohn

 Продуктивність.....500 м³/годину

Дата укладення контракту:.....січень 2007

Дата спуску на воду: листопад 2008.

1.3. Морехідні якості

Швидкість ходу судна при частоті обертання 122,0 хв⁻¹ при потужності двигуна 8750 кВт становить 14,3 вуз. з вантажем. Максимальна швидкість ходу може становити до 14,5 вуз при максимальній потужності головного двигуна 9480 кВт і частоті обертання зрідненого звинта 127 хв⁻¹. Діаметр зрідненого звинта 5,7 м.

1.4. Суднова енергетична установка

1.4.1 Головна енергетична установка

Як головний двигун на судні застосовується реверсивний крейцкопфний дизель з газотурбінним наддувом типу "MAN B&W" 6S50MC-C7-II номінальною потужністю 9480 кВт при 127 хв⁻¹. Питома витрата умовного палива двигуна в точці L1 складає 175 г/кВт·годину. Загальне розташування механізмів в машинному відділенні показано на кресленнях. Поперечний переріз головного двигуна "MAN B&W" 6S50MC-C7-II представлений на рис. 1.2.

1.4.2 Допоміжна енергетична установка

Суднова електростанція представлена трьома дизель-генераторами фірми "Wartsila." марки 6L20 потужністю по 1020 кВт, виробляючими струм електричною потужністю по 975 кВт кожний, при 900 хв⁻¹ обертах змінною напругою 440 В при частоті 60 Гц кожен [5]. Крім того, є один аварійний дизель-генератор електричною потужністю 100 кВт, пуск якого здійснюється автоматично (при зникненні напруги на шинах головного розподільного щита) і вручну (від стартера).

Судно-прототип обладнано котельною установкою, що складається з двох котлів фірми "Saacke", утилізаційний котел марки K/KD with SKVJ-M паропроодуктивністю 2,0 т/годину та допоміжний котел марки KLN/VIC with SKV-A паропроодуктивністю 16,0 т/годину з тиском пари 1,0 МПа.

На судні-прототипі встановлена водоопріснювальна установка продуктивністю 40 т/добу.

1.5. Розташування енергетичного обладнання у машинному відділенні судна

Головний двигун і механізми

Розташування суднової енергетичної установки на судні регламентовані Правилами Германського Кваліфікаційного Товариства (Germanischer Lloyd) та інших Класифікаційних товариств [1].

					КР. 135. 6257м. 03. ПЗ. 07. 01.	Лист
						12
Змн.	Арк.	№ док-м.	Підпис	Дата		

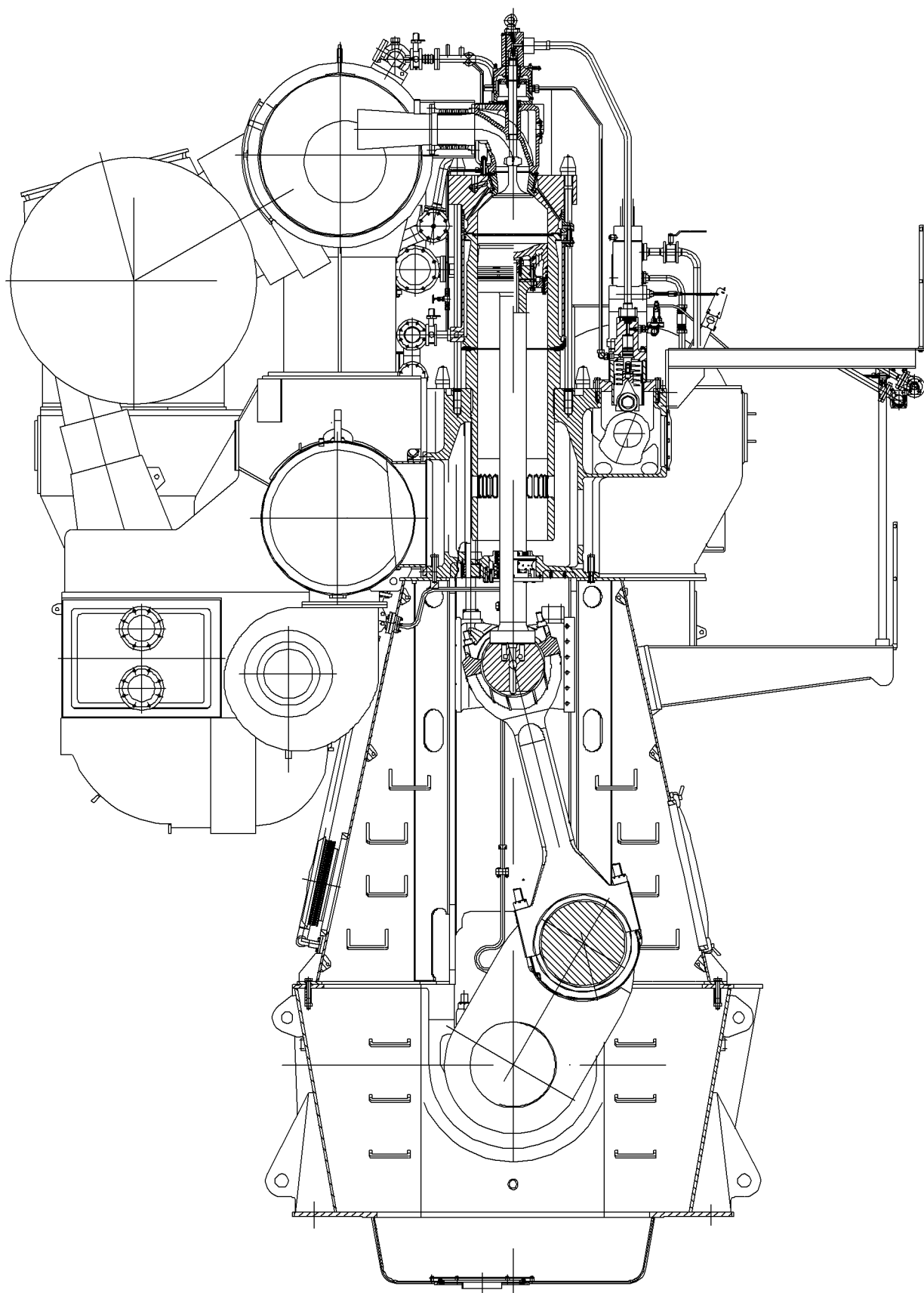


Рисунок 1.2 Поперечний переріз головного двигуна *MAN B&W 6S50MC-C7-TII*

					КР. 135. 6257м. 03. ПЗ. 07. 01.	Лист 13
Змн.	Арк.	№ док-м.	Підпис	Дата		

Розміщення обладнання в приміщеннях МВ в основному визначається його функціональним призначенням. Рациональне розміщення обладнання вимагається умовами його агрегування та умовами компонування самих агрегатів. Довжина трубопроводів і кабелів залежить від розміщення агрегатів у МВ.

Передбачено два незалежних засоби зв'язку для передачі команд від ходового містка до машинного відділення або пункту управління, звідки зазвичай контролюється швидкість і напрямок зупинки гвинта.

Механізми з горизонтальним розташуванням валів встановлені паралельно діаметральній площині посудини.

Суднова електростанція

Три ДГ розташовані на другій платформі в кормовій частині МВ паралельно діаметральній площині судна. Головний розподільний щит (ГРУ) розташований на другому майданчику в приміщенні ЦЕУ СЕУ. Згідно з Правилами реєстру України, проїзд перед МПП робиться не менше 1,0 м, а з тильного боку – не менше 0,8 м.

Котельня

Утилізаційний котел (УК) розташований на палубі, а розташування механізмів, обладнання, трубопроводів і арматури УК забезпечує вільний доступ до них для технічного обслуговування та аварійного ремонту.

Допоміжний котел (ДК) розташований на другому майданчику, відгородженому маслонепроникними комінгсами висотою не менше 200 мм.

Обладнання паливної системи

Розміщення паливних резервуарів здійснюється з урахуванням вимог Правил Німецького кваліфікаційного товариства щодо пожежної небезпеки та можливості перекату судна під час експлуатації.

Поверхні баків важкого палива з боку МВ ізолювані. Цистерни оснащені арматурою та засобами автоматики, що забезпечують безпеку судноплавства.

1.6. Висновки з розділу

У цьому розділі магістерської роботи наведено характеристику базового судна, його систем і пристроїв, описано основні та допоміжні суднові енергетичні установки дослідного зразка судна. Також розглядалося розташування енергетичного обладнання в машинному відділенні судна.

					КР. 135. 6257м. 03. ПЗ. 07. 01.	Лист
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 Аналіз способів утилізації теплоти тепловими насосами

2.1. Утилізація низькопотенційної теплоти тепловими насосами в стаціонарній енергетиці

У промисловості широко використовується використання низькопотенційного тепла тепловими насосами для отримання гарячої води та водяної пари [3]. Наприклад, компанія Westinhouse (Анзія) створила експериментальний двоступеневий парокомпресорний тепловий насос (рис. 2.1) для отримання технологічної пари [4]. В якості джерела тепла в тепловому насосі використовувалася вихідна насичена пара з тиском 0,17 МПа, яка надходила з системи технологічного паропостачання. Для отримання технологічної пари в конденсатор теплового насоса парогенератора (ТПГ) подавали воду під тиском 0,54 МПа, нагріту до температури насичення. Параметри пари, що виділяється: 0,54 МПа, 163° С. Одним із основних питань отримання таких параметрів пари в тепловому насосі був вибір робочого тіла. Метанол CH_3OH був обраний з ряду органічних і неорганічних речовин.

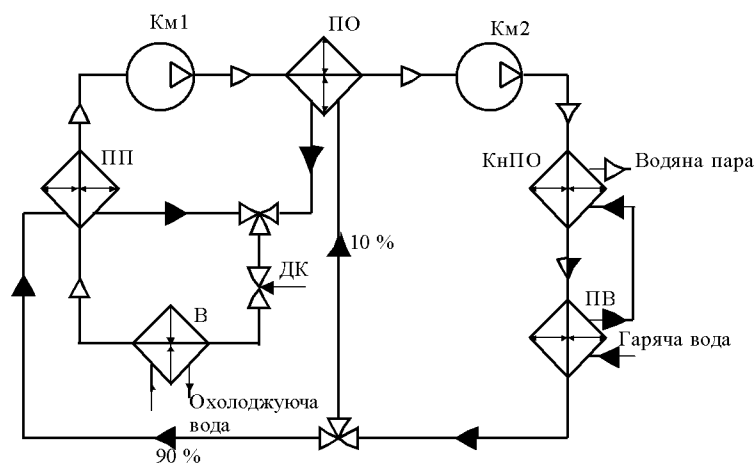


Рисунок 2.1. Схема дослідного ТН для отримання технологічної пари

ДК — дросельний клапан; В — випарник; Км1 і Км2 — відцентрові компресори першої та другої ступеней стиснення; КнПО — конденсатор-пароодержувач водяної пари; ПВ — підігрівач води; ПО — проміжний охолоджувач робочого агента; ПП — пароперегрівач

Витрата метанолу в ТНПУ становить 9,3 кг/с, теплопродуктивність — 8790 кВт, потужність приводу — 1850 кВт, коефіцієнт трансформації теплоти $\zeta_{\text{ТН}} = 4,75$, термін окупності — 1,3 року. Випарник метанолу є циліндричний кожухотрубний теплообмінник діаметром 2 м і довжиною близько 7 м. Метанол кипів в міжтрубному просторі, а скидна пара проходила в трубах. Температурний напір 8 °С. Аналогічну конструкцію мав і конденсатор метанолу. Компресор відцентровий, двоступінчастий, високошвидкісний.

На рис. 2.2 представлена схема ТНПУ з використанням теплоти "брудної" технологічної пари при виробництві бетону [4].

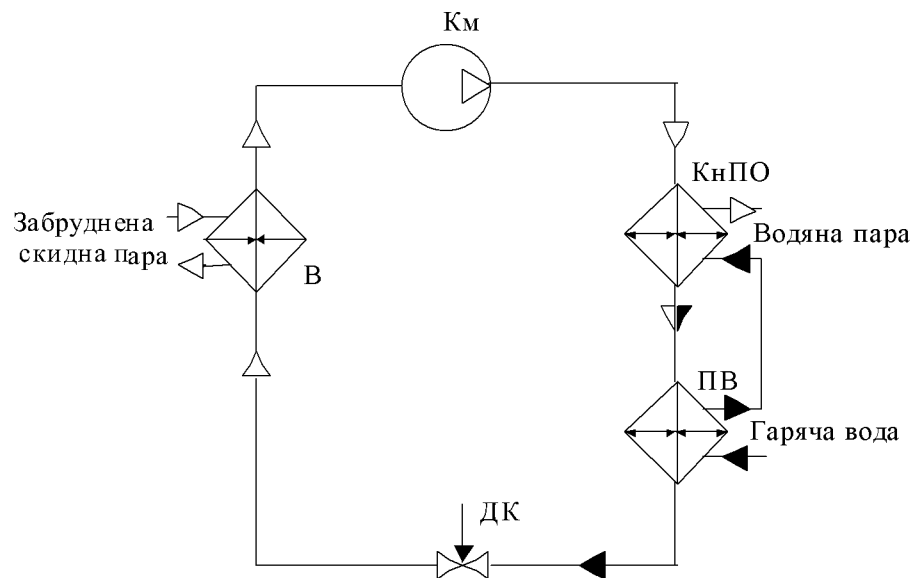


Рисунок 2.2. Схема ТНПУ з використанням теплоти "брудної" технологічної пари
Позначення ті ж, що і на рис. 2.1

Водяна пара генерується в конденсаторі з тиском до 0,9 МПа. Близько 80% загальної кількості одержаної енергії становить теплота скидної пари (температура "брудної" скидної пари становить 70 °С) і 20% надходить від приводу компресора. Застосований теплоносію названий ММ01 і має такі властивості: низька температура кипіння; низький питомий об'єм і велика теплота пароутворення; стійкість до високих тисків і температур; нетоксичний; некорозійний; низька вартість. Для того, щоб отримати водяну пару тиском 0,35 МПа, тиск робочого агента на вході в компресор становить 0,14 МПа, на виході — 1,4 МПа і температура 148 °С. Коефіцієнт трансформації теплоти установки $\zeta_{\text{ТН}} > 5$. Найбільш складним є пусковий період. Підйом температури відбувається за 10 хв.

На рис. 2.3 зображено рециклер для існуючої термомеханічної установки з виробництва деревної целюлози [4]. Частина технологічної пари низького тиску (до 0,14 МПа) надходить у низькотемпературний випарник НВ. На всмоктування двоступеневого компресора Км подається робочий агент з тиском 0,35 МПа і температурою 93,3 °С. Нагнітаюча пара діл'ш високого тиску (до 0,2 МПа) рухається до високотемпературного випарника ВВ. З цього випарника пари холодоагенту направляються на всмоктування другого ступеня компресора (температура 121 °С, тиск 1,03 МПа). Пари теплоносія стискаються до тиску 1,4 МПа і температури 148 °С. Отримана в КнПО водяна пара під тиском 0,29 МПа подається в папероробну машину. Коефіцієнт теплоперетворення $\zeta_{TH} = 6$. Витрата пари відпрацьованої 4,9 кг/с, вторинної пари 4,75 кг/с, споживана потужність 2050 кВт.

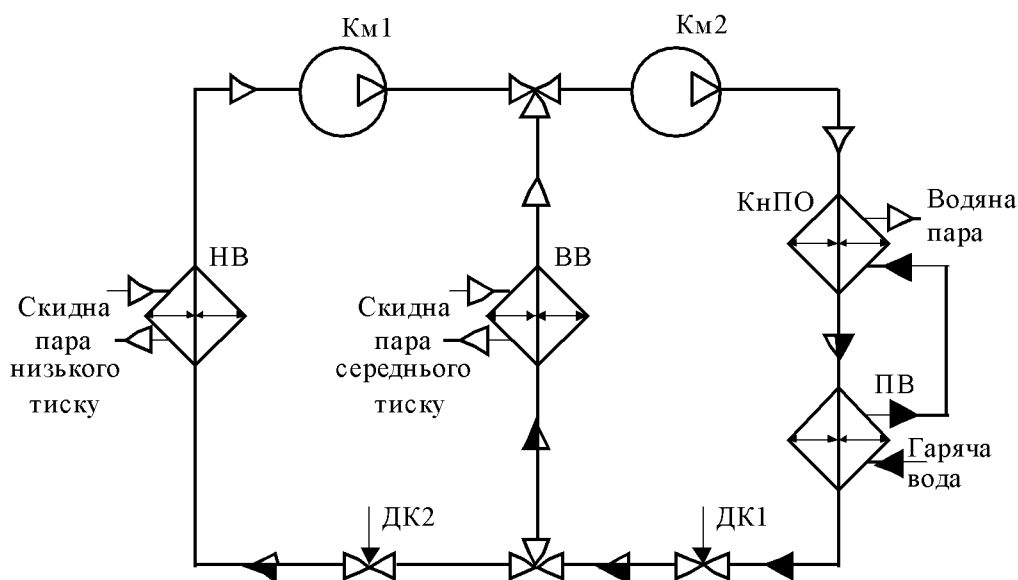


Рисунок 2.3. Утилізатор вторинної теплоти установки термомеханічного отримання деревної маси

ВВ – високотемпературний випарник; НВ – низькотемпературний випарник; інші позначення ті ж, що і на рис. 2.1

В Англії створений дослідний зразок парокompресорного теплового насосу з приводом від ДВЗ для утилізації теплоти стічних вод температурою 80 °С і отримання насиченої водяної пари температурою 110 °С [5]. Схема установки зображена на рис. 2.4.

Змн.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата

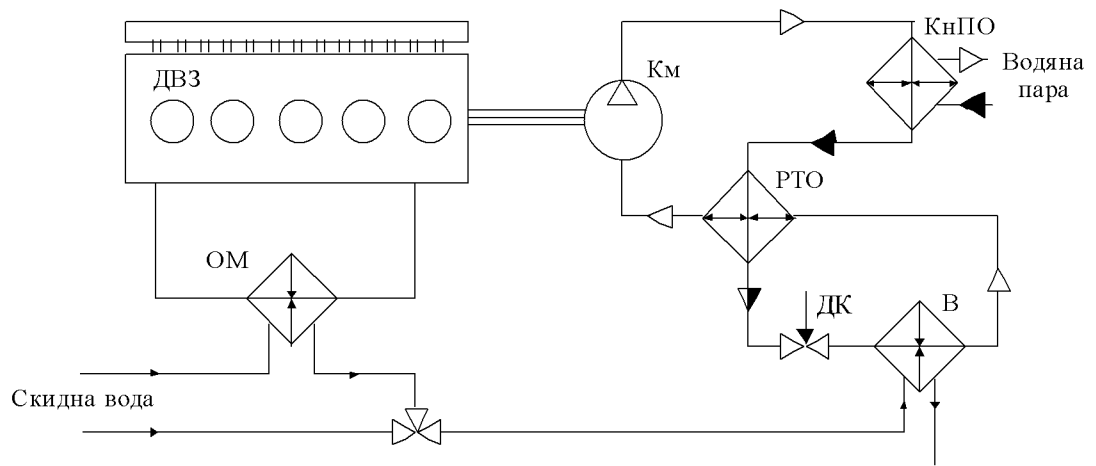


Рисунок 2.4. Схема дослідного парокompресорного теплового насосу з приводом від ДВЗ для виробництва водяної пари

ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння; ОМ – охолоджувач мастила;

РТО – регенеративний теплообмінник; інші позначення ті ж, що і на рис. 2.1

Схема такого теплового насоса відрізняється від прийнятої схеми теплових насосів з приводом від двигуна внутрішнього згоряння, коли вода після конденсатора підвищує свою температуру, забираючи тепло від системи охолодження двигуна, а пароутворення відбувається за рахунок тепла димової труби. У цьому випадку пароутворення відбувається одночасно в системі охолодження двигуна за рахунок тепла димових газів і в конденсаторі теплового насоса. В якості робочого агента обрано холодоагент R114 (CF₂ClCF₂Cl), температура кипіння 60 °C, температура конденсації 120 °C.

Johnson Controls, яка має зареєстровану торгову марку «SABROE» у Сполучених Штатах Америки, обслуговує клієнтів у більш ніж 150 країнах світу з промислового охолодження та опалення з 1897 року [6]. Торгова марка «SABROE» є одним із провідних світових постачальників теплових насосів комерційного та промислового призначення. Теплові насоси типу «HeatPAC» ефективно використовують низькотемпературне відпрацьоване тепло і перетворюють його, перетворюючи до 90 °C у гарячу воду, використовуючи лише мінімум електроенергії. Теплові насоси SABROE використовують природний аміак (R717) як холодоагент.

Теплові насоси типу «HeatPAC» на основі аміаку типу вода/вода (W), що використовують поршневі компресори «SABROE HPO™/HPS™» з частотою обертання 1800 хв⁻¹, з діапазоном потужностей 310.. 2075 кВт, призначені для утилізації

низькотемпературного відпрацьованого тепла і перетворення його в гарячу воду до температури 75 °С, представлені в табл. 2.1. Діапазон температур води у випарнику: на вході +39 °С, на виході +34 °С, діапазон температур води в конденсаторі: на вході +60 °С, на виході +70 °С, [6].

Таблиця 2.1. Теплові насоси "SABROE" типу "HeatPAC"

Тип ТН	Q ₀ , кВт	Q _к , кВт	N _е , кВт	ζ _{ТН}	R717, кг	Суха вага	Габарити, мм			Рівень шуму, dB(A)
							L	B	H	
HeatPAC24-W	263	310	50	6,1	29	2020	2800	1000	2000	75
HeatPAC26-W	395	465	76	6,1	38	2230	2850	1000	2000	76
HeatPAC28-W	527	620	101	6,1	48	2420	2900	1000	2000	77
HeatPAC104-W	618	731	120	6,1	55	2630	3050	1000	2000	81
HeatPAC106-W	911	1081	180	6,0	74	3300	3750	1000	2000	82
HeatPAC108-W	1216	1441	239	6,0	87	3950	4050	1000	2000	83
HeatPAC112-W	1735	2075	345	6,0	110	5270	5050	1000	2100	85

Двохступеневі поршневі теплові насоси типу "DualPAC" на основі аміаку типу вода/вода (W), з діапазоном потужності 444...1775 кВт, призначені для підігріву гарячої води до температури 90 °С представлені в табл. 2.2. Діапазон температур води у випарнику: на вході +15 °С, на виході +5 °С, діапазон температур води у конденсаторі: на вході +70 °С, на виході +90 °С, [6].

Таблиця 2.2. Теплові насоси "SABROE" типу "DualPAC"

Тип ТН	Q _к , кВт	Q ₀ , кВт	N _е , кВт	ζ _{ТН}	R717, кг	Суха вага	Габарити, мм			Рівень шуму, dB(A)
							L	B	H	
DualPAC704-W	444	308	140	3,1	40	6500	3500	3000	2100	86
DualPAC706-W	666	460	212	3,3	45	7900	3700	3000	2100	86
DualPAC708-W	888	610	287	3,0	55	10000	4100	3000	2100	87
DualPAC712-W	1332	907	441	3,0	75	13500	5000	3000	2100	88
DualPAC716-W	1775	1205	595	2,9	115	16500	6000	3000	2100	89

Теплові насоси типу "HeatPAC HPX" з гібридним поршневым компресором HPX, який забезпечує тиск до 40 бар на основі аміаку типу вода/вода (W), з діапазоном потужностей 326...1324 кВт, призначені для одержання гарячої води з температурою до 90 °С представлені в табл. 2.3, а зовнішній вид – на рис. 2.5. Діапазон температур води у випарнику: на вході +39 °С, на виході +34 °С, діапазон температур води у конденсаторі: на вході +70 °С, на виході +90 °С, [6].

Таблиця 2.3. Теплові насоси "SABROE" типу "HeatPAC HPX"

Тип ТН	Q _к , кВт	Q _о , кВт	N _е , кВт	ζ _{ТН}	R717, кг	Суха вага	Габарити, мм			Рівень шуму, дБ(А)
							L	B	H	
HeatPAC704-W	326	249	82	4,0	25	3500	3500	3000	2100	83
HeatPAC706-W	489	373	123	4,0	30	4200	3700	3000	2100	85
HeatPAC708-W	652	498	164	4,0	35	5000	4100	3000	2100	86
HeatPAC712-W	1010	786	252	4,0	55	6250	4700	3000	2100	87
HeatPAC716-W	1324	1029	331	4,0	65	7000	6000	3000	2100	88

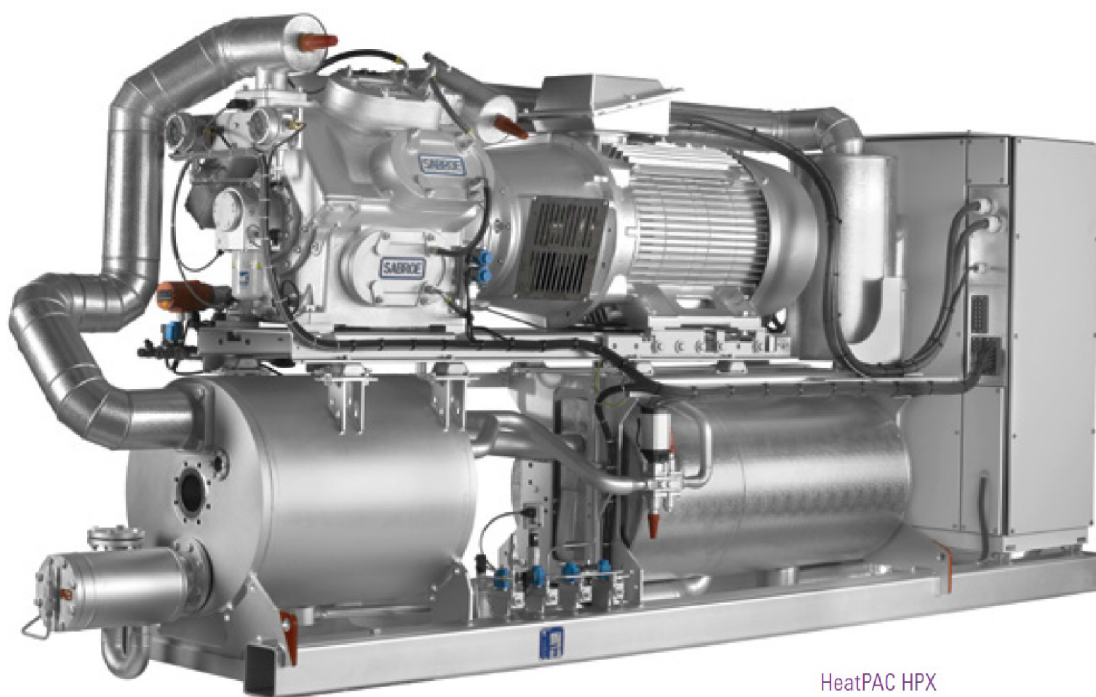


Рисунок 2.5. Зовнішній вид теплового насоса "SABROE"
типу "HeatPAC HPX"

Теплові насоси широкого діапазону температур ($-10...+100\text{ }^{\circ}\text{C}$) теплопродуктивністю $100...12000\text{ кВт}$ випускаються на заводах компанії Johnson Controls в Америці, Франції та Данії. Унікальними за температурним діапазоном ($50...100\text{ }^{\circ}\text{C}$) при теплопродуктивності $200...2000\text{ кВт}$ є французькі теплові насоси типу SGC. Для промислового використання на заводі SABROE (Данія) випускаються теплові насоси типу "HeatPAC 157 HR" теплопродуктивністю до 1600 кВт [7]. Гвинтові теплові насоси типу "HeatPAC 157 HR" на основі аміаку типу вода/вода (W), особливо ефективні в умовах часткового навантаження завдяки приводу зі змінною швидкістю з частотою обертання $1000...6000\text{ хв}^{-1}$, призначені для одержання гарячої води з температурою до $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ представлені в табл. 2.4 [6].

Таблиця 2.4. Характеристики теплового насосу типу "HeatPAC 157 HR"

Випарник				Конденсатор				Ne, кВт	ζ _{TH}
Температура		Витрати води, м³/год	Q ₀ , кВт	Температура		Витрати води, м³/год	Q _к , кВт		
входу, °C	виходу, °C			ходу, °C	виходу, °C				
40	35,9	300	1422	40	85	34,8	1792	407	4,4
30	26,8	300	1107	40	85	28,2	1453	381	3,8
20	17,6	300	818	40	85	22,0	1121	335	3,3
10	8,3	300	588	40	85	16,5	852	290	2,9

Теплові насоси компанії "Viessmann" серії "Vitocal 350-HT Pro" випускаються з хладоном $R-1234ze$ (1,3,3,3-тетрафторпропен, хімічна формула CF_3CHF_2 , критична температура $110\text{ }^{\circ}\text{C}$, критичний тиск $3,6\text{ МПа}$ [8]), що відповідає вимогам природних хладачів, які рекомендовані до застосування після 2020 року з температурою конденсації хладоноу до $90\text{ }^{\circ}\text{C}$, а випаровування – до $50\text{ }^{\circ}\text{C}$. Для стиснення хладоноу в ТН використовують компресори марки "Bitzer NES". Характеристики високотемпературних ТН серії "Vitocal 350-HT Pro" представлені в табл. 2.5 [9].

2.2. Утилізація низькопотенційної теплоти тепловими насосами на судах

Із збільшенням масштабів світового промислового і сільськогосподарського виробництва, а також споживання товарів та послуг при вкрай нерівномірному розподілі на

планеті природних ресурсів і населення роль морських суден як основних транспортних засобів у світовому товарообміні вже стала визначною, а в майбутньому не тільки не зменшиться, але й зростатиме. Світовий морський транспортний флот налічує більше 70 тис. транспортних суден загальним дедвейтом більше 1400 млн. т, а загальний рівень перевезень вантажу морським транспортом перевищує 8,5 млрд. т на рік.

Таблиця 2.5. Характеристики високотемпературних ТН компанії "Viessmann" серії "Vitocal 350-HT Pro"

Vitocal 350-HT Pro	Одиниці вимірювання	BW352.AHT21	BW352.AHT43	BW352.AHT71	BW352.AHT119	BW352.AHT147
Кількість компресорів	шт	2				3
Тип компресора "Bitzer NES"		4DES-14	4NES-40	6JE-33	6FE-50	6GE-40
Хладагент		R-1234ze				
Температура конденсації	°C	90				
Температура випаровування	°C	50				
Теплопродуктивність	кВт	62,0	128,0	217,0	373,0	428,0
Холодопродуктивність	кВт	46,0	92,0	160,7	272,0	311,0
Електрична потужність	кВт	16,5	33,8	56,8	102,0	118,0
ζ_{TH}		3,8			3,7	3,6
Габаритні розміри:						
- довжина	мм	1841	1841	2153	2153	2816
- ширина	мм	811	811	911	911	911
- висота	мм	1450	1450	1650	1650	1650
Вага	кг	570	740	1080	1280	1695

На морські та річкові перевезення припадає близько 90 % світових перевезень. На рис. 2.6 приведений загальний обсяг світових морських перевезень станом на 2010 рік [10].

На теперішній час на транспортних суднах до 95 % у якості головного двигуна для суднової енергетичної установки (СЕУ) використовуються поршневі двигуни внутрішнього згорання. Одними з найпоширеніших ДВЗ на суднах є малообертові двигуни, в яких частота обертання колінчатого валу знаходиться в діапазоні від 50 до 250 хв^{-1} з діапазоном потужності від 2000 до 80000 кВт [11]. На світовому ринку найвагоміші фірми виробники

суднових МОД є "MAN Diesel & Turbo" (ME серія), "Wartsila" (RTflex та X серії) та "Mitsubishi Heavy industries" (UEC серія) та фірми – ліцензіату [12 – 15].

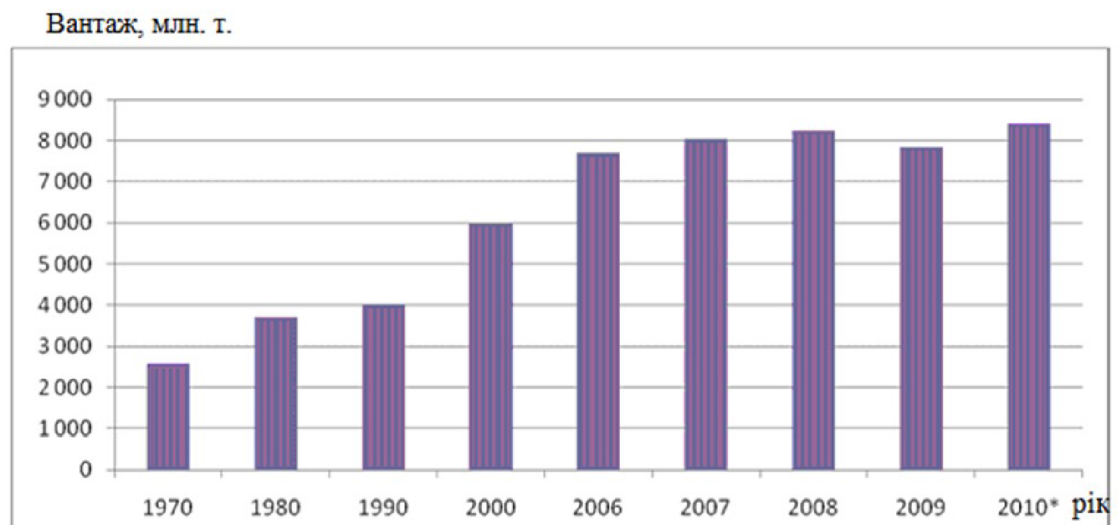


Рисунок 2.6. Загальний обсяг світових морських перевезень

Високі технічні характеристики суднових дизелів, зниження питомої витрати палива g_e (до $g_e = 165 \text{ г/(кВт·год)}$ умовного палива в МОД), неможливість до якості палива при збереженні високих значень теплового ККД, безпечна і стабільна робота в автоматизованих МВ тривалі періоди між техоглядами дозволяють припустити, що в найближчі десятиліття дизельні СЕУ залишаться основним типом силових установок морських суден. Існуючий типорозмірний ряд суднових дизелів дозволяє підібрати джерело рушійної сили для будь-якого судна [16].

Враховуючи величезний вплив морських перевезень вантажів судами на світову торгівлю, а також величезну сумарну теплову потужність суднових головних двигунів, підвищення ефективності комплексного використання паливно-енергетичних ресурсів (ПЕР) суднових двигунів внутрішнього згоряння стає актуальним [17].

Так, у суднових МОД лише частина теплоти (48...54 %), що виділяється при згорянні палива, перетворюється на ефективну роботу, решта — втрати. З них частина теплоти (18...20 %) відводиться вихлопними газами (EG), частина теплоти (18...21 %) передається через охолоджувач наддувочного повітря (CAC), частина тепло відводиться безпосередньо через елементи і корпус двигуна (до 1 %), а частина передається в систему змащення (3...4 %) і в систему охолодження гільзи циліндра двигуна (6...8 %). [17].

Одним із основних методів і технологій підвищення ефективності комплексного використання ПЕР суднових енергетичних установок традиційно є утилізація вторинних енергетичних ресурсів (ВЕР) різноманітних речовин, які відводять тепло від суднових МОД. Утилізація цих втрат, по-перше, підвищує ефективність суднових МОД, а по-друге, вирішує дві важливі екологічні проблеми: зберігає невідновлювані природні ресурси та зменшує теплове забруднення навколишнього середовища.

Теоретичні дослідження та розробки систем повторного використання тепла для ТО були успішно реалізовані на великій кількості морських суден.

Починаючи з 1960-х років широко впроваджувалися системи утилізації тепла ТО відпрацьованих газів, температура яких досягала 375...390 °C, з ефективністю ТО 35...37%. Судна були обладнані котлами-утилізаторами (КУ), які виробляли пару для технологічних і побутових потреб. Наприкінці 1960-х — на початку 1970-х років, коли потужності ТО зросли до 20...25 МВт, на суднах почали застосовувати системи глибокого утилізації тепла (ГУТ). Ці системи були спрямовані на повне або часткове задоволення суднових споживачів теплом та електроенергією [18, 19].

У 70-х роках після випуску двигуна з ізобарним наддувом фірмами «MAN-B&W Diesel A/S» (тип дизеля GFCA) і «Sulzer» спостерігалася значне зниження температури ВГ (до 300 °C) при збільшенні тепловтрат від ОНП і охолодження прісною водою гільз циліндрів МОД (до 75...80 °C). За таких умов звичайні СГУТ не давали значного економічного ефекту. Запропоновано використовувати схему комплексної системи рекуперації тепла (КСУТ), де максимальна кількість перегрітої водяної пари надходить в утилізаційний турбогенератор (УТГ), а підведення тепла до ємності здійснюється за допомогою водяного охолодження високотемпературним секції ОНП та гільз циліндрів МОД [18]. Однак сьогодні ситуація з утилізацією тепла МОД в транспортному парку якісно змінилася. Підвищення ККД МОД і зниження питомої витрати палива де сучасних суднових дизелів супроводжується перерозподілом статей їх теплового балансу (табл. 2.6), зокрема, за рахунок зменшення втрат з вихлопними газами зі зниженням температури вихлопних газів (температура вихлопних газів двигунів MAN Diesel & Turbo знизилася до 235...265 °C, а двигунів Wartsila – до 257...298 °C) з одночасним збільшенням частки теплоти, що відводиться в ОН [12, 13]. Ці фактори разом різко знижують ефективність традиційних схем використання тепла.

					КР. 142. 6257м. 03. ПЗ. 07. 02.	Лист
						24
Змн.	Арк.	№ док-м.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.6. Складові теплового балансу МОД різних поколінь, %

Фірма-виробник, тип двигуна	Втрати теплоти МОД з:			
	ВГ	ОНП	Системою охолод- ження	Системою змащення
Покоління МОД 1960– 70-х років				
"MAN-B&W Diesel A/S", VTBF	37,5...39,0	4,0...4,5	12,0...12,5	4,7...4,5
"MAN-B&W Diesel A/S", VT2BF	36,0...37,0	7,0...7,5	10,0...10,5	4,1...4,2
"MAN-B&W Diesel A/S", KEF	34,0...35,0	7,5...8,0	9,0...9,5	4,0...4,1
"MAN-B&W Diesel A/S", K/LGF	33,0...33,5	9,0...9,4	10,0...10,4	3,9...4,0
"Sulzer", RD	30,0...32,0	7,0...7,5	13,0...15,0	0,8...1,0
"Sulzer", RND	28,0...30,0	8,5...9,0	10,0...12,5	0,5...0,7
"Sulzer", RND-M	28,0...29,0	12,3...12,6	12,3...13,1	0,7...0,8
Покоління 1980– 2000-х МОД				
"MAN-B&W Diesel A/S", L/SMC	23,0...24,0	14,5...15,5	7,5...8,2	3,5...4,2
"Wartsila-NSD", RTA	25,0...26,5	13,6...14,2	7,4...7,7	2,3...2,4
Сучасне покоління МОД з електронним керуванням				
"MAN Diesel & Turbo", LME-C8	18,3...19,2	20,1...21,0	7,1...7,3	3,7...4,0
"MAN Diesel & Turbo", SME-C8	18,4...19,3	20,2...21,1	7,2...7,3	3,7...4,0
"MAN Diesel & Turbo", GME-C9	18,2...18,9	20,8...21,2	6,7...6,8	3,8...4,2
"Wartsila", RTflex T-D	18,8...19,2	18,4...18,7	7,3...7,8	4,2...5,5
"Wartsila", RTflex C	19,0...19,3	18,2...20,4	6,3...7,5	4,3...4,4

Питання використання ТНПУ в суднових умовах ще недостатньо вивчені, оскільки тут виникають специфічні проблеми, невластиві береговим (стаціонарним) установкам. Суднове виконання ТНПУ передбачає особливо жорсткі вимоги до їх енергоспоживання, габаритним показникам, автономності роботи, надійності і зручності експлуатації. З відомих розробок в даному напрямі слід відзначити схему ТНПУ [20], призначену для підвищення температурного потенціалу скидної теплоти (45...60 °C) у вторинному контурі системи охолодження дизеля і отримання водяної пари (рис. 2.7).

Зроблені в [19] розрахунки показали, що при роботі ТНПУ можна отримати додатково на 1 кВт потужності ГД 0,35...0,50 кг/год. насиченої пари тиском 0,20...0,25 МПа і тим самим зменшити загальні витрати палива в СЕУ. До застосування рекомендувалися хладагони R11 (CCl_3F), R113 ($\text{CCl}_2\text{FCClF}_2$), R114 ($\text{CF}_2\text{ClCF}_2\text{Cl}$). Однак на сьогоднішній день всі вони заборонені для використання як озононебезпечні.

З посиленням вимог до озоноруйнівних хладонів для заміни R11, R21, R123 та ін. у високотемпературних ТН (температура кипіння хладону вище $100\text{ }^{\circ}\text{C}$) був прийнятий гідрохлорфторвуглеводний (ГХФВ) хладон R123 з низьким серед ГХФВ коефіцієнтом руйнування озонного шару $\text{ODP}=0,02$ та дуже низьким серед синтетичних хладонів коефіцієнтом глобального потепління $\text{GWP}=77$, температурою кипіння $t_s = 27,8\text{ }^{\circ}\text{C}$, критичною температурою $t_{\text{кр}} = 183,7\text{ }^{\circ}\text{C}$, критичним тиском $P_{\text{кр}} = 3,66\text{ МПа}$ [20]. Однак, як більшість синтетичних хладонів R123 не задовольняє останнім екологічним вимогам в рамках Монреальського і Кіотського протоколів.

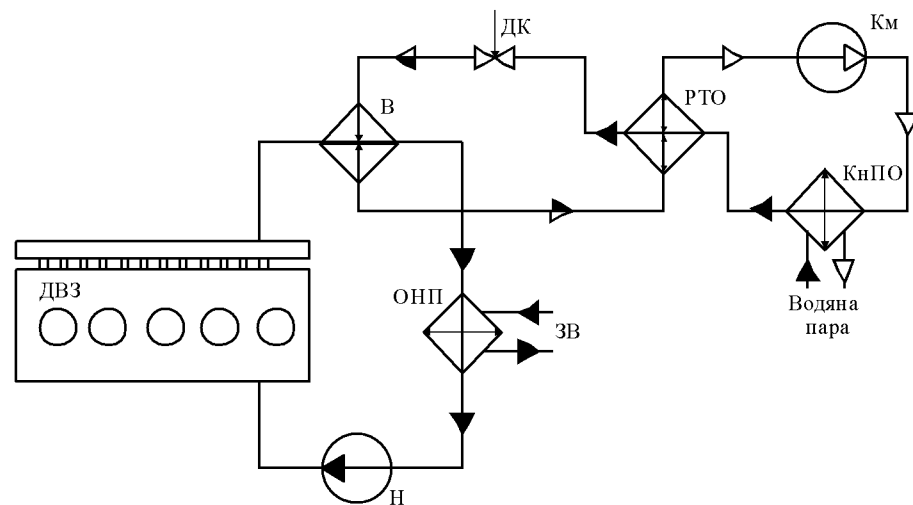


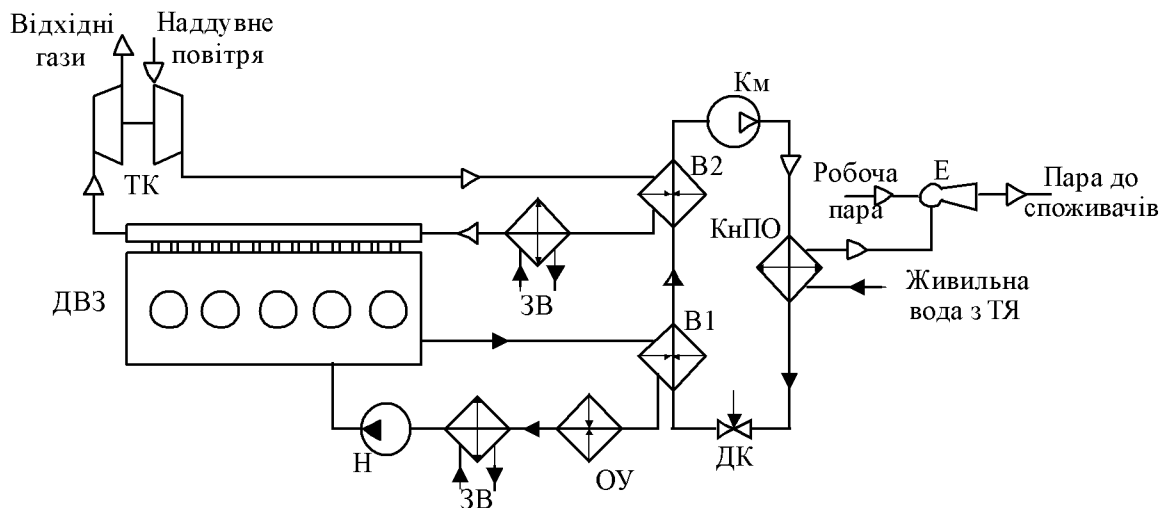
Рисунок 2.7. Схема використання парокомпресорного теплового насоса для підвищення температурного рівня у вторинному контурі системи охолодження суднового дизеля

ЗВ – забортна вода; Н – насос; ОНП – охолоджувач наддувального повітря;

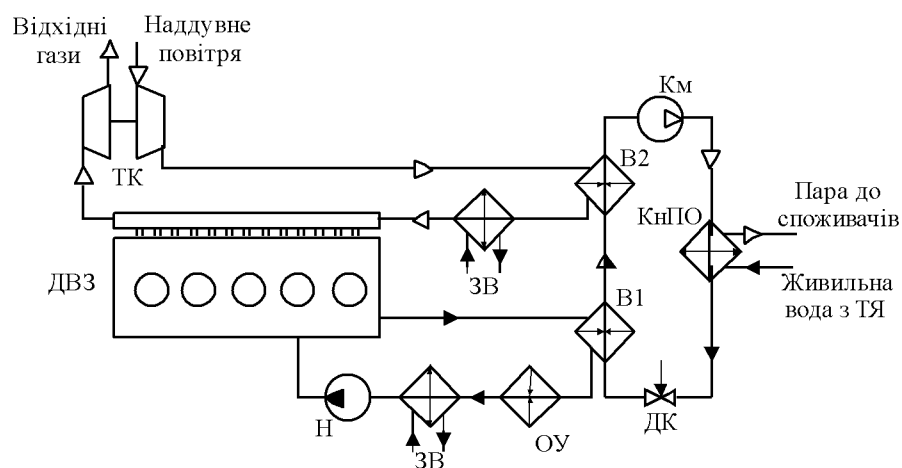
інші позначення ті ж, що і на рис. 2.1

Японська компанія "Maeyakawa" у 2013 році представила високотемпературний ТН для роботи при температурах конденсації вище $t_{\text{к.ТН}} = 150\text{ }^{\circ}\text{C}$. У якості робочого тіла для високотемпературного ТН використовувався хладон n -пентан R601 з нормальною температурою кипіння $t_s = 36,1\text{ }^{\circ}\text{C}$, критичною температурою $t_{\text{кр}} = 196,6\text{ }^{\circ}\text{C}$, критичним тиском $P_{\text{кр}} = 3,37\text{ МПа}$ та температурою самозаймання $t_{\text{сз}} = 286\text{ }^{\circ}\text{C}$. У якості мастила був вибраний РАГ (поліалкіленгліколь) за його термостійкість і достатню в'язкість при температурі до $180\text{ }^{\circ}\text{C}$. При випробуваннях, що проводились при температурах конденсації $t_{\text{к}} = 150...160\text{ }^{\circ}\text{C}$ і кипіння $t_{\text{к}} = 70...80\text{ }^{\circ}\text{C}$, коефіцієнт трансформації теплоти $\zeta_{\text{ТН}} \approx 3,0$ [20].

В [21, 22] наведені схеми суднових теплоутилізуючих контурів на низькокиплячих робочих тілах для отримання водяної пари тиском 0,2 МПа і вище за рахунок теплоти наддувочного повітря і води, що охолоджує втулки циліндрів ДВЗ. При цьому можлива або комбінована ежекторно-компресорна (Рис. 2.8, а), або компресорна (Рис. 2.8, б) схеми ТНПУ. У першому випадку в якості робочого тіла нижньої ступені теплоутилізуючого контуру можливе застосування хладону R22 (CHF_2Cl), у другому – використовують високотемпературні робочі тіла, наприклад хладон R114 ($\text{CF}_2\text{ClCF}_2\text{Cl}$), хоча і R114, і R22 потрапляють під обмеження, що накладаються Монреальським протоколом.



а



б

Рисунок 2.8. Схеми теплоутилізуючих контурів
 а) комбінований ежекторно-компресорний; б) компресорний;
 ОУ – опріснювальна установка; ТК – турбокомпресор;
 Е – ежектор; інші позначення ті ж, що і на рис. 2.1

Змн.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата

КР. 142. 6257м. 03. ПЗ. 07. 02.

Лист
27

Застосування ТН на суднах транспортного флоту для більш ефективного використання ВЕР розглянуто в роботі [23], де наведено енергетичну доцільність використання ТН для виробництва пари порівняно з допоміжним котлом, що працює на рідкому паливі. При підвищенні рівня температури у вторинному контурі системи охолодження дизеля від 60 до 120 °С коефіцієнт теплоперетворення теплового насоса компресора становить $\zeta_{\text{НТ}} = 6,6$. Розрахунки показали, що при роботі ТН можна додатково отримати 1 кВт·год потужності основного двигуна до 0,35 ... 0,50 кг насиченої пари з тиском 0,20 ... 0,25 МПа і тим самим знизити витрати палива на корабель.

У роботі [23] проведено аналіз можливостей більш повного використання тепла, що виділяється при спалюванні палива в суднових теплових двигунах. Розрахунок можливості заміни автономного котла системи опалення вантажу на тепловий насос з використанням в якості робочої рідини холодоагенту R113 і водяного охолодження гільз циліндрів двигуна внутрішнього згоряння з температурою $t_{\text{cool}} = 80$ °С в якості тепла. Джерело двигуна внутрішнього згоряння. Температура середовища в системі опалення $t_{\text{п}} = 160$ °С. Коефіцієнт теплоперетворення $\zeta_{\text{ТН}} = 6,67$, відносна економія палива 24%. Застосування теплонасосного способу утилізації двигуна внутрішнього згоряння двигуна внутрішнього згоряння дозволяє збільшити коефіцієнт використання палива на 3 – 9%.

2.3. Висновки з розділу

У другому розділі магістерської роботи на основі аналізу використання теплового насоса для утилізації теплоти охолоджувальної води двигуна внутрішнього згоряння запропоновано виконати такі дослідницькі завдання:

- виявити резерви підвищення ефективності використання теплоти води охолодження двигуна внутрішнього згоряння відповідно до витрат тепла та холоду на маршруті;
- розробити математичну модель процесів утилізації теплоти охолоджуючої води двигуна внутрішнього згоряння тепловим насосом, яка враховує наявний тепловий потенціал, перевірити адекватність моделі;
- встановити особливості процесів утилізації теплоти охолоджуючої води двигуна внутрішнього згоряння тепловим насосом залежно від співвідношення їх теплових навантажень та визначити їх раціональні параметри та характеристики (теплові коефіцієнти), що забезпечують необхідну глибину повітря. охолодження з мінімальними витратами палива на привід теплового насоса.

					КР. 142. 6257м. 03. ПЗ. 07. 02.	Лист
						28
Змн.	Арк.	№ док-м.	Підпис	Дата		

3. Розробка методики розрахунку теплонасосної парогенеруючої суднової установки

3.1. Проблеми забезпечення водяною парою на танкері в холодній зоні

Утилізація теплових втрат головного двигуна традиційно є одним з основних напрямків підвищення ефективності суднової енергетичної установки. Теоретичні дослідження і розробки систем повторного використання теплоти судових поршневих двигунів внутрішнього згоряння (СДВЗ), були успішно реалізовані на великій кількості морських суден [19, 24]. Однак на сьогоднішній день ситуація з утилізацією теплоти СДВЗ на транспортному флоті якісно змінилася. Підвищення ККД (ККД сучасних малооборотових СДВЗ становить від 48,0 до 51,0 %) і зниження питомої витрати палива сучасних судових дизелів супроводжується перерозподілом статей їх теплового балансу, зокрема зменшенням втрат з відхідними газами (ВГ) із зниженням температури ВГ (Температура ВГ двигунів фірми "MAN Diesel & Turbo" знизилася до 235...265 °С, а двигунів фірми "Wartsila" – до 257...298 °С) при одночасному зростанні частки теплоти, що відводиться в охолоджувачі надвугного повітря (ОНП) [12, 13]. Ці фактори в сукупності різко знижують ефективність традиційних схем утилізації теплоти. Стає складним одночасне забезпечення водяною парою як підігрівачів різних середовищ на судні так і утилізаційного турбогенератора, що призводить до необхідності введення в роботу допоміжного котла (ДК).

Проведений аналіз експлуатаційних ходових режимів роботи суден типу танкер «Победа», «Капелла», «Григорій Нестеренко», «Дмитрій Медведєв» показав, що існує три різних режими навантаження на котельну установку танкера в ходовому режимі в холодній зоні:

- ходовий режим при підтримці температури вантажу до 45 °С;
- підготовка вантажу до вивантаження з підігрівом до 60 °С;
- ходовий режим в баласті.

Тому витрата пари, а відповідно і навантаження на судову котельну установку буде залежати від режиму експлуатації судна. У всіх ходових режимах в холодній зоні для отримання водяної пари на танкері працює УК, але він не задовольняє всіх споживачів пари,

					КР. 142. 6257м. 03. ПЗ. 07. 03.	Лист
Змн.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		29

що видно з табл. 3.1 [25, 26].

Таблиця 3.1. Парове навантаження УК і ДК залежно від режиму роботи розглянутих суден у холодній зоні

Назва судна	Номінальна потужність ГД, кВт	Паропро-дуктивність УК, кг/год	Необхідна кількість пари на судні, кг/год		
			Ходовий режим	Режим підігріву вантажу до 60 °C	ходовий режим в баласті
15996	6ДКРН 60/195 9370	5000	7160	12170	4570
15965	6ДКРН 74/160 7800	5000	6260	10640	4050
Gulf B	7ДКРН 80/160 12365	6500	7550	15930	4680
17012	6S60MC 10400	2000	7640	14840	2330

Для задоволення всіх потреб у водяній парі на судні в ходовому режимі у холодній зоні додатково використовують ДК, який працює на частковому навантаженні.

В табл. 3.2 приведено теплове навантаження при експлуатації судна проекту 15966 в холодній зоні. З табл. 3.2 видно, що в даному режимі експлуатації судна для задоволення всіх споживачів у водяній парі паропродуктивності УК не достатньо, тому на судні використовують додатково паливний ДК.

Таблиця 3.2. Парове навантаження судна в холодній зоні при розігріву вантажу до 45 °C

Споживачі пари	Температура пари, °C	Тиск пари, МПа	Витрати пари, кг/год
Загальносуднові	120...133	0,2...0,3	1246
Споживачі СЕУ	151...165	0,5...0,7	3512
Спеціальні споживачі (підігрівачі вантажу)	133...165	0,3...0,7	2402
Всього	–		7160
Паропродуктивність УК/ДК	–		до 5000/від 2160

Як один з варіантів вирішення цієї проблеми може розглядатися використання на суднах теплонасосних парогенеруючих установок (ТНПУ) в холодній зоні рейсу (див. рис. 3), коли температура зовнішнього повітря $t_{зп}$ стає нижче 20 °С для виробки водяної пари, джерелом споживаної теплоти низького потенціалу (у випарнику) у яких були б вторинні теплові ресурси суднових МОД. Це дозволило б, по-перше, зменшити теплове забруднення навколишнього середовища, по-друге, відмовитися від роботи допоміжного котла на ходовому режимі судна в холодній зоні, а відповідно знизити забруднення навколишнього середовища токсичними димовими газами і, по-третє, зекономити невідновлювальні джерела енергії (котельне паливо) [27].

3.2. Актуальність використання теплового насосу у якості парогенеруючої установки на судні

Теплонасосний напрямок утилізації вторинних теплових ресурсів СДВЗ для виробництва водяної пари в науково-технічній літературі раніше вже розглядався [20, 21]. В роботі [21] представлена схема роботи ТНПУ, де розглядалися різні варіанти теплоутилізуючих контурів на низькокиплячих робочих тілах для одержання водяної пари тиском 0,2 МПа і вище за рахунок теплоти надувного повітря і охолоджуючої СДВЗ води. У якості робочого тіла ТНПУ рекомендувалися висококиплячі рідини, наприклад хладоп R114 ($\text{CF}_2\text{ClCF}_2\text{Cl}$) та хладоп R22 (CHF_2Cl), але на теперішній час і R114 і R22 потрапляють під обмеження, що накладаються Монреальським протоколом.

Однак даних, наведених у розглянутих вище джерелах, недостатньо для оцінки перспективності теплонасосного напрямку утилізації низькопотенціальної теплоти СДВЗ для одержання пари на судні. Параметри роботи дизелів наведені для устарілих моделей двигунів, не обґрунтований вибір робочого агента, не проведені конструктивні розрахунки основних апаратів.

В якості альтернативного головного двигуна для танкера розглядалися сучасні малообертові двигуни, один з яких фірми "Wartsila" марки 6RTflex52U-B з номінальною потужністю $Ne_{ном}^{ГД} = 9600$ кВт (температура та кількість теплоти води, що охолоджує втулки циліндрів ГД відповідно $t_{хвц} = 85$ °С, $Q_{хвц} = 1862$ кВт) та двигун фірми "MAN B&W" марки 6S50ME-C8-TII номінальною потужністю $Ne_{ном}^{ГД} = 9960$ кВт ($t_{хвц} = 80$ °С, $Q_{хвц} = 1450$ кВт) [28, 29].

					КР. 142. 6257м. 03. ПЗ. 07. 03.	Лист
Змн.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата		31

Для обох двигунів використовується триконтурна система охолодження (рис. 3.1). В табл. 3.3 представлені параметри робочих середовищ системи охолодження двигунів.

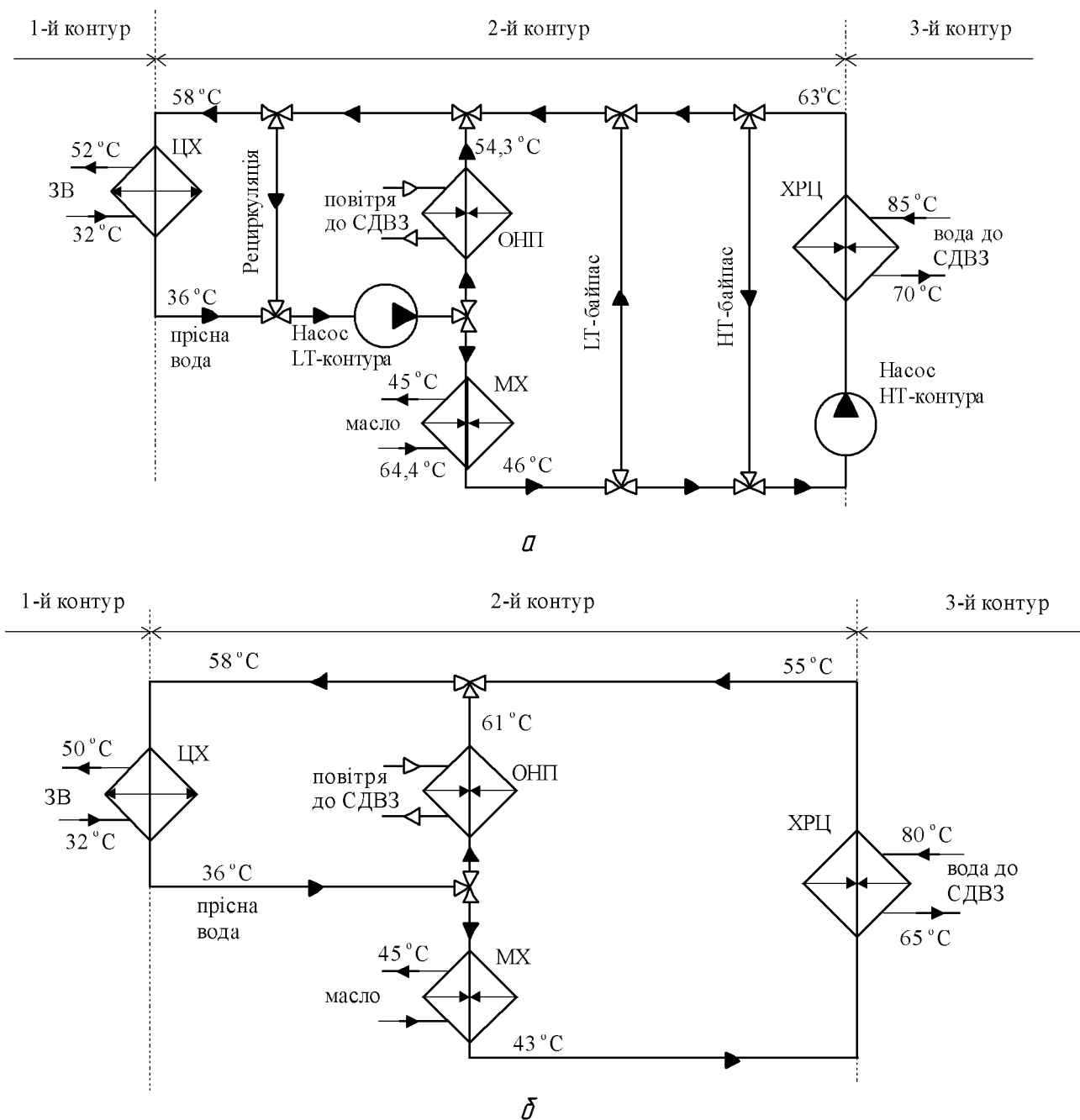


Рисунок 3.1. Принципові схеми триконтурної системи охолодження МОД

а) RTflex52U-B, б) S50ME-C8-TII

ЗВ – забортна вода; ЦХ – центральний холодильник; ОНП – охолоджувач наддувочного повітря; МХ – масляний холодильник; ХРЦ – холодильник системи втулок циліндрів МОД

Змн.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата

КР. 142. 6257м. 03. ПЗ. 07. 03.

Лист

32

Таблиця 3.3. Параметри робочих середовищ водяної системи охолодження двигунів

Параметр, позначення, одиниця вимірювання	МОД марки			
	6RTflex52U-B		6S50ME-C8-TII	
	Гріюче середовище	Охолод- жуюче середовище	Гріюче середовище	Охолод- жуюче середовище
Холодильник системи охолодження втулок циліндрів ДВЗ				
Кількість теплоти, що передається $Q_{\text{ХВЦ}}$, кВт	1862		1450	
Температура середовища $t_{\text{ХВЦ}}$, °C, вхід/вихід	85/70	н/д	80/65	43/55
Витрати речовини $G_{\text{ХВЦ}}$, м³/год	109	н/д	83	107
Охолоджувач наддувочного повітря				
Кількість теплоти, що передається $Q_{\text{ОНВ}}$, кВт	3311		4140	
Температура середовища $t_{\text{ОНВ}}$, °C, вхід/вихід	н/д	36/54	н/д	36/ 61
Витрати речовини $G_{\text{ОНВ}}$, кг/ год	74381	157	н/д	143
Масильний холодильник				
Кількість теплоти, що передається $Q_{\text{МХ}}$, кВт	1064		790	
Температура середовища $t_{\text{МХ}}$, °C, вхід/вихід	64/45	36/46	54/45	36/43
Витрати речовини $G_{\text{МХ}}$, м³/ год	112	92	195	107
Центральний холодильник				
Кількість теплоти, що передається $Q_{\text{ЦХ}}$, кВт	6237		6380	
Температура середовища $t_{\text{ЦХ}}$, °C, вхід/вихід	58/36	32/52	58/36	32/50
Витрати речовини $G_{\text{ЦХ}}$, м³/ год	249	274	250	315

Як видно з табл. 3.3 та рис. 3.1 найбільший температурний потенціал серед джерел низького потенціалу (температура джерела нижче 100 °C) має прісна вода, що охолоджує втулки циліндрів СДВЗ (температура на виході з ГД 80...85 °C), а джерело високого потенціалу ОНП (температура джерела досягає 180...200 °C) може використовуватися як економайзерна секція УК для підігріву живильної води. Тому, як джерело НПТ для утилізації в ТНПУ може використовуватися вода, що охолоджує втулки циліндрів СДВЗ. Схема підключення та сумісної роботи ТНПУ та ВОУ для утилізації НПТ води, що охолоджує втулки циліндрів

ДВЗ приведена на рис. 3.2. Однак для оцінки показників ТНПУ необхідно врахувати, яка частина даного джерела НПТ використовується для функціонування ВОУ, а яка залишається для утилізації у ТНПУ.

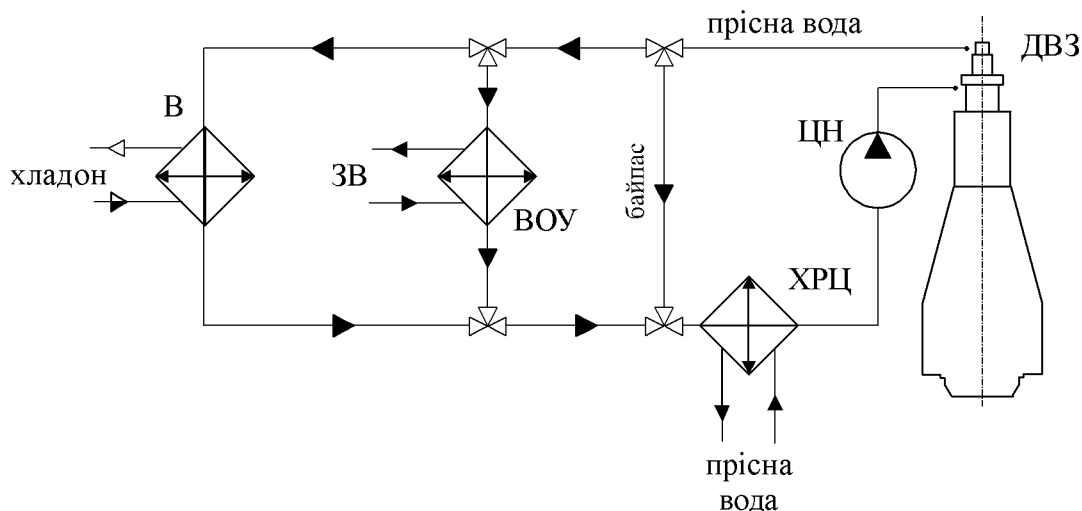


Рисунок 3.2. Схема з'єднання випарника ТНПУ до системи охолодження МОД

В – випарник теплового насоса; ЗВ – забортна вода;

ВОУ – водоопріснювальна установка; ХРЦ – холодильник системи охолодження втулок циліндрів ДВЗ; ЦН – циркуляційний насос

Кількість дистилляту, який необхідно для поповнення суднових запасів прісної води, залежить від чисельності екіпажу судна, продуктивності котельних установок, потужності СДВЗ та ДГ, а також від кількості сепараторів палива та мастила. Він може бути визначений за формулою, т/добу,

$$G_{\text{пв}} = G_{\text{ек}} \cdot z_{\text{ек}} + G_{\text{пв}} \cdot (Ne_{\text{пот}}^{\text{ГД}} + Ne_{\text{пот}}^{\text{ДГ}} \cdot \eta_{\text{ДГ}}) + G_{\text{ку}} \cdot 24 \cdot (D_{\text{ук}} + D_{\text{ДК1}} + D_{\text{ДК2}}) + G_{\text{с}} \cdot \eta_{\text{с}} \cdot k_{\text{с}},$$

де $G_{\text{ек}}$ – витрати прісної води на побутові потреби і для пиття на одного члена екіпажу (згідно санітарних норм $G_{\text{ек}} = 0,18 \dots 0,24$ т/добу); $G_{\text{пв}}$ – питомі витрати прісної води в системі охолодження СДВЗ та ДГ ($G_{\text{пв}} = 7 \cdot 10^{-5}$ т/(кВт·добу)); $\eta_{\text{ДГ}}$ – кількість ДГ на судні ($\eta_{\text{ДГ}} = 3$); $G_{\text{ку}}$ – питомі витрати конденсату з конденсатно-живильної системи котельної установки ($G_{\text{ку}} = 0,02 \dots 0,05$ т/добу); $G_{\text{с}}$ – питомі витрати прісної води на промивання порожнин сепараторів ($G_{\text{с}} = 36 \cdot 10^{-2}$ т/(сепаратор·добу)); $\eta_{\text{с}}$ – кількість встановлених сепараторів ($\eta_{\text{с}} = 5$); $k_{\text{с}}$ – коефіцієнт завантаженості сепараторів.

Таким чином, необхідна кількість дистильату складає:

$$G_{\text{дб}} = 0,2 \cdot 24 + 7 \cdot 10^{-5} \cdot (9600 + 880 \cdot 3) + 0,025 \cdot 24 \cdot (5,0 + 6,3 + 16) + 36 \cdot 10^{-2} \cdot 5 \cdot 0,65 = 22,28 \text{ т/добу.}$$

Одержаний результат необхідної кількості дистильату $G_{\text{дб}} = 22,28 \text{ т/добу}$ відповідає продуктивності встановленої на судні, який взято для прикладу ВОУ марки Д5-У, що дорівнює 25 т/добу.

Кількість теплоти, яка відбирається для роботи ВОУ від прісної води системи охолодження втулок циліндрів СДВЗ, знаходиться за формулою, кВт,

$$Q_{\text{ВОУ}} = \frac{1000 \cdot G_{\text{ВОУ}} \cdot (h'' - h_{\text{жв}})}{24 \cdot 3600 \cdot \eta_{\text{втр}}},$$

де h'' – ентальпія сухої насиченої пари при температурі кипіння заборотної води у випарнику ВОУ, що дорівнює 65 °С ($h'' = 2618,2 \text{ кДж/кг}$ [30, 31 табл. I]); $h_{\text{жв}}$ – ентальпія заборотної живильної води, що надходить у випарник ВОУ при температурі рівній 24 °С ($h_{\text{жв}} = 100,6 \text{ кДж/кг}$ [31, табл. I]); $\eta_{\text{втр}}$ – коефіцієнт втрат теплоти у навколишнє середовище ($\eta_{\text{втр}} = 0,98$).

Підставляючи вказані значення, одержимо:

$$Q_{\text{ВОУ}} = \frac{1000 \cdot 25 \cdot (2618,2 - 100,6)}{24 \cdot 3600 \cdot 0,98} = 743 \text{ кВт.}$$

Таким чином, згідно табл. 3.3, надлишок теплоти прісної води системи охолодження втулок циліндрів СДВЗ, яка може бути використана у якості джерела НПТ для ТНПУ, складає:

– для двигуна 6RTflex52U-B

$$Q_0 = Q_{\text{хвц}} - Q_{\text{ВОУ}} = 1862 - 743 = 1119 \text{ кВт};$$

– для двигуна 6S50ME-C8-TII

$$Q_0 = Q_{\text{хвц}} - Q_{\text{ВОУ}} = 1450 - 743 = 707 \text{ кВт.}$$

Для утилізації теплоти прісної води системи охолодження втулок циліндрів ДВЗ необхідно визначитися з циклом та параметрами роботи ТНПУ. Вибір параметрів роботи установки утилізації НПТ за допомогою теплового насоса визначається, з одного боку, необхідністю забезпечення максимального ступеня утилізації теплоти, що відводиться від дизеля різними охолоджуючими середовищами, а з іншого, наявністю на судні специфічних споживачів пари, в першу чергу, підігрівачів важкого палива для СДВЗ і дизель-генераторів.

					КР. 142. 6257м. 03. ПЗ. 07. 03.	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м.	Підпис	Дата		35

Аналіз параметрів суднових споживачів теплової енергії показує, що вони можуть бути розділені на три основні групи (перелік основних споживачів теплової енергії і необхідні їй температурні рівні наведено в табл. 3.4): з використанням водяної пари низького (0,2...0,3 МПа), середнього (0,5 МПа) та високого (0,7...0,9 МПа) тисків.

Таблиця 3.4. Температурні рівні зріючих середовищ та споживачів пари на танкері в ходовому режимі в холодній зоні з підігрівом вантажу до 45 °С

Споживачі теплоти	Температура підігріву, °С	Температура зріючого середовища, °С	Використання пари, %	Тиск пари, МПа
1. Загальносуднові споживачі: – опалення – кондиціонування – водопідігрівачі систем – загальносуднова вентиляція	40 – 60	80 – 134	15 – 20 2 – 3 6 – 8 5 – 7 до 2	0,3
2. Споживачі СЕУ: – підігрівачі ВВП – підігрівачі вентиляції МВ – паливopідготовка – очистка льяльних вод – підігрів котельної води	135 60 – 98 60 – 80	165 134 134 134 121 – 134	35 – 45 4 – 5 12 – 15 7 – 11 10 – 12 2	0,7 0,3 0,3 0,3 0,2 – 0,3
3. Споживачі спеціальні: – вентиляція вантажного насосного відділення – обігрів вантажних танків	45	152 – 165	31 – 35 5 – 6 26 – 30	0,5 – 0,7

Спочатку розглядалася робота ТНПУ з одержанням пари всіх трьох параметрів. Однак, враховуючи можливість термічного розкладання хладонов, які служать робочим тілом ТНПУ, і з метою спрощення установки остаточно була прийнята схема згідно рис. 3.3. При цьому припускалось, що водяна пара тиском 0,7...0,9 МПа виробляється в традиційному утилізаційному водяному котлі за рахунок теплоти ВГ СДВЗ.

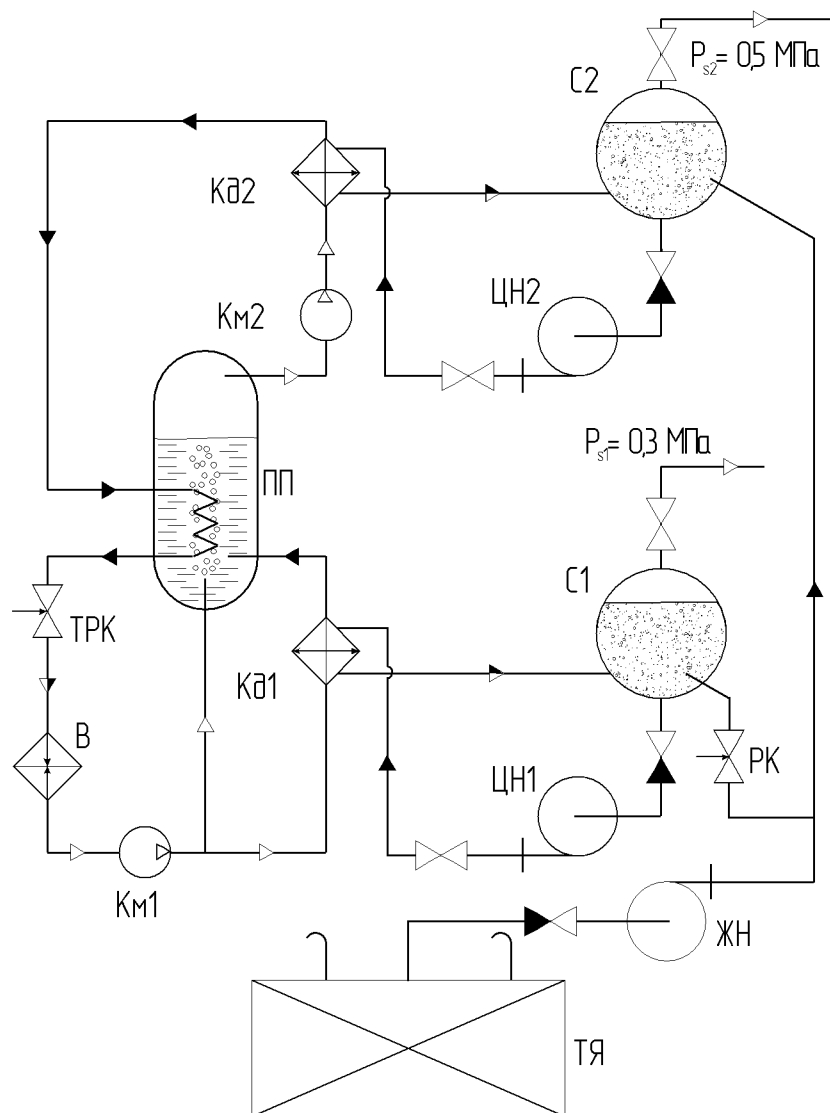


Рисунок 3.3. Схема ТНПУ з одержанням водяної пари двох тисків

Км — компресор; В — випарник; ДК — дросельний клапан; Кд — конденсатор;

ПП — проміжна посудина; ЦН — циркуляційний насос води; С — сепаратор водяної пари;

РК — редукційний клапан; ЖН — живильний насос; ТЯ — теплий ящик

Принцип роботи ТНПУ описано в [32] (див. рис. 3.3). Установка працює наступним чином. Робочий агент ТНПУ (хлор) кипить у випарнику В, відбираючи низькопотенційне тепло системи охолодження ДГ. Потім його стискають до проміжного тиску в компресорі в компресорі першого ступеня Км1 і поділяють на два потоки. Перший потік конденсується в конденсаторі Кд1, який є генератором водяної пари низького тиску (до 0,3 МПа), і в рідкому стані надходить у проміжну ємність ПП. Другий потік парів хлору середнього тиску також

надходить в ПП після компресора першого ступеня Км1. Далі з ПП пари хлору подаються на всмоктування в компресор другого ступеня Км2. Після стиснення в ньому хлор конденсується в конденсаторі Кд2, який є генератором водяної пари середнього тиску (до 0,5 МПа). Далі рідкий холодоагент під високим тиском охолоджується в РР змішувачу, дроселюється в дросельному клапані ДК і знову під низьким тиском подається на вхід випарника В. Цикл повторюється. Зображення процесів у циклі ТНПУ представлені на рис. 3.4.

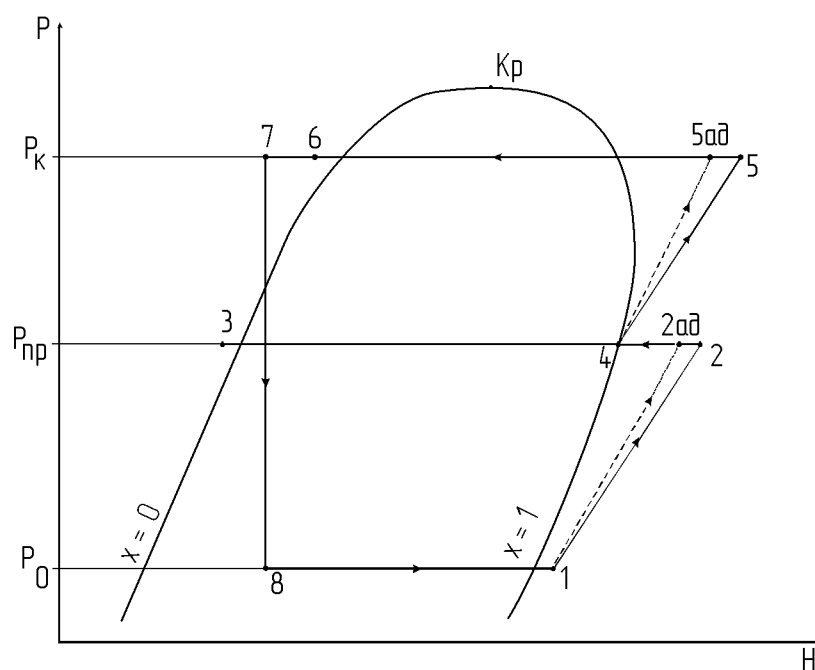


Рисунок 3.4. Процеси в циклі ТНПУ в H-P діаграмі

1-2 – стиснення хладону в компресорі першого ступеня; 1-2ад – адіабатне стиснення хладону в компресорі першого ступеня; 2-3 – переохолодження хладону в конденсаторі першого ступеня; 3-4 – кипіння хладону проміжного тиску в проміжній посудині; 4-5 – стиснення хладону в компресорі першого ступеня; 4-5ад – адіабатне стиснення хладону в компресорі другого ступеня; 5-6 – переохолодження хладону в конденсаторі другого ступеня; 6-7 – переохолодження хладону високого тиску в проміжній посудині; 7-8 – дроселювання хладону; 8-1 – кипіння хладону у випарнику

Параметри навколишнього середовища приймалися для суден необмеженого району плавання при експлуатації у холодній зоні.

Для генерації водяної необхідних тисків конденсація хладону приймалась для першої і другої ступеней відповідно 144 °С і 162 °С. Крім того, при розрахунку циклу ТНПУ задавались:

- температура кипіння хладону у випарнику 67 °С;
- температура парів хладону на виході з випарника 75 °С;
- переохолодження рідкого хладону в конденсаторах першої і другої ступеней $\Delta t \approx 1$ °С;
- адіабатний ККД хладонового відцентрового компресора $\eta_{ад.к} = 0,82$.

При розрахунках були прийняті наступні припущення:

- розрахунок циклів ТНПУ виконувався для роботи СДВЗ на номінальному режимі навантаження;
- не враховувалися гідравлічні втрати як у теплообмінних апаратах, так і у з'єднувальних трубопроводах;
- відсутні втрати теплоти в зовнішнє середовище у теплообмінних апаратах, трубопроводах та інших елементах установок;
- робочий агент ТНПУ є абсолютно чистою речовиною без домішок.

При виборі робочої рідини ТНПУ враховувалися такі вимоги:

- відсутність розрідження в системі для запобігання підсмоктування повітря і, відповідно, встановлення складного обладнання, що відокремлює повітря від робочої рідини. Для цього слід використовувати такі хлорфторвуглеці, у яких тиск кипіння у випарнику більше або дорівнює атмосферному тиску, нормальна температура кипіння хлорфторвуглецю повинна бути менше або дорівнювати температурі кипіння у випарнику;
- доцільність процесу конденсації хлорфторвуглецю в конденсаторі, яка досягається, якщо критична температура хлорфторвуглецю буде більшою за температуру його конденсації в конденсаторі КД2;
- озонобезпечний, що забезпечується використанням таких хлорфторвуглеців, молекули яких не містять атомів бром, а також атомів хлору без атомів водню.

У процесі розрахунку циклу ТНПУ використовувався інформаційно-обчислювальний комплекс (ІОК) «Терсво», який дозволяє моделювати властивості 70 різних хлорфторвуглеців у всіх фазових станах. В основу цього комплексу покладено ряд теоретичних та аналітичних залежностей, насамперед рівняння стану речовини Лі-Ербара-Едмістера [33].

					КР. 142. 6257м. 03. ПЗ. 07. 03.	Лист
Змн.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		39

Також для зручності використання комплексного критерію при виборі робочого тіла ТНПУ розроблено базу даних холодоагентів з необхідними даними, а також математичну модель циклу теплового насоса в системі програмування Delphi. На рис. 3.5 наведено скріншот інтерфейсу цієї програми. Блок-схема розрахунку циклу ТНПУ наведена на рис. 3.6.

Исходные данные. Фреон.

Выбор холодильного агента:

tn, C tкр, C Pкр, МПа

C_H_F2a 28 а 184 а 3.63

Холодопроизводительность Qo, кВт..... 3605

КПД адиабат..... 0.82

Исходные данные. Вода

Hs1, кДж/кг..... 2724.9

Hs2, кДж/кг..... 2748.1

Hw, кДж/кг..... 142.47

Gsl, кг/с..... 0.101

tw1, C..... 85

tw2, C..... 71

tкип1, C..... 133

tкип2, C..... 151

ок Выход

Рисунок 3.5. Скріншот інтерфейсу програми, що розраховує цикл теплового насоса, яка була виконана в системі програмування Delphi

Результати розрахунків інтегральних показників ТНПУ для двизунів танкера проекту 15966 представлені в табл. 3.5. На рис. 3.7 представлені результати розрахунків циклу ТНПУ.

Аналіз ефективності використання різних робочих агентів показав наступне. Хладоны $R21$ ($CHFCl_2$), $R160$ (CH_2ClCH_3) мають по відношенню до інших хладонов, що розглядаються високий тиск конденсації (бажано, щоб тиск конденсації не перевищував 2,1 МПа, інакше це призводить до збільшення товщини стінок трубопроводів, підвищеної міцності корпуса компресора і конденсатора, що викликає їх здороження і т.д.); Хладоны $R20$ ($CHCl_3$), $R30$ (CH_2Cl_2) и $R280$ (C_3H_7Cl) мають приблизно однакове відношення тисків в ступенях, задовільні значення тисків кипіння і конденсації, а також близькі значення $\zeta_{TH} = 2,6...2,8$, однак вони являються озононебезпечними. Хладон $R4(13)O$ (C_5H_{12}) має найнижчий $\zeta_{TH} < 2,0$, та є горючим. Недоліком хладону $R123$ (CF_3CHCl_2) є невисокі показники коефіцієнта перетворення $\zeta_{TH} = 2,0$, який менше на 20 % від найбільшого показника ζ_{TH} озононебезпечного хладону $R30$.

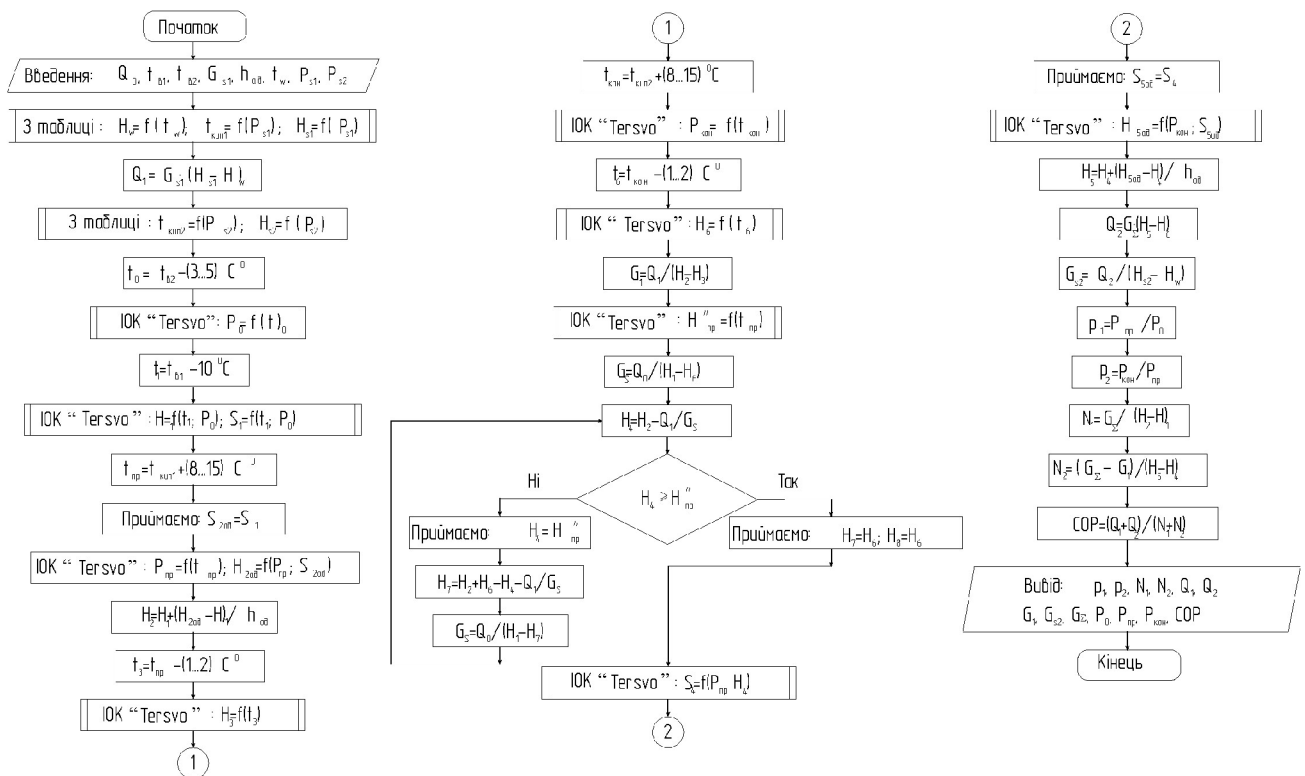


Рисунок 3.6. Блок-схема розрахунку циклу ТНПУ

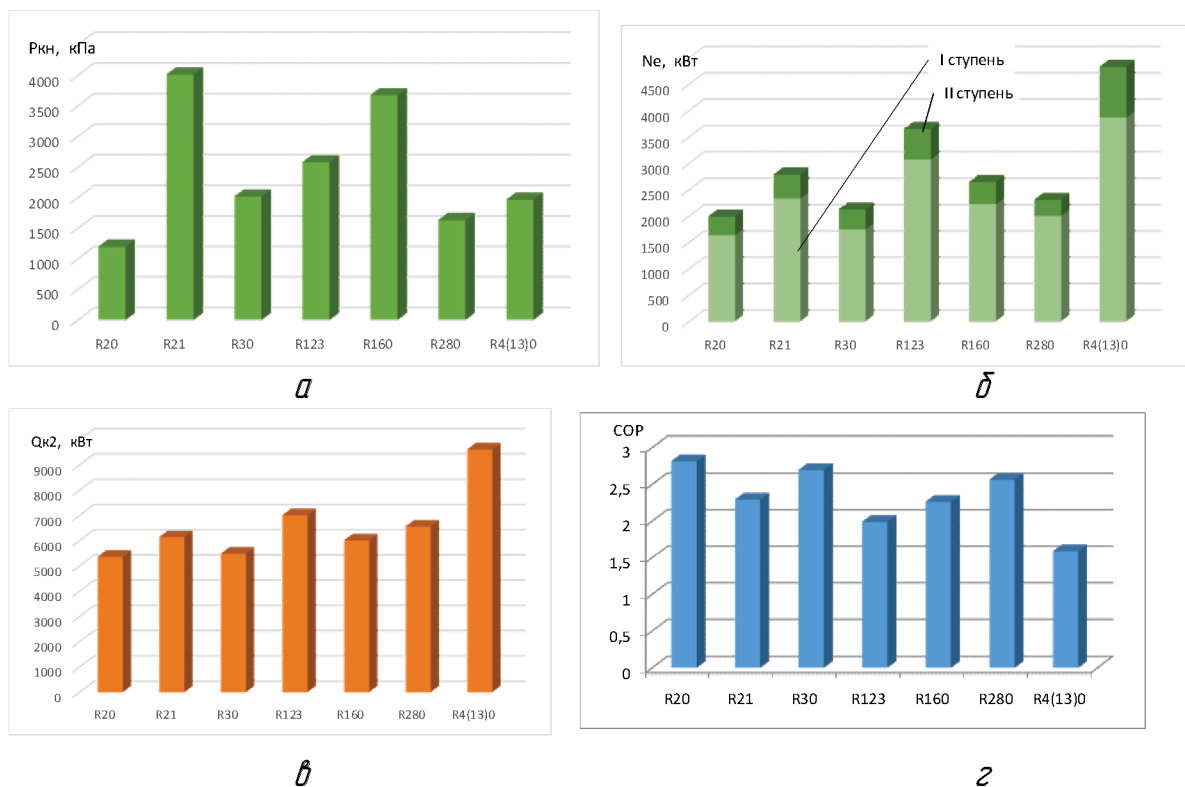


Рисунок 3.7. Результати розрахунку циклу ТНПУ

- а) максимальний тиск в циклі ТНПУ; б) теплопродуктивність в конденсаторі Kδ2 ТНПУ; з) коефіцієнт перетворення теплоти COP

Таблиця 3.5. Результати розрахунку циклу ТНПУ на різних хладагонах

Параметри, що визначаються, одиниці вимірювання	Хладагони						
	R601	R601a	R365mcf	R123	R1233zde	Етанол	R4(13)O
1. Тиск кипіння P_0 , кПа ($t_0=340.15$ K)	122,2	625,4	241,9	349,4	561,7	194,5	263,6
2. Ентальпія парів хладону на виході з випарника H_1 , кДж/кг ($t_1=348.15$ K, P_0)	511,9	481,3	594,3	429,2	659,6	661,7	710,5
3. Ентропія парів хладону на виході з випарника S_1 , кДж/кгK ($t_1=348.15$ K, P_0)	1,919	1,829	2,159	1,682	2,354	2,366	2,522
4. Проміжний тиск хладону $P_{пр}$, кПа ($t_{пр}=417.15$ K)	850,2	2996,2	1463,9	1891,6	2743,2	1182,7	1443,1
5. Ентальпія адіабатного стиснення $H_{2ад}$, кДж/кг ($P_{пр}$, S_1)	569,6	530,0	673,0	461,4	739,0	735,0	777,2
6. Ентальпія дійсна, $H_2=H_1+(H_{2ад}-H_1)/0,82$ кДж/кг	582,3	540,6	690,3	468,4	753,4	751,1	791,8
7. Ентальпія рідкого хладону H_3 , кДж/кг ($t_3=416.15$ K)	339,9	369,0	373,1	358,8	466,2	463,1	577,6
8. Тиск конденсації, P_k , кПа ($t_k=435.15$ K)	1198,6	4012,6	2019,4	2581,3	3677,5	1633,3	1967,1
9. Ентальпія рідкого хладону H_6 , кДж/кг ($t_6=434.15$ K)	359,3	389,8	397,7	383,3	508,4	501,7	634,9
10. Масова витрата через конденсатор $G_1=261/(H_2-H_3)$, кг/с	1,075	1,469	0,823	2,379	0,908	0,906	1,218
11. Ентальпія насичених парів H''_{np} , кДж/кг ($t_{пр}=417.15$ K)	543,7	495,5	622,7	461,5	695,4	729,1	813,0
12. Масова витрата через випарник $G_2=3605/(H_1-H_6)$, кг/с	23,63	39,43	18,33	78,55	23,84	22,53	47,71
13. Ентальпія парів хладону на всасуванні у компресор II ступені, $H_4=H_2-261/G_2$, кДж/кг	571,3	534,0	676,0	465,1	742,5	739,5	786,3
14. $H_4 \geq H''_{np}$ то $H_8=H_7=H_6$	$H_4 > H''_{np}$	$H_4 > H''_{np}$	$H_4 > H''_{np}$	$H_4 > H''_{np}$	$H_4 > H''_{np}$	$H_4 > H''_{np}$	$H_4=816$ $H_7=634$
15. Ентропія на вході в компресор II ступені S_4 , кДж/кгK ($P_{пр}$, H_4)	1,923	1,834	2,165	1,692	2,360	2,377	2,614
16. Ентальпія стиснення (адіабатна) II ступені, $H_{5ад}$, кДж/кг (P_k , S_4)	584,1	544,0	693,6	471,3	757,6	751,0	827,6
17. Ентальпія дійсного процесу стиснення II ступені, $H_5=H_4+(H_{5ад}-H_4)/0,82$, кДж/кг	586,8	546,1	697,5	472,7	760,9	753,5	836,6
18. Теплове навантаження на кон-денсатор II ступені $Q_2=G_2 \cdot (H_5-H_6)$, кВт	5373,1	6151,1	5496,0	7023,2	6019,0	6573,0	9623,1
19. Витрата насиченої водяної пари високого тиску, $G_{s2}=Q_2/2605.63$, кг/с	2,061	2,361	2,109	2,695	2,310	2,177	3,693
20. Відношення тисків I ступені $\pi_1=P_{пр}/P_1$	6,950	4,791	6,047	5,413	4,883	6,080	5,473
21. Відношення тисків II ступені $\pi_2=P_k/P_{пр}$	1,409	1,339	1,379	1,364	1,341	1,380	1,788
22. Потужність на привід компресора I ступені $N_1=G_2 \cdot (H_2-H_1)$, кВт	1650,0	2342,0	1757,0	3084,8	2236,2	2014,2	3879,6
23. Потужність на привід компресора II ступені $N_2=(G_2-G_1) \cdot (H_5-H_4)$, кВт	349,6	455,1	378,0	576,3	421,9	302,7	958,8
24. Коефіцієнт перетворення теплоти $COP=(261+Q_2)/(N_1+N_2)$	2,815	2,292	2,696	2,013	2,263	2,563	1,589

В результаті для розрахунку циклу ТНПУ для заміщення ДК в ходовому режимі судна в холодній зоні був вибраний хладагент R123 (CF_3CHCl_2), який відноситься до гідрохлорфторвуглеводних хладагентів (ГХФВ чи HCFC) з низькою озоноруйнівною активністю. Згідно рішення Венської конвенції, виробництво хладагентів ГХФВ дозволено до 2030 р.

3.3. Висновки з розділу

В даному розділі магістерської роботи розроблено методику розрахунку теплонасосної парогенераторної суднової установки, побудовано структурну схему розрахунку циклу ТНПУ та з урахуванням параметрів робочих тіл системи водяного охолодження двигунів, проведено розрахунки робочого циклу ТНПУ на різних холодоагентах.

					КР. 142. 6257м. 03. ПЗ. 07. 03.	Лист
Змн.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		43

4. Вибір робочого тіла теплонасосної парогенеруючої установки

4.1. Озонобезпечні робочі тіла, що використовуються в холодильній техніці

Холодоагенти – холодоагенти – вуглеводні (CH_4 , C_2H_6 , C_3H_8 і C_4H_{10}), в яких водень повністю або частково замінений фтором і хлором (в окремих випадках бромом). На піку свого розквіту в 1986 році в світі було вироблено 1 млн. 300 тис. тонн холодоагентів – галогенопохідних граничних вуглеводнів.

Ці речовини часто називають «фреонами» за назвою бренду першого холодоагенту, синтезованого в 1928 році – фреону 12 – дихлордифторметану. Фреони — безбарвні гази або рідини без сладкого запаху, добре розчинні в органічних розчинниках, погано розчинні у воді. В останні роки холодоагенти позначаються як F-гази або як CFC-, HCFC- і HFC- холодоагенти. Тут: C — атом вуглецю, F — атом фтору, H — атом водню, Cl — атом хлору в аббревіатурі CFC. Відповідно до класифікації ISO холодоагенти позначаються першою літерою англійського слова Refrigerant і відповідним номером. Наприклад, фреон 12 — холодоагент R12, вода — холодоагент R718, аміак — холодоагент R717, пропан — холодоагент R290.

Особливістю фреонів є їх низька токсичність, негорючість, вибухобезпечність, досить висока термостійкість і хімічна нейтральність. Однак у присутності відкритого вогню фреон розкладається з утворенням отруйних речовин.

Поряд з чистим фреоном широко використовуються також їх суміші. Зеотропні суміші мають свої переваги і недоліки. З одного боку, зміна складу робочої рідини при її циркуляції по контуру холодильної системи може призвести до збільшення холодопродуктивності і холодопродуктивності в порівнянні з цими характеристиками для чистих холодоагентів. З іншого боку, застосування зеотропних сумішей призводить до зниження інтенсивності теплообміну у випарнику і конденсаторі.

Іншим недоліком зеотропних сумішей є потенційна можливість зміни її складу при появі негерметичності в контурі холодильної системи, що впливає на пожежну безпеку та холодопродуктивність установки. Для зменшення ймовірності зміни складу в діапазоні

					КР. 142. 6257м. 03. ПЗ. 07. 04.	Лист
Змн.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата		44

концентрації, де переважає горючий компонент, негорючий до суміші додається компонент, тиск насиченої пари якого близький до тиску пари горючого компонента або вище. Якщо суміш містить хоча б один горючий компонент, необхідно уникати потрапляння повітря в систему при заправці.

Відсутність достовірної інформації визначила мету аналізу, результати якого відображені в статті: проаналізувати проблеми впровадження екологічно чистих холодоагентів.

Поточна ситуація на ринку холодоагентів така, що неможливо ідентифікувати продукт, який відповідає всім вимогам (потенціал руйнування озону ODP; потенціал глобального потепління GWP; токсичність; небезпека пожежі та вибуху; легкість виявлення витоку; критичні розміри та термодинамічні властивості властивості передачі тепла і маси, температури замерзання і розкладання, сумісність з матеріалами і водою інженерія; вартість). Кожен із існуючих холодоагентів у чомусь не відповідає ідеалу. Жорсткість екологічних вимог, закріплена міжнародними угодами, може тільки погіршити ситуацію, викинувши з ринку добре зарекомендували себе продукти і відкривши шлях для маловивчених і небезпечних холодоагентів. Можливо, це торкнеться власників техніки, начиненої багатоконпонентними сумішами, які визнані токсичними і небезпечними. Не можна виключати появи нових, ще невідомих холодоагентів. Однак довгострокові витрати на їх вивчення і, тим більше, впровадження у виробництво не дозволять їм суттєво вплинути на існуючий баланс сил.

4.2. Показники екологічної небезпеки хладагентів

Гіпотеза М. Моліни і Ф. Роуленда була згадана в 1985 році після публікації в журналі «Nature» статті Дж. Формана про спостереження за атмосферою Землі з 1970 по 1984 рік в районі Англійської антарктичної станції «Холлвей Бей». Метеозонди підтвердили наявність оксиду хлору та відзначили зниження концентрації озону над Антарктидою майже на 30%. Преса охрестила це явище «озоновою дірою», а міжнародні організації 22 березня 1985 року у Відні прийняли Конвенцію про охорону озонowego шару. У вересні 1987 року в Монреалі під егідою ООН відбулася конференція повноважних представників країн, що підписали Конвенцію, яка прийняла «Монреальський протокол про речовини, що руйнують озонувий шар». У «Додатку А» до Протоколу до групи I озоноруйнівних речовин входять хлорфторвуглеці R11, R12, R113, R114 і R115, а до групи II — більш небезпечні речовини, так звані бромовані

					КР. 142. 6257м. 03. ПЗ. 07. 04.	Лист
						45
Змн.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		

хлорфторвуглеці (галони) R12B1, R13B1, R114B2. , молекули якого включають ще більше агресивний атом бром для озону. Монреальський протокол був прийнятий 16 вересня 1987 року. ООН оголосила цей день «Днем захисту озонового шару».

Завдяки Монреальському протоколу багато людей вперше усвідомили важливість потенціалу руйнування озонового шару (ОРП). Потенціал ODP характеризує ступінь руйнування озонового шару і приймається відносно потенціалу ODP хлорфторвуглецю R11, прийнятого за одиницю. Термодинамічні характеристики, хімічні формули та потенціали ОРП озоноруйнівних фреонів, віднесених Монреальським протоколом до категорії «контрольованих речовин», наведені в табл. 4.1 [34].

За ступенем озоноруйнвнної активності озонового шару Землі галоїднопохідні вуглеводні розділені на 3 групи:

1. Хлорфторвуглероди ХФУ (CFC) мають високу озоноруйнвнної активністю. Холодоагенти цього типу включають: R11, R12, R13, R113, R114, R115, R500, R502, R503, R12B1, R13B1.

2. Гідрохлорфторвуглеводні ГХФУ (HCFC) – це холодоагенти з низькою озоноруйнвнною активністю. До них відносяться: R21, R22, R141b, R142b, R123, R124 (табл. 4.2).

3. Гідрофторвуглеводні ГФУ (HFC), фторуглероди ФУ (FC), вуглеводні (HC), холодоагенти що не містять хлору, вважаються повністю озонобезпечними. Такими є холодоагенти R134, R134a, R152a, R143a, R125, R32, R23, R218, R116, R1318, R290, R600, R600a, R717 та ін.

Моніторинг концентрацій молекул хладонів в атмосфері Землі ведеться з 1975 року безперервно. Концентрації хладонів R11 і R12 до теперішнього часу стабілізуються, особливо після 1.01.1996 р, коли виробництво і споживання R12 в розвинених країнах було заборонено. Цього не можна сказати про хладонах R22, R23 і особливо про хладоны R141b, R142b, R152a і R134a, концентрації яких в атмосфері помітно виросли [34].

Глобальне потепління прямо пов'язане з вмістом в озоновому шарі похідних холодоагентів, що є робочими агентами суднових холодильних установок (СХУ). Вплив парникових парів на глобальне потепління можна оцінити кількісно. Розглядають так званий загальний еквівалент глобального потепління TEWI (total equivalent warming impact). Кількісно вплив парникових газів при експлуатації СХУ на глобальне потепління можна оцінити за формулою [34], кг CO₂:

$$W_{\text{екол}} = \text{TEWI} = \text{GWP} \cdot L \cdot \tau_{\text{сл}} + \text{GWP} \cdot m \cdot [1 - \alpha] + \beta \cdot E \cdot \tau_{\text{сл}},$$

					КР. 142. 6257м. 03. ПЗ. 07. 04.	Лист
						46
Змн.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		

Таблиця 4.1. Озоноруйнівні CFC– і HCFC– хладони

Позначення	Хімічна формула	Температура, °C		Критичний тиск Ркр, бар	Потенціали	
		Номінальна тн, °C	Критична ткр, °C		ODP	GWP100
R11	CCl3F	23,8	198,0	44,1	1,0	4000
R12	CCl2F2	–29,8	112,0	41,3	1,0	8500
R12B1	CClBrF2	–3,7	154,5	41,24	3,0	–
R13	CClF3	–81,4	28,8	38,7	1,0	11700
R13B1	CBrF3	–57,7	67,0	39,85	10,0	5600
R21	CHCl2F	8,7	178,4	51,9	0,04	–
R22	CHClF2	–40,8	96,1	49,86	0,05	1700
R113	CClF2–CCl2F	47,6	214,1	34,1	0,8	5000
R114	CClF2–CClF2	3,8	145,7	32,6	1,0	9300
R115	CClF2–CF3	–38,0	80,0	31,6	0,6	9300
R123	CF3–CCl2H	27,9	183,7	3,67	0,02	93
R124	CHClF–CHF3	–13,2	122,2	35,7	0,023	480
R141b	CH3–CClF2	32,2	204,4	42,5	0,11	630
R142b	CH3–CClF2	–9,8	137,0	41,4	0,06	2000
R502	R22/R115	–45,4	82,2	40,8	0,18	4510
R503	R13/R23	–88,7	19,5	43,6	0,5	11900
R504	R32/R115	–57,2	66,4	47,6	0,133	2900

в якій враховуються як прямий вплив хладонів при експлуатації СХУ на глобальне потепління внаслідок його витоків ($GWP \cdot L \cdot \tau_{cl}$) і втрат при його утилізації ($GWP \cdot m \cdot (1-\alpha)$) так і непрямий вплив за рахунок енергоспоживання СХУ ($\beta \cdot E \cdot \tau_{cl}$).

Величина GWP, що входить до формули називається потенціалом глобального потепління (global warming potential) хладона, що використовується в СХУ та описує, наскільки його одиниця маси вносить вклад у глобальне потепління за певний період часу в

порівнянні з тією ж самою масою CO₂ (для CO₂ GWP = 1). Як правило, при розрахунках показника загального еквівалента глобального потепління TEWI використовують потенціал глобального потепління парникових газів з тимчасовим інтервалом 100 років – GWP100. Для ряду найпоширеніших хладагентів СХУ і кондиціонерів повітря значення GWP100 наведені в табл. 4.2.

Таблиця 4.2. Озонобезпечні синтетичні хладагенти

Позначення	Хімічна формула	Температура, °C		Потенціал GWP100
		Номінальна t _н , °C	Критична t _{кр} , °C	
R23	CHF ₃	–82,1	25,9	12000
R32	CH ₂ F ₂	–51,7	78,2	550
R125	CHF ₂ –CF ₃	–48,1	66,2	3400
R143a	CH ₃ –CF ₃	–47,2	72,9	4300
R161	CH ₃ –CH ₂ F	–37,1	102,2	12
R218	C ₃ F ₈	–36,6	71,9	8600
R134a	CH ₂ F–CF ₃	–26,1	101,1	1300
R152a	CH ₃ –CHF ₂	–24,0	113,3	120
R134	CHF ₂ –CHF ₂	–23,0	119,0	1200
R13I1	CF ₃ I	–22,5	122,0	1
R227ea	CF ₃ –CHF–CF ₃	–15,6	102,8	3500
R236fa	CF ₃ –CH ₂ –CF ₃	–1,4	124,9	9400
R245fa	CHF ₂ –CHF–CHF ₂	15,1	154,1	950

Перемінна L , кг/рік, характеризує витік хладагенту СХУ в атмосферу за рік. Норма витоку для хладагентів СХУ становить 5 – 10% на рік від маси хладагенту m , кг, у всій установці (враховуючи важкі умови експлуатації СХУ, пов'язані з підвищеною вібрацією і хитацією судна). Сама ж маса хладагенту m визначається за результатами розрахунків машин, апаратів і трубопроводів СХУ.

Напрацювання (термін служби) $t_{сл}$, рік, холодильних установок в стаціонарних умовах може досягати 15 – 20 років. Для суднових холодильних установок і кондиціонерів термін

служби, тобто календарна тривалість експлуатації від початку експлуатації або відновлення після капітального ремонту до настання граничного стану, не може перевищувати нормативний термін служби судна, який встановлюється на підставі з економічних міркувань і в даний час становить в середньому 20 – 25 років залежно від його експлуатаційного призначення та вартості будівництва. Проте граничний стан багатьох суднових технічних засобів настає до закінчення нормативного терміну служби судна. Так, за даними Центрального науково-дослідного інституту суднової техніки та суднобудування, середній термін служби суднових теплообмінників не перевищує 8 років. Враховуючи, що теплообмінники є одними з найбільш визначальних елементів SHU.

Коефіцієнт використання – вказує на частку використаного холодоагенту в кінці роботи установки.

Величина β являє собою викид (викид) CO_2 при виробництві 1 кВт/год електроенергії. Для суднових умов, коли електроенергія виробляється допоміжними дизель-генераторами або вальними генераторами, що приводяться в дію основними дизельними двигунами, коли в обох випадках спалюється рідке нафтове паливо (мазут), коефіцієнт викидів CO_2 можна прийняти як $\beta = 0,6 \text{ кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$. Але якщо в ходовому режимі судна для вироблення електроенергії використовуються відпрацьовані паротурбогенератор, газотурбогенератор (схема «турбокомпаунд») або відпрацьована електростанція на низькокиплячому робочому тілі, а також холодильні машини. безпосередньо водяною парою з генератора відпрацьованої пари, тоді $\beta = 0$. Для стаціонарної енергії значення β залежить від частки кожного виду виробництва електроенергії в загальний енергетичний баланс країни.

Річні енерговитрати при експлуатації СХУ E , кВт·год/рік, визначаються як:

$$E = (\sum N_k + \sum N_n + \sum N_{\text{авт}}) \cdot \tau_{\text{ТНТУ}} \cdot z_p,$$

де z_p – кількість кругових рейсів судна на конкретному напрямку перевезень за рік (навігаційний період); воно може бути орієнтовно розраховано за формулою:

$$z_p = \frac{n_{\text{се}}}{\frac{L_p}{24 \cdot v_s} + \tau_{\text{ст}} + \tau_{\text{ман}}}.$$

Тут: $n_{\text{се}}$ – середня експлуатаційна кількість робочих днів у році (тривалість навігаційного періоду роботи судна), яка приймається в залежності від типу судна і його дедвейту; наприклад, для танкера дедвейтом понад 20 тис. тонн $n_{\text{се}} = 332$ сут. [34, табл.

					КР. 142. 6257м. 03. ПЗ. 07. 04.	Лист
						49
Змн.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		

15П); L_p – довжина рейсової лінії, миль (може бути прийнята рівною дальності плавання судна, яка приводиться в специфікації судна); v_s – середня експлуатаційна швидкість судна, вуз.; τ_{cm} і τ_{man} – тривалість, ч, за час одного рейсу судна відповідно стоянки (з вантажними операціями і без вантажних операцій) і маневрів.

Експлуатаційна швидкість судна може бути розрахована виходячи з його технічної швидкості v_m (наводиться в специфікації судна) як, вуз.,

$$v_s = v_m \cdot k_{реал},$$

де $k_{реал}$ – коефіцієнт реалізації технічної швидкості ходу судна; для танкерів наприклад він лежить в діапазоні 0,70...0,96 і залежить від їхнього дедвейту і напрямків перевезень.

Валова тривалість стоянок τ_{cm} наливних суден для перевезення нафтопродуктів (враховує час вантажних і допоміжних операцій, а також час простоїв з метеорологічних та інших причин) залежить від чистої вантажопідйомності судна, від роду перевезеного вантажу, а також від продуктивності суднових або берегових пристроїв і систем завантаження-вивантаження.

Європейські та інші розвинені країни вельми непохитні у вирішенні проблем глобального потепління. Йдеться про заборонні заходи вже законодавчого порядку відносно F-газів: R21, R22, R141b, R142b і R123. "Ця чаша" торкнулася і озонобезпечних хладагентів R134a, R125, R32, R143a, R152a, R23, сумішей R404a, R407c, R410a, R507 та ін. Пропонують обов'язкові щорічні перевірки витоків, причому частота перевірок коливатиметься від щомісячних і щоквартальних до одного разу на півріччя або на рік. Плануються штрафні санкції за виток.

Київський протокол ініціює застосування природних холодоагентів: води, повітря, вуглеводнів, діоксиду вуглецю та аміаку (табл. 4.3). Природні хладагенти повинні прийти на зміну R404a, R134a, R407C та ін., знизити заправку холодоагентом і забезпечити економію електроенергії. Хладагент HFC-134a в холодильних установках можна замінити на ізобутан. Вспінювач R141b замінюють на циклопентан.

В установках, де ще застосовують HFC- і HCFC-холодоагенти, всіма можливими методами знижують масу заправки, гранично мінімізують виток парникового газу. Хладагент R22 сьгодні замінюють на R404a, R407C, в останні роки на R410A. Холодоагенти R134a, R22, R123 залишаються в системах кондиціювання повітря, де особливо жорсткі вимоги до безпеки в умовах можливих надзвичайних ситуацій і терактів.

					КР. 142. 6257м. 03. ПЗ. 07. 04.	Лист
						50
Змн.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		

Таблиця 4.3. "Природні" хладагони

Хладон	Позначення	Хімічна формула	Молярна маса М, кг/кмоль	Температура, °C		Критичний тиск Ркр, бар
				Номінальна tн, °C	Критична tкр, °C	
Аміак	R717	NH ₃	17,03	-34	131	113,9
CO ₂	R744	CO ₂	44,01	-78	31	73,77
Етан	R170	C ₂ H ₆	30,07	-88	32	48,72
Пропан	R290	C ₃ H ₈	44,1	-42	96	42,48
Ізобутан	R600a	C ₄ H ₁₀	58,12	-12	135	36,40
Н-бутан	R600	C ₄ H ₁₀	58,12	-1	152	37,96
Циклопропан	RC270	C ₃ H ₆	42,08	-76	124	54,95
Циклопентан		C ₅ H ₁₀	70,13	49	238	45,08
Пропілен	R1270	C ₃ H ₆	42,08	-48	92	46,13

Зниження TEWI можна досягти шляхом розробки компресорів для певного холодоагенту. Такий компресор у поєднанні з регульованим електродвигуном може економити, за оцінками компанії, до 30% електроенергії. Перехід від R134a до R600a в суднових холодильних установках і кондиціонерах є особливо енергоефективним при використанні високоефективних компресорів, спеціально розроблених для цих холодоагентів. Вуглекислий газ перспективний у каскадних низькотемпературних схемах суднових каскадних холодильних установок для температур нижче мінус 33 °C. При температурі вище мінус 33 °C аміак залишається неконкурентоспроможним у промислових холодильних системах. Слід зазначити, що 95% промислових холодильників, згідно зі статистикою, в Європі є аміачними. Вуглекислий газ неконкурентоспроможний як низькотемпературний холодоагент.

27 липня 2005 року було підписано регіональну угоду «Азіатсько-Тихоокеанське партнерство для чистого розвитку, енергетичної безпеки та зміни клімату». Її підписали США, Японія, Австралія, Південна Корея, Китай та Індія. Угода про партнерство є протиवाгою Кіотському протоколу. Положення Кіотського протоколу розраховані до 2012 року. Для країн,

					КР. 142. 6257м. 03. ПЗ. 07. 04.	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м.	Підпис	Дата		51

які підготували Партнерство, ці умови є необхідними. Країни, які ратифікували Кіотський протокол, викидають 60% маси парникових газів. Країни Партнерства — близько 40%.

4.3 Вимоги до робочої рідини ТНПУ

При виборі робочої рідини ТНПУ розглядалися холодоагенти, які відповідають таким вимогам:

- відсутність розрідження в системі для запобігання підсмоктування повітря і, відповідно, встановлення складного обладнання, що відокремлює повітря від робочої рідини. Для цього слід використовувати такі холодоагенти, у яких тиск кипіння у випарнику дільше або дорівнює атмосферному тиску, нормальна температура кипіння холодоагенту повинна бути менше або дорівнювати температурі кипіння у випарнику;

- доцільність процесу конденсації холодоагенту в конденсаторі, яка досягається, якщо критична температура холодоагенту дільше температури його конденсації в конденсаторі КД2;

- озонобезпечний, що забезпечується використанням таких холодоагентів, молекули яких не містять атомів бром, а також атомів хлору без атомів водню.

Основні властивості холодоагентів, які можуть бути використані в ТНПУ як робочі тіла, представлені в табл. 4.4.

Таблиця 4.4. Основні властивості хладонів, які можуть використовуватися у ТНПУ в якості робочих тіл

Марка хладону	Хімічна формула	Критичні		Нормальна температура кипіння t_n , °C	Значення GWP_{100}^*
		температура $t_{кр}$, °C	тиск $P_{кр}$, МПа		
RE134	$CHF_2-O-CHF_2$	160,80	4,23	6,20	5960
R245fa1	$CHF_2O-CH_2-CF_3$	170,90	3,42	29,30	740
R245ca	$CH_2FCF_2CHF_2$	174,40	3,93	25,10	726
R21	$CHCl_2F$	178,30	5,18	8,90	151
R123	CF_3CHCl_2	183,79	3,674	27,85	77

* – GWP_{100} — коефіцієнт глобального потепління хладону за період 100 років

Таким чином, отримані результати свідчать про перспективність теплонасосного напряму утилізації низькопотенційного тепла СДУ та доцільність проведення подальших досліджень. На думку авторів, спочатку необхідно вирішити наступні завдання:

- Оцінювати потенціал різних джерел вторинних теплових ресурсів на судні для обґрунтованого вибору найбільш підходящих для конкретних цілей;
- Проаналізувати різні конструкції пристроїв ТНПУ, що забезпечують інтенсифікацію процесів тепломасообміну в них;
- Створити базу даних щодо хімічної стабільності, токсичності, вибухо- та пожежонебезпечності, вартості та інших експлуатаційних характеристик хладагентів для обґрунтованого вибору конкретної марки для конкретного температурного діапазону роботи ТНПУ;
- Розробити математичну модель ТНПУ, оцінити її адекватність за даними експериментальних досліджень;
- Провести багатоваріантні оптимізаційні розрахунки ТНПУ для вибору його робочих параметрів.

4.4. Висновки з розділу

В даному розділі магістерської роботи наведено характеристики робочих тіл ТНПУ, обрано холодоагенти, які відповідали вимогам екологічної безпеки.

5 Охорона навколишнього середовища та правила техніки безпеки при роботі з холодильним обладнанням

5.1 Аналіз потенційно небезпечних і шкідливих виробничих факторів у машинно-котельному відділенні судна

Охорона праці – це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і засобів, спрямованих на збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці.

14 жовтня 1992 року був опублікований і набрав чинності закон «Про охорону праці». Цей закон визначає основні положення щодо реалізації конституційного права громадян на охорону їх життя і здоров'я в процесі праці, регулює за участю відповідних державних органів відносини між власниками підприємств, установ і організацій, або їх уповноваженими органами та працівниками з питань безпеки, гігієни праці та виробничого середовища встановлює єдиний в Україні порядок охорони праці. Дія закону поширюється на всі організації, фонди і підприємства незалежно від форм власності і видів діяльності, на всіх громадян, які працюють, а також залучених до праці на цих підприємствах [35].

Відповідно до статті 50 кожен має право на безпечне довкілля та на відшкодування шкоди, завданої порушенням цього права. Кожен має право на доступ до інформації про стан навколишнього середовища, продукти харчування та предмети побуту, ця інформація не може бути засекречена будь-ким і жодним чином.

У цьому розділі представлені основні види небезпечних і шкідливих факторів, заходи щодо їх усунення.

Комплекс небезпечних і шкідливих факторів на виробництві призводить до загальної професійної захворюваності, а також до виробничого травматизму.

Для зменшення впливу шкідливих і небезпечних факторів на організм людини на проектованому судні передбачено ряд заходів. Потенційно небезпечні та шкідливі фактори в приміщеннях МВ представлені в табл. 5.1.

					КР. 142. 6257м. 03. ПЗ. 07. 05.	Лист
						54
Змн.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		

5.1.1 Безпека посудин та установок, що працюють під тиском.

На сучасних судах використовується стиснене повітря та водяна пара, що знаходяться у посудинах та трубопроводах під тиском. У проектуваному МВ судна розташований сепаратор пари, допоміжна котельна установка, балони пускового повітря, компресори, кондиціонери та інші посудини, що працюють під тиском. Аварії, що виникають через несправність цього устаткування, є найбільш небезпечними та супроводжуються важкими наслідками. Тому міцність конструкції установок, що працюють під тиском, повинна задовольняти вимогам Морського Регістру.

Згідно вимогам Морського Регістру Судноплавства посудини, що працюють під тиском, повинні відповідати наступним вимогам [36]:

- корпус посудини повинен мати надійні лапи для кріплення до суднового фундаменту;
- кожна посудина повинна мати пристрій продування;
- отвори для люків повинні розташовуватися поза зварними швами;
- зварні шви посудин повинні бути тільки стикові;
 - міцність фланців, болтів, стінок, зварних швів повинна бути підтверджена

Регістром Судноплавства;

- падіння тиску при випробуванні на міцність не повинне перевищувати 0.3...0.5 % протягом однієї години від $P_{усп}$;

- тиск при випробуваннях на міцність для інших посудин складає:

$$P_{усп} = 1,5 P \quad \text{при } P \leq 0,5 \text{ МПа};$$

$$P_{усп} = 1,25 P, \quad \text{при } P > 0,5 \text{ МПа};$$

- посудини, що працюють під тиском, встановлюють у місцях, які виключають скупчення людей.

Перед експлуатацією посудина повинна бути технічно оглянута інспектором Регістра Судноплавства.

5.1.2 Електробезпека. Збільшення енергооснащеності суден підвищує небезпеку ураження електричним струмом. Розрізняють два види ураження струмом:

- електричний опік – проходження струму крізь обмежену ділянку тіла (шкіра, внутрішні тканини);
- електричний удар – проходження струму через організм людини.

Безпечним є перемінний струм силою до 1,0 мА, з частотою 50 Гц.

					КР. 142. 6257м. 03. ПЗ. 07. 05.	Лист
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.1. Потенційно-небезпечні та шкідливі фактори у приміщенні МВ

Види потенційно можливих небезпечних і шкідливих виробничих факторів	Наявність факторів
1. Фізичні небезпечні і шкідливі виробничі фактори: — шум, — вібрація, — підвищене виділення тепла, — підвищена вологість, — наявність електромагнітних полів, — наявність електростатичних полів, — небезпека вибуху, — небезпека виникнення пожежі, — небезпека ураження електрострумом, — підвищена загазованість, — відкрито рухаються й обертаються частини машин.	+ + + + + + + + + + +
2. Хімічні небезпечні і шкідливі виробничі фактори: — токсичні речовини: пари ртуті, пари свинцю і його сполук та ін., — подразнюючі речовини: пральні засоби, кислоти, луги, розчинники, кислі гази, — канцерогенні речовини: сполуки алюмінію, бензин, гас, 3,4-бензапирен (міститься у вихлопних газах автомобілів).	+ + +
3. Біологічні небезпечні і шкідливі виробничі фактори: — мікроби, віруси, бактерії, — комахи, — гриби, найпростіші, — інші мікроорганізми.	— — — —
4. Психофізіологічні небезпечні і шкідливі виробничі фактори: — малорухомість роботи, — фізична утомка, — нервова напруга, — напруга аналізаторів (зорового-слухового-тактильного) — напруга рук, ніг, спини.	— + + + +

Як засоби індивідуального захисту передбачається використання діелектричних покриттів, гумових килимків, інструментів з ізольованими ручками.

Судно використовує небезпечний для життя людей змінний струм напругою 400 В, частотою 50 Гц. З метою забезпечення електробезпеки екіпажу необхідно дотримуватись наступних вимог ПВЕ та [36]:

- опір ізоляції обмоток електричних машин і трансформаторів відносно корпусу при потужності машин до 100 кВт напругою до 500 В не повинен бути нижче 0,7 МОм;
- кола постійного струму напругою понад 50 В і змінного понад 30 В повинні бути обладнані заземленням;
- опір пристроїв захисного заземлення не повинен перевищувати 4 Ом;
- стан ізоляції електричних машин, проводів, кабелів необхідно систематично контролювати і перевіряти не рідше одного разу на місяць [36].

5.1.3 Пожежна безпека. Пожежі в МВ можуть виникнути через несправності заходів, недотримання правил зберігання паливно-мастильних матеріалів, накопичення паливно-мастильних матеріалів під палубою, несправності електрообладнання. Конструктивне рішення захисту: використання вогнестійких матеріалів і поділ судна на протипожежні зони. Передбачено такі системи та засоби пожежогасіння: об'ємно-хімічне та повітряно-пінне.

Технічні заходи з метою пожежної безпеки [36]:

- встановлено пожежну сигналізацію та оповіщення;
- передбачено два аварійних виходи з МВ;
- автономна система вентиляції в МВ.
- паливно-мастильні баки обладнані повітропроводами із запобіжними сітками та поплавцевими камерами;
- вихідні отвори повітропроводів розташовані в місцях, що виключають скупчення нафтопродуктів та їх парів;
- з обох сторін МВ встановлені ящики з піском.

Стандарти встановлення вогнегасників згідно з Правилами Морського Регістру Судноплавства [31]:

- один вогнегасник ОГП на кожні повні та неповні 740 кВт загальної потужності механізму;
- один вогнегасник ОГП на групу приміщень загальною площею до 50 м², якщо двері виходять в один коридор;

					КР. 142. 6257м. 03. ПЗ. 07. 05.	Лист
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- один вогнегасник на кожен генератор (потужністю понад 1000 кВт);
- у МВ розташування вогнегасників має бути таким, щоб відстань від будь-якої точки приміщення до найближчого вогнегасника не перевищувала 10 м.

5.1.4 Безпека та експлуатація машин і механізмів. Для МВ характерна значна насиченість обладнанням майданчиків і переходів. Розташування механізмів і обладнання в МВ регламентується нормами і правилами Морського реєстру судноплавства:

- механізми та обладнання повинні бути змонтовані на міцних і міцних фундаментах. Кріплення механізмів повинно виключати саморозкручування;
- рухомі частини машин і механізмів повинні бути захищені поручнями, стійками, щитами;
- МКВ повинен бути оснащений усім необхідним для надання першої медичної допомоги потерпілим;
- майданчики та трапи повинні бути захищені огороженнями висотою 1,1 м;
- підлоги в МВ повинні бути з рельєфного металу, а конструкція повинна забезпечувати безпеку ходіння по ним і можливість проходу повітря для вентиляції [29].

5.1.5 Шум і вібрація. Джерелами шуму на судні є ГД, ДГ і механізми, що обслуговують СПП, коливання корпусу судна, хвилі та ін. Шум – це сукупність звуків різної інтенсивності і частоти. Для проектованої посудини допустимі рівні шуму в діапазоні частот 63...800 Гц не повинні перевищувати 85 дБ. Зниження рівня шуму ГД і ДГ проектованої ємності досягається встановленням на вихлопних трактах утилізаційних парогенераторів, що працюють як глушники. Для зниження шуму використовують також кожухи та звукоізоляційні матеріали [35].

Вібрація – механічні коливання матеріальних частинок тіл на поверхні. Допустимі рівні вібрації в діапазоні частот 2...63 Гц в активних діапазонах не повинні перевищувати 92...106 дБ, що відповідає відношвидкості $9,92 \times 10^{-3}$ м/с, для СН з постійним годинником в ізольованій КПК. Зниження шуму та вібрації забезпечується встановленням ДГ і механізмів на амортизаторах, звукоізоляцією приміщень, використанням засобів індивідуального захисту [35].

5.1.6 Освітлення. Гарне освітлення приміщень та робочих місць – один з найважливіших факторів підвищення продуктивності праці, зниження травматизму та професійних захворювань. Освітленість у МВ має відповідати санітарним нормам, тому що недостатнє

освітлення викликає перевтому зору, Освітленість у МВ повинна бути не менше 75 лк [35].

Основні вимоги до освітлення МВ: світильники встановлюють на висоті, що виключає сліпучий вплив на очі, арматура світильників заземлюється, аварійне освітлення у МВ повинно бути не менше 10 % від основного, аварійне освітлення повинне бути стійким до вібрації, вибухо- та пожежобезпечним.

5.1.7 Випромінювання. До числа шкідливих випромінювань відносять теплові та електромагнітні випромінювання. Джерело електромагнітних випромінювань – радіолокаційна станція, радіостанція. До теплових джерел випромінювання відносяться поверхні, що нагріваються, машин, механізмів, трубопроводів.

Інтенсивність високочастотного випромінювання не повинна перевищувати 10 Вт/м^2 , при опроміненні біля двох годин на добу. Інтенсивність теплового випромінювання згідно ОСТ 12.1.006–84 у МКВ – $300\ldots 500 \text{ Вт/м}^2$ [37].

Найбільшу небезпеку для людини представляють надвисокі частоти (більше 300 МГц). Вони викликають підвищену стомлюваність, головні болі та болі у області серця. Основний метод боротьби з цими явищами – установка випромінюючих пристроїв у місцях, де випромінювання не впливає на людей, та установка захисних екранів. Боротьба з тепловим випромінюванням – це теплоізоляції машин, механізмів, трубопроводів.

5.1.8 Шкідливі речовини. У результаті роботи у МВ ГД, ДГ, ДК та механізмів, що обслуговують СЕУ, виділяються шкідливі речовини, які діють на стан повітряного середовища у МКВ. Концентрації шкідливих газів, що допускаються, у МВ: окис вуглецю – 20 мг/м^3 , бензол – 5 мг/м^3 , сірчистий ангідрид – 10 мг/м^3 , пари палива – 30 мг/м^3 , окис азоту – 5 мг/м^3 , пари свинцю – $0,01 \text{ мг/м}^3$ [37].

5.2. Організація виробничого освітлення у виробничому приміщенні

Серед факторів навколишнього середовища, які впливають на організм людини під час роботи, світло посідає одне з провідних місць. Адже відомо, що майже 90 % всієї інформації про довкілля людина отримує через органи зору [37].

Вплив світла на життя людини вивчено досить добре. Це впливає не тільки на функцію зору, але і на діяльність організму в цілому: посилюється обмін речовин,

					КР. 142. 6257м. 03. ПЗ. 07. 05.	Лист
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

збільшується поглинання кисню і виділення вуглекислого газу. Відомо благотворний вплив природного освітлення на скелетні м'язи.

Недостатнє або надмірне освітлення, нерівномірність освітлення в полі зору стомлюють очі, призводять до зниження продуктивності праці; при цьому зростає потенційна небезпека помилкових дій і нещасних випадків. Надмірна яскравість джерел світла може викликати головний біль, біль в очах, порушення гостроти зору; легкий відблиск – тимчасова сліпота.

Освітлення виробничих приміщень характеризується кількісними та якісними показниками. До основних кількісних показників відносяться: світловий потік, сила світла, яскравість і освітленість. До основних якісних показників зорових умов праці належать: фон, контраст між об'єктом і фоном, видимість.

Для створення сприятливих умов для зорової роботи, які б виключали швидку стомлюваність очей, виникнення професійних захворювань, нещасних випадків і сприяли підвищенню продуктивності праці та якості продукції, виробниче освітлення повинно відповідати таким вимогам:

- створювати на робочій поверхні освітленість, що відповідає характеру зорової роботи і не нижче встановлених нормативів;
- не повинно бути засліплення як від самих джерел освітлення, так і від інших об'єктів у полі зору;
- забезпечувати достатню рівномірність і постійність рівня освітленості виробничих приміщень з метою уникнення частоті переадаптації органів зору;
- не створювати різких і глибоких тіней (особливо рухомих) на робочій поверхні;
- контрастність освітлюваних поверхонь має бути достатньою для розрізнення деталей;
- не створювати небезпечних і шкідливих виробничих факторів (шум, теплове випромінювання, небезпечне ураження електричним струмом, пожежо- та вибухонебезпечність ламп);
- має бути надійним і зручним в експлуатації, економічним і естетичним.

Залежно від джерела світла промислове освітлення буває природним, штучним і комбінованим, при якому недостатнє за нормативами природне освітлення доповнюється штучним.

					КР. 142. 6257м. 03. ПЗ. 07. 05.	Лист
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Штучне освітлення

Штучне освітлення може бути загальним і комбінованим. Загальним освітленням називають освітлення, при якому світильники розміщені у верхній зоні приміщення (не нижче 2,5 м над підлогою) рівномірно (загальне рівномірне освітлення) або з урахуванням розташування робочих місць (загальне локалізоване освітлення). Комбіноване освітлення складається із загального та місцевого. Його доцільно використовувати для високоточних робіт, а також при необхідності створення під час роботи певного або змінного напрямку світла. Місцеве освітлення створюється лампами, які концентрують світловий потік безпосередньо на робочих місцях. Застосування тільки місцевого освітлення не допускається через небезпеку виробничого травматизму та професійних захворювань.

За функціональним призначенням штучне освітлення поділяється на робоче, аварійне, евакуаційне, охоронне та чергове.

У всіх виробничих і побутових приміщеннях, де недостатньо природного освітлення, а також для освітлення приміщень у темну пору доби передбачається штучне освітлення. При організації штучного освітлення необхідно забезпечити сприятливі гігієнічні умови для зорової роботи і при цьому враховувати економічні показники.

Мінімальна освітленість робочих поверхонь у виробничих приміщеннях регламентується ДБН В.2.5-28-2006 і визначається в основному особливостями зорової роботи. Стандарти мають міжгалузевий характер. Як правило, на їх основі розробляються стандарти для окремих галузей [37].

У ДБН В.2.5-28-2006 передбачено вісім категорій зорових робіт, з яких перші шість характеризуються розміром об'єкта, що розпізнається. Найбільша нормована освітленість становить 5000 лк (категорія Ia), а найменша — 30 лк (категорія VIIб).

Джерела штучного освітлення та світильники

Як джерело штучного освітлення широко використовують лампи розжарювання та газорозрядні лампи.

Лампи розжарювання відносяться до теплових джерел світла. Під дією електричного струму нитка розжарювання (вольфрамовий дріт) нагрівається до високої температури і випромінює потік променевої енергії. Ці лампи характеризуються простотою конструкції та виготовлення, відносно низькою вартістю, зручністю експлуатації, широким діапазоном напруг та потужностей. Поряд з перевагами їм притаманні і суттєві недоліки: велика

					КР. 142. 6257м. 03. ПЗ. 07. 05.	Лист
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

яскравість (засліплююча дія); низька світлова віддача (7–20 лм/Вт); відносно малий термін експлуатації (до 2,5 тис. год); переважання жовто-червоних променів в порівнянні з природним світлом; висока температура нагрівання (до 140 °С і вище), що робить їх пожежонебезпечними.

Лампи розжарювання використовують, як правило, для місцевого освітлення, а також освітлення приміщень з тимчасовим перебуванням людей.

Газорозрядні лампи внаслідок електричного розряду в середовищі інертних газів і парів металу та явища люмінесценції випромінюють світло оптичного діапазону спектру.

Основною перевагою газорозрядних ламп є їх економічність.

Світлова віддача цих ламп становить 40–100 лм/Вт, що в 3–5 разів перевищує світлову віддачу ламп розжарювання. Термін експлуатації – до 10 тис. год, а температура нагрівання (люмінесцентні) – 30...60 °С. Окрім того, газорозрядні лампи забезпечують світловий потік практично будь-якого спектра, шляхом підбирання відповідним чином інертних газів, парів металу, люмінофора. Так, за спектральним складом видимого світла розрізняють люмінесцентні лампи: денного світла (ЛД), денного світла з покращеною передачею кольорів (ЛДЦ), холодного білого (ЛХБ), теплого білого (ЛТБ) та білого (ЛБ) кольорів [37].

Основним недоліком газорозрядних ламп є пульсація світлового потоку, що може зумовити виникнення стробоскопічного ефекту, який полягає у спотворенні зорового сприйняття об'єктів, що рухаються, обертаються. До недоліків цих ламп можна віднести також складність схеми включення, шум дроселів, значний час між включенням та запалюванням ламп, відносна дороговизна.

Світильник – це світловий прилад, що складається із джерела світла (лампи) та освітлювальної арматури. Освітлювальна арматура перерозподіляє світловий потік лампи в просторі або перетворює його властивості (змінює спектральний склад випромінювання), захищає очі працівника від засліплюючої дії ламп. Окрім того, вона захищає джерело світла від впливу навколишнього пожежо- та вибухонебезпечного, хімічно-активного середовища, механічних ушкоджень, пилу, бруду, атмосферних опадів.

Основними світлотехнічними характеристиками світильників є: світлорозподілення, крива сили світла, коефіцієнт корисної дії та захисний кут.

					КР. 142. 6257м. 03. ПЗ. 07. 05.	Лист
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Залежно від конструктивного виконання розрізняють світильники: відкриті (лампа не відокремлена від зовнішнього середовища), захищені (лампа відокремлена оболонкою, що не перешкоджає вільному надходженню повітря), закриті (оболонка захищає від проникнення всередину світильника великих частинок пилу), пилонапроникні, вологозахищені, вибухобезпечні та підвищеної надійності проти вибуху.

Невідповідність світлотехнічних характеристик світильника розмірам та характеру обробки освітлюваного приміщення викликає зростання встановленої потужності, зниження якості освітлення. В свою чергу, невідповідність конструктивного виконання світильника умовам середовища в приміщенні знижує довговічність і надійність роботи освітлювальної установки (агресивне, вологе, запилене середовище), а в окремих випадках може спричинити пожежу чи вибух. Тому світильники повинні бути з необхідним ступенем захисту від умов зовнішнього середовища в місцях встановлення. Особливо жорсткі вимоги щодо цього стосуються світильників, які встановлюються у вибухо- та пожежонебезпечних приміщеннях.

5.3 Розрахунок системи штучного освітлення машинного відділення

Відповідно до Правил Морського Регістру та Санітарних правил для морських суден штучне освітлення допускається тільки електричне [36].

Для загального освітлення суднових приміщень рекомендується використовувати газорозрядні джерела світла, переважно люмінесцентні лампи типу ЛБ.

Лампи розжарювання використовують переважно:

- для місцевого освітлення;
- для освітлення приміщень із тимчасовим передуванням людей;
- у вибухо- та пожежонебезпечних приміщеннях, а також в особливо вологих, заповнених та хімічно активних середовищах;
- якщо застосування люмінесцентного освітлення неможливе.

Відповідно до [36], МВ відноситься до вибухонебезпечних приміщень, до електричного освітлення яких пред'являються такі вимоги:

- допускається встановлення світильників вибухоподавленого виконання з вибухонепроникною оболонкою, кабелі яких повинні бути захищені від механічних пошкоджень металевими кожухами; вимикачі цих світильників повинні знаходитися поза вибухонебезпечними приміщеннями та просторами;

					КР. 142. 6257м. 03. ПЗ. 07. 05.	Лист
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

– увімкнення світла для освітлення машинного відділення має бути блоковано з пусковим пристроєм електродвигуна вентилятора. При цьому має бути передбачено пристрій витримки часу, що забезпечує необхідний обмін повітря у приміщенні.

5.3.1 Вибір типу освітлення. Суднове освітлення класифікується як основне (робоче), переносне та аварійне.

Основне освітлення призначене для внутрішніх освітлень, відкритих палуб та надбудов. Мережа цього виду отримує живлення від основного джерела струму через ГРЩ[36].

У МВ використовуються основне та аварійне освітлення. Світильники основного освітлення встановлюються на підболок, аварійного освітлення — коло виходів. Основне освітлення виконується як системи загального освітлення чи комбінованого — коли до загального додається місцеве.

Приймаємо до обладнання в машинному відділенні систему загального освітлення за рівномірності розподілу світлового потоку по всьому приміщенню.

Згідно з діючими нормами, мінімальна загальна освітленість у МВ енергетичного комплексу при лампах розжарювання не менше 30 лк.

5.3.2 Вибір типу світильників та джерел світла. Вибір типу світильника виконуємо з урахуванням вимог до якості освітлення, економічності, безпеки та надійності відповідно до Правил Реєстру для вибухонебезпечних приміщень.

Вибираємо світильник вибухоподавляючого типу В30-100 (ТУ 16-538.807-73) з відповідною лампою розжарювання напругою 127 В і потужністю 100 Вт.

ОСТ 5.6077-75 "Освітлення судів. Правила та методи розрахунків".

5.3.3 Вибір способу розрахунку освітлювальної установки. Розрахунки освітлення всередині приміщень засновані на двох методах: методі коефіцієнта використання світлового потоку та точковому методі.

Метод коефіцієнта використання світлового потоку застосовують до розрахунку загального рівномірного освітлення на необхідне освітлення горизонтальної поверхні.

Точковий метод застосовують при будь-якому розподілі освітлення на робочій поверхні незалежно від розташування освітлення поверхонь: найчастіше він придатний для розрахунку освітлення відкритих палуб, заборотних трапів та місцевого локалізованого освітлення.

					КР. 142. 6257м. 03. ПЗ. 07. 05.	Лист
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розташування світильників визначається стадії робочого проектування відповідно до макета МВ. Правильність розрахунку, вибір типу світильників та місця їх розташування перевіряються на головному судні шляхом вимірювання освітленості по всьому приміщенню МВ. У разі потреби кількість світильників коригується і надалі, на судах цієї серії вимірів не виробляють.

5.3.4 Розрахунок загального освітлення виробничого приміщення

Завдання. Зробити розрахунок загального освітлення виробничого приміщення. Довжина $A = 10$ м, ширина $B = 5$ м, висота $H = 3,1$ м. Висота робочої поверхні $h_p = 1$ м. Для освітлення приймаємо світильники типу УПМ-15. Мінімальна освітленість лампами розжарювання за нормами $E_{\min} = 100$ лк. Коефіцієнт відображення стелі $\rho_a = 70$ %, стін $\rho_c = 50$ %, робочої поверхні $\rho_p = 10$ %. Напруга мережі 220 В.

Рішення.

Відстань від стелі до робочої поверхні, м:

$$H_0 = H - h_p = 3,1 - 1 = 2,1 \text{ м.}$$

Відстань від стелі до світильника, м:

$$h_c = 0,2 \cdot H_0 = 0,2 \cdot 2,1 = 0,42 \text{ м.}$$

Висота підвішування світильника над освітлюваною поверхнею, м:

$$h = H_0 - h_c = 2,1 - 0,42 = 1,68 \text{ м.}$$

Висота підвішування світильника над підлогою, м:

$$H_n = h + h_p = 1,68 + 1 = 2,68 \text{ м.}$$

Для досягнення найбільшої рівномірності освітлення приймаємо відношення:

$$L/h = 1,5.$$

Тоді відстань між центром світильників, м:

$$L = 1,5 \cdot h = 1,5 \cdot 1,68 = 2,52 \text{ м.}$$

Необхідна кількість світильників

$$N = S/L^2 = A \cdot B / L^2 = 10 \cdot 5 / 2,52^2 = 7,89 \text{ шт,}$$

де $S = A \cdot B = 10 \cdot 5 = 50 \text{ м}^2$ — площа освітлюваного приміщення;

приймаємо $N = 8$ світильників (два ряди по 4 світильники). Індекс приміщення:

					КР. 142. 6257м. 03. ПЗ. 07. 05.	Лист
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$i = \frac{A \cdot B}{h \cdot (A + B)} = \frac{10 \cdot 5}{1,68 \cdot (10 + 5)} = 1,98.$$

За табл. 22 [37] приймаємо $i = 2,0$; $\rho_n = 70 \%$, $\rho_c = 50 \%$, $\rho_p = 10 \%$ для світильника типу УПМ-15 коефіцієнт використання світлового потоку $\eta = 0,60$.

Світловий потік однієї лампи, лм:

$$\Phi_p = \frac{E_{\min} \cdot S \cdot K_3 \cdot Z}{N \cdot \eta} = \frac{100 \cdot 50 \cdot 1,3 \cdot 1,15}{8 \cdot 0,60} = 1868 \text{ лм.}$$

де $K_3 = 1,3$ з табл. 5 [37];

$Z = 1,15$ для ламп розжарювання [37].

За знайденим світловим потоком з табл. 16 [37] вибираємо лампу Б215-225-150-1 потужністю 150 Вт, що має світловий потік 2100 лм, найбільш близький до розрахункового.

При цьому фактична освітленість, лк:

$$E_{\Phi} = E_{\min} \frac{\Phi_l}{\Phi_p} = 100 \frac{2100}{1868} = 112 \text{ лк.}$$

Загальна потужність освітлювальної установки, кВт:

$$P_3 = P_n N = 150 \cdot 8 = 1200 \text{ Вт} = 1,2 \text{ кВт.}$$

5.4. Висновок з розділу

У розділі було розглянуто нормативну базу з питань охорони праці; виконано аналіз потенційно небезпечних та шкідливих факторів у приміщеннях ГО та розроблено заходи щодо забезпечення безпечних умов праці.

В індивідуальному завданні було виконано розгляд питання "Організація виробничого освітлення у виробничому приміщенні".

Наведений розрахунок системи штучного освітлення МВ показав, що з загального освітлення приміщення площею $S = 50 \text{ м}^2$ необхідна установка 8 світильників з лампою розжарювання Б215-225-150-1. Розрахункова потужність становить 1,2 кВт.

					КР. 142. 6257м. 03. ПЗ. 07. 05.	Лист
						66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6. Оцінка екологічного впливу при використанні розроблених проектних рішень

6.1. Проблеми переходу на екологічно небезпечні хладагони суднових холодильних установок, що були у використанні

Проблеми переходу на екологічно небезпечні холодоагенти суднових холодильних установок, що були в експлуатації, полягають у наступному. Замінники для переходу на озонобезпечні холодоагенти можна розділити на дві категорії:

1. «Модернізація» – ті, які можна використовувати в існуючому холодильному обладнанні без зміни самого обладнання. До таких холодоагентів належать суміші R401a, R401c, R409a та багато інших, які використовуються як заміник холодоагенту R12. Загалом «модернізована» заміна холодоагенту R12 повинна бути лише сумішшю холодоагентів, оскільки розчинність у мінеральному маслі, з яким «працює» холодоагент R12, визначається компонентом суміші, формула якого містить хлор, який Монреальський протокол «бореться» проти. У нашому випадку це холодоагент R22. Інші компоненти суміші повністю озонобезпечні. Ще однією важливою властивістю є різниця в температурах кипіння компонентів, з яких вони складаються. Через «течі» буде витікати самий низькокиплячий компонент, а тому склад суміші з часом буде змінюватися.

2. Друга категорія включає «азеотропи», такі як R134a. Вони вимагають повної заміни мастила в системі. Це пов'язано з тим, що R134a не розчиняється в мінеральному маслі, а розчиняється лише в синтетичному. Якщо його додавати в систему з холодоагентом R12, рано чи пізно вся мастило з компресора «розмажеться» по всій системі, і компресор працюватиме «всуху». Швидше за все, ненадовго. Якщо в таку систему додати синтетичне мастило, станеться наступне. Синтетичне мастило, з'єднуючись з мінеральним, перетворюється на «шаруваті потовщення», які не виконують функції мастила і компресор знову буде працювати «всуху». При переході з холодоагенту R12 на R134a допускається наявність не більше 3% мінерального мастила. Крім того, діаметр молекули R134a менший, ніж у холодоагенту R12, що може призвести до витіку холодоагенту R134a з холодильної машини в будь-якій точці системи. Це призведе до заміни прокладок в ХУ.

					КР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 06.	Лист
						67
Змн.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		

Поточна ситуація на ринку холодоагентів така, що неможливо визначити продукт, який би відповідав усім вимогам (потенціал руйнування озону ODP; потенціал глобального потепління GWP та TEWI; токсичність; небезпека пожежі та вибуху; легкість виявлення витоків; критичні параметри і термодинамічні властивості, тепло- і масообмінні характеристики, розчинність у використовуваних матеріалах і воді в машинобудуванні; Кожен із доступних холодоагентів певним чином не відповідає ідеалу. Жорсткість екологічних вимог, встановлених міжнародними угодами, може тільки позіршити ситуацію, витіснивши з ринку перевірені і відкривши шлях для маловивчених і небезпечних холодоагентів. Можливо, це торкнеться власників техніки, наповненої багатокomпонентними сумішами, які визнані токсичними і небезпечними. Не можна виключати появи нових, ще невідомих холодоагентів. Однак довгострокові витрати на їх вивчення і, особливо, впровадження у виробництво не дозволять їм суттєво або істотно вплинути на існуючий баланс сил.

6.2 Аналіз зниження токсичних та шкідливих речовин у відхідних газах ДВЗ при утилізації теплоти тепловикористовуючими холодильними машинами і тепловими насосами

Існують обмеження на викиди токсичних і шкідливих речовин від згоряння суднового палива відповідно до міжнародних програм захисту атмосфери та вимог Міжнародної морської організації (IMO). У липні 2010 року набула чинності нова редакція Додатку VI до Міжнародної конвенції про запобігання забрудненню (MARPOL 73/78. Convention Annex VI), яка передбачає більш жорсткі вимоги до суден [36]. Нові вимоги стосуються майже всіх груп токсичних і шкідливих викидів, у тому числі NOx. Відповідно до нових вимог запроваджується триступенева система стандартів викидів оксидів азоту NOx: перший етап IMO Tier I (токсичні стандарти викидів NOx < 17 г/(кВт·год) для MOD) — для суден, побудованих до 01.01.2011 р. (чинні стандарти для суден 2000 року побудови і пізніше). Другий рівень IMO Tier II (норми токсичних викидів NOx < 14,4 г/(кВт·год) для MOD) — для суден, побудованих після 01.01.2011 (скорочення викидів NOx зменшено на 20%). Третій IMO Tier III (стандарти токсичних викидів NOx < 3,4 г/(кВт·год) для MOD) — для суден, побудованих після 01.01.2016 (скорочення викидів NOx зменшено на 80%).

Не менш суворі вимоги висуваються і до вмісту оксидів сірки SOx у вихлопних газах [36]. Так, з 2012 року вміст оксидів сірки SOx у мазуті HFO (мазуті) знижено до 3,5%, а з

					КР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 06.	Лист
						68
Змн.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		

2020 року — нижче 0,5%. Більш жорсткі вимоги пред'являються до вмісту шкідливих речовин у вихлопних газах суднових двигунів для Північного моря, Балтійського моря, Ла-Маншу, прибережних вод Північної Америки та інших районів.

Зниження температури повітря на вході в ДВС перед ТС в теплій зоні до $t_{n2}=15\text{ }^{\circ}\text{C}$ призводить до зменшення викидів токсичних і шкідливих речовин (SO_x , NO_x , CO_2) у відпрацьованих газах внутрішнього згоряння двигуна (рис. 6.1). Це відбувається за рахунок зменшення питомої витрати палива на 1,8...2,4 % і збільшення масової витрати повітря на 4...7 %, що забезпечує значення коефіцієнта повного надлишку повітря на прийнятному рівні $\alpha_z = 2,8\text{...}3,2$ при робочій потужності двигуна $N_e = 75\text{...}85\text{ \%}$ [36]. Зменшення токсичних і шкідливих речовин (SO_x , NO_x , CO_2) в теплій зоні з використанням теплового насоса як розгінної секції ТКМ, який охолоджує повітря на вході в ДВС перед ТК становить 1,8... 2,5%.

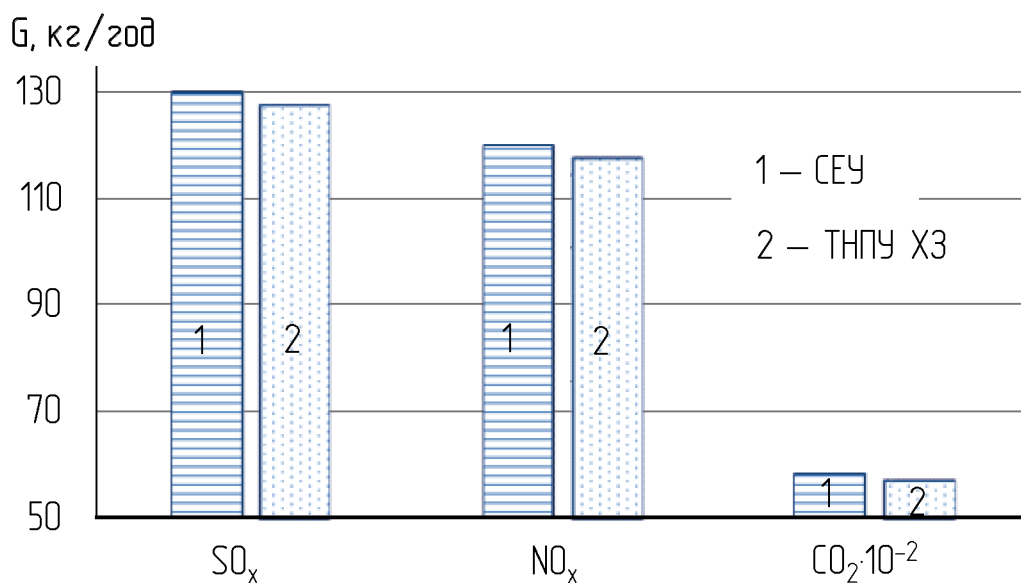


Рисунок 6.1. Зміни викидів токсичних і шкідливих речовин (SO_x , NO_x , CO_2) у відхідних газах ДВЗ: СЕУ — при експлуатації СЕУ без використання ТН; ТНПУ ХЗ — при використанні ТНПУ у холодній зоні

Як видно з рис. 5.12 в холодній зоні при використанні ТНПУ для заміщення ДК зниження токсичних і шкідливих речовин (SO_x , NO_x , CO_2) становить 1,7...2,3 %.

6.3. Висновки з розділу

Зменшення токсичних і шкідливих речовин (SO_x , NO_x , CO_2) в теплій зоні з використанням ТН як розгінної секції ТКМ, що охолоджує повітря на вході в ДВС перед ТК, становить 1,8...2,5 %, а в холодній зоні з використанням ТНПУ на заміну ДК — 1,7...2,3 %.

					КР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 06.	Лист
						70
Змн.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		

7. Оцінка ефективності розроблених проектних рішень

7.1 Визначення економічної ефективності розроблених проектних рішень

В результаті для розрахунку циклу ТНПУ для заміщення ДК в ходовому режимі судна в холодній зоні був вибраний хладагент R123 (CF_3CHCl_2), який відноситься до гідрохлорфторвуглеводних хладагентів (ГХФВ чи HCFC) з низькою озоноруйнівною активністю. Згідно рішення Венської конвенції, виробництво хладагентів ГХФВ дозволено до 2030 р [36].

Результати розрахунку ТНПУ для розглянутих СДВЗ приведені табл. 7.1.

Таблиця 7.1. Результати розрахунку ТНПУ для розглянутих СДВЗ

Параметр, що розраховувався, позначення, одиниця вимірювання	Головний двигун	
	6RTflex 52U-B	6S50ME- C8-TII
Одержання водяної пари у ТНПУ з тиском $P_{\text{вп}} = 0,3$ МПа G_{s1} , кг/год	745	591
Одержання водяної пари у ТНПУ з тиском $P_{\text{вп}} = 0,5$ МПа G_{s2} , кг/год	1887	1681
Загальна кількість одержаної водяної пари кг/год	2632	2272
Необхідна кількість водяної пари, яку необхідно одержати у ТНПУ кг/год	2160	
Теплове навантаження на конденсатор Кд1 Q_1 , кВт	396	397
Теплове навантаження на конденсатор Кд2 Q_2 , кВт	936	967
Масові витрати хладагента в ТНПУ G_d , кг/с	10,9	10,8
Електрична потужність на привід компресорів Км1 і Км2 N_e , кВт	515	483
Витрати палива привідних двигунів ДГ на привід компресорів $G_{\text{мдг}}$, кг/год	97,3	103,1
Витрати палива ДК при одержанні водяної пари $G_{\text{мвк}}$, кг/с (кг/годину)	135,2	
Кількість заощадженого палива при використанні ТНПУ $\Delta G_{\text{п}} = G_{\text{мвк}} - G_{\text{мдг}}$, кг/год (%)	37,9 (28)	32,1 (24)
Тепловий коефіцієнт ТНПУ COP	3,42	3,27

Також при розрахунку продуктивності ТНПУ на заміну ДК було прийнято:

- витрата холодоагенту через конденсатор нижнього ступеня Кд1 не перевищував 30% загальної витрати холодоагенту в системі ТНПУ;
- температура живильної води $t_w = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- ККД допоміжного котла $\eta_{\text{БК}} = 0,85$;
- питома витрата палива в ЦТ на отримання електричної енергії для приводу компресора ТНПУ $q_e = 0,2\text{ кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$;
- при порівнянні витрат палива в ДК і ЦТ на електропривод компресора ТНПУ для отримання водяної пари значення теплотворної здатності палива прирівнювали до значення умовного палива.

Необхідна кількість водяної пари для споживачів на посудині в робочому режимі в холодній зоні становить 7160 кг/год. Максимальна пароутворення в КУ становить до 5000 кг/год, тому дефіцит водяної пари становить 2160 кг/год, який можна компенсувати роботою ДК, але це призводить до додаткового використання близько 8... 10% палива на судно в цілому.

Згідно з розрахунками (див. табл. 7.1), сумісна робота ТНПУ та КУ забезпечує водяну пару необхідних параметрів для всіх споживачів у робочому режимі в холодній зоні без використання ДК. Загальна кількість водяної пари, отримана при використанні ТНПУ, може досягати $G_{\text{ТНПУ}} = 2272\text{ кг}/\text{год}$, з головним двигуном «MAN B&W» і $G_{\text{ТНПУ}} = 2632\text{ кг}/\text{год}$, з головним двигуном «Вартсила», що більше, ніж необхідно для покривають усі потреби споживачів пари на судні в ходовому режимі при роботі в холодній зоні (рис. 7.1).

Розрахунки показують (табл. 7.1 та рис. 7.2), що за рахунок вищого температурного потенціалу теплоти води системи охолодження ДГ фірми «Варцила», яка утилізується в ТНПУ, витрата палива в дизель-генератора для електроприводу компресора ТНПУ становить 95...97 кг/год, що на 5,8...6,1% менше порівняно з витратами палива при утилізації тепла ДГ компанії «MAN B&W» і на 24...28% менше порівняно з витратою палива в ДК.

Попередні розрахунки показали, що економія палива на судні в цілому при заміщенні ДК в ходовому режимі в холодній зоні на ТНПУ становить 1,8...2,2 % (рис. 7.3).

					КР. 142. 6257м. 03. ПЗ. 07. 07.	Лист
						72
Змн.	Арк.	№ докum.	Підпис	Дата		

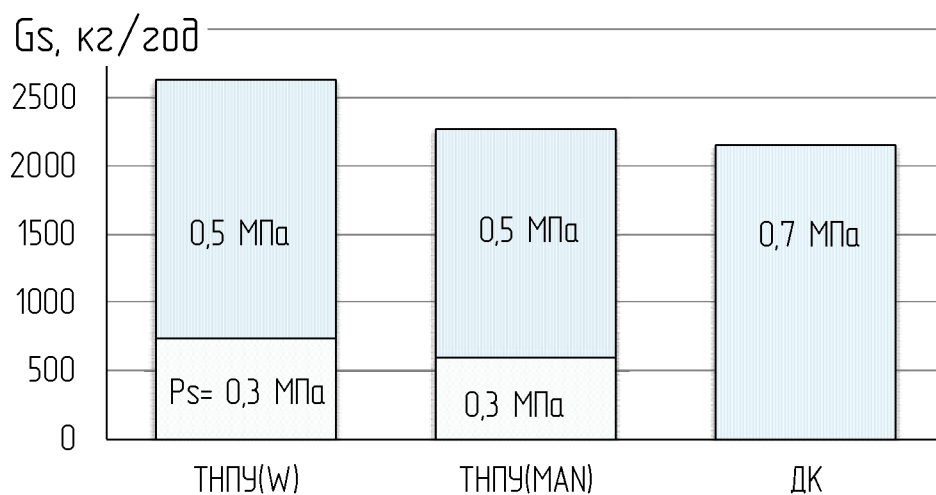


Рисунок 7.1. Результати розрахунків водяної пари, отриманої в ТНПУ

ТНПУ(W) – утилізація теплоти ГД фірми "Wartsila";

ТНПУ(MAN) – утилізація теплоти ГД фірми "MAN B&W";

ДК – допоміжний котел

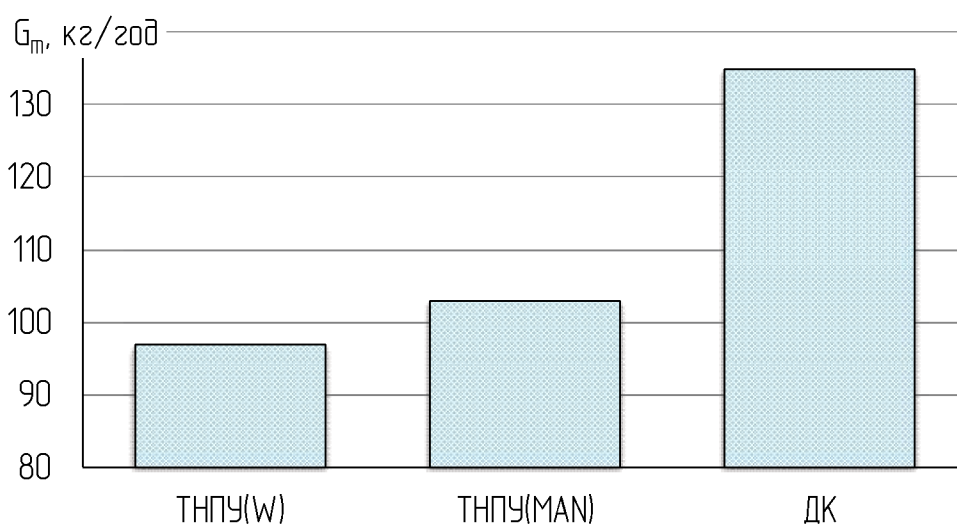


Рисунок 7.2. Результати розрахунків витрати палива при сумісній роботі ТНПУ та УК

або ДК та УК в ходовому режимі судна в холодній зоні

ТНПУ(W) – утилізація теплоти ГД фірми "Wartsila"; ТНПУ(MAN) – утилізація теплоти ГД фірми

"MAN B&W"; ДК – допоміжний котел

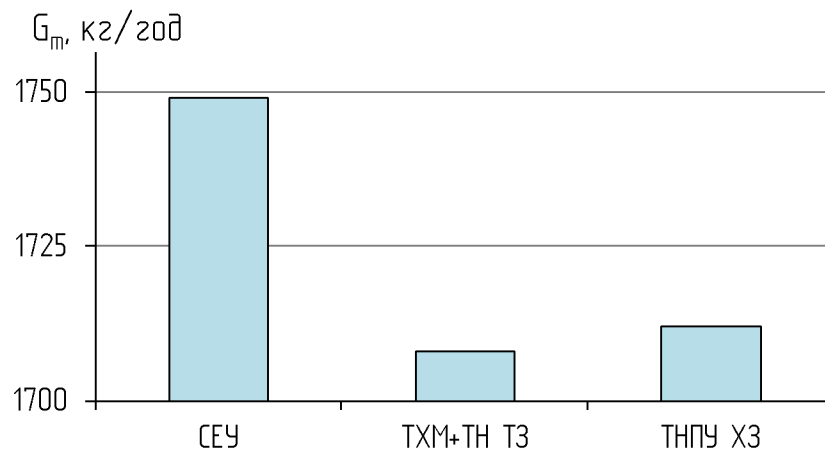


Рисунок 7.3. Зміни витрати палива на судні при використанні ТХМ з ТН та ТНПУ
 СЕУ – при експлуатації СЕУ без використання ТН; ТХМ+ТН ТЗ – при використанні ТХМ з
 дустерним ТН у теплій зоні; ТНПУ ХЗ – при використанні ТНПУ у холодній зоні

7.2. Основні наукові висновки роботи

Одним із шляхів зменшення забруднення Світового океану судами є використання теплонасосних установок, які використовують низькопотенційне тепло суднових двигунів внутрішнього згоряння. Це дозволить, по-перше, зменшити теплове забруднення навколишнього середовища, по-друге, відмовитися від роботи допоміжного котла в режимі ходу судна в холодній зоні, а відповідно зменшити забруднення навколишнього середовища токсичними речовинами з вихлопними газами внутрішнього згоряння. двигунів і, по-третє, для економії невідновлюваних джерел енергії (котельного палива).

Проведені дослідження показали енергоефективність та технічну доцільність теплонасосного напрямку утилізації низькопотенційної теплоти води, що охолоджує гільзи циліндрів суднових тихохідних двигунів.

Найбільш переважним джерелом ГРТ для роботи ТНПУ є прісна вода, що охолоджує гільзи циліндрів суднових двигунів внутрішнього згоряння, яка має температуру на виході з дизеля 80...85 °С. Кількість тепла від цього джерела достатня для одночасної роботи ТНПУ та опріснювальної установки. Дослідницькі розрахунки показують енергетичну доцільність використання ТНПУ для виробництва водяної пари під тиском 0,3...0,5 МПа для танкера, що працює в холодній зоні.

Висновок

У даній роботі досліджується можливість підвищення ефективності комплексного використання паливно-енергетичних ресурсів танкера "Gulf B" дедвейтом $D_w = 40300$ т шляхом утилізації низькопотенційної теплоти дизеля тепловим насосом. Магістерська робота складається з пояснювальної записки обсягом 87 сторінок формату A4 та графічної частини на 9 аркушах формату A1. Перший розділ роботи містить загальну характеристику судна та його енергетичної установки.

У другому розділі магістерської роботи на основі аналізу використання теплового насоса для утилізації теплоти охолоджувальної води двигуна внутрішнього згоряння визначено резерви підвищення ефективності утилізації теплоти охолоджувальної рідини. води двигуна внутрішнього згоряння ідентифікували відповідно до споживання тепла та холоду на маршруті.

У третьому розділі розроблено методику розрахунку теплонасосної парогенераторної суднової установки та побудовано блок-схему розрахункового циклу теплонасосної парогенераторної установки. З урахуванням параметрів робочих тіл системи водяного охолодження двигунів проведено розрахунки робочого циклу теплонасосної парогенераторної установки на різних холодоагентах.

У четвертому розділі роботи проведено вибір робочого тіла теплонасосної парогенераторної установки з урахуванням показників екологічної небезпеки робочих тіл.

Заходи з охорони праці в машинному відділенні наведені в п'ятому розділі, де розглядається нормативна база з охорони праці, аналізуються небезпечні і шкідливі фактори, яким піддається людина під час роботи на судні, і розглядаються заходи щодо зниження їх впливу.

У шостому розділі роботи проведено оцінку екологічного впливу на довкілля при використанні розроблених проектних рішень. Зменшення викидів токсичних і шкідливих речовин (SO_x , NO_x , CO_2) за допомогою теплонасосної парогенераторної установки для виробництва водяної пари та заміни допоміжного котла в робочому режимі становить до 1,7...2,3%.

					КР. 142. 6257м. 03. ПЗ. 07. 00.	Лист
						75
Змн.	Арк.	№ доцм.	Підпис	Дата		

В останньому розділі дослідницькими розрахунками показано енергетичну доцільність використання теплонасосної парогенераторної установки для отримання водяної пари з тиском 0,3...0,5 МПа для танкера в ходовому режимі. Попередні розрахунки показали, що економія палива в цілому по судну при заміні допоміжного котла в режимі роботи в холодній зоні на теплонасосну парогенераторну установку становить 1,8...2,2%.

					КР. 142. 6257м. 03. ПЗ. 07. 00.	Лист
						76
Змн.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		

Список використаних літературних джерел

1. Significant Ships of 2007/ Gulf B: Romanian build and owned oil/chemical tanker. – p. 60 – 61.
2. Marinetraffic [Електронний ресурс]. – Режим доступу <http://www.marinetraffic.com/ais/ua/shipdetails.aspx?MMSI=311018300>.
3. Sabroe Products 2017. Creating customer confidens / Sabroe. – 01.2017. – 84 p. – Режим доступу: <http://www.sabroe.com>.
4. Solstice – ze Refrigerant (HFO-1234ze). The Environmental Alternative to Traditional Refrigerants / Solstice. – 2015. – 8 p. – Режим доступу: <https://www.honeywell-refrigerants.com>.
5. Viessmann Heat pumps up to 2000 kW / Viessmann. – 03.2016. – 42 p. – Режим доступу: <http://www.viessmann.com>.
6. Бичковський А.Ю. Морські перевезення світовим торгівельним флотом: попит та пропозиція / А.Ю. Бичковський. – К.: Науково-дослідний економічний інститут. – 2011. – Режим доступу: http://econindustry.org/arhiv/html/2011/st_54_14.pdf.
7. Артемов Г.А. Суднові енергетичні установки: Навчальний посібник / Г.А. Артемов, В.М. Гордоб. – Миколаїв: УДМУ. – 2002. – 356 с.
8. MAN Marine Engines & Systems. – Режим доступу: <http://dieselturbo.man.eu>.
9. Wartsila. – Режим доступу: <http://www.wartsila.com>.
10. Mitsubishi Heavy industries Group. – Режим доступу: <http://www.mhi.com>.
11. RTA52U-B, RTA62U-B and RTA72U-B. Engine Selection and Project Manual / Wartsila NSD, Issue December. – 2015. – 261 p. – Режим доступу: <http://www.wartsila.com>.
12. MAN B&W S50ME-C8-TII. Project Guide. Electronically Controlled Two-stroke Engines/MAN Diesel & Turbo, 1st Edition. – April 2015. – 392 p. – Режим доступу: <http://www.mandieselturbo.com>.
13. MARPOL Consolidated edition 2011 / International Maritime Organization. – London. – 2011. – 459 p. – Режим доступу: http://www.idgca.org/doc/app5_290115.pdf.
14. Основи експлуатації суднових енергетичних установок. Навчальний посібник. – Вид. друге доповнене і перероблене / Упорядники: В.В. Панін, А.М. Носовський, О.В. Корнієцький, В.А. Пінчук, О.О. Чуйко. – Миколаїв. – 2014. – 416 с.
15. Freonrf. – Режим доступу: www.freonrf.ru/e/80542-freon-123.
16. Лозовський А.П. Основи холодильних технологій: навчальний посібник / А.П. Лозовський, О.М. Іванов. – Суми: Університетська книга, 2015. – 149 с.
17. Методичні вказівки з виконання випускної бакалаврської роботи з напрямку 6.050604 “Енергомашинобудування” зі спеціальності “Холодильні машини і установки” / М.І. Радченко, І.П. Єсін, Ф.О. Чезринцев, О.В. Литов. – Миколаїв: НУК. – 2013 р. – 28 с.
18. Радченко М.І. Суднові холодильні машини: Навчальний посібник [друку] / М.І. Радченко, О.О. Лехмус. – Миколаїв: НУК. – 2015. – 392 с.
19. Загоруйко В.О., Голіков О.А. Суднова холодильна техніка: Підручник. – К.: Наукова думка, 2002.
20. Радченко М.І. Суднові холодильні машини: навчальний посібник / М.І. Радченко, О.О. Лехмус. – Миколаїв: НУК. – 2015. – 392 с.
21. Мелішчук С.С. Монтаж, експлуатація, обслуговування холодильних і тепло насосних установок: навчальний посібник / С.С. Мелішчук, В.М. Арсеньєв. – Суми: СДУ, 2011. – 183 с.
22. Hundy G.F. Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps. / G.F. Hundy, A.R. Trott and T.C. Welch. – Butterworth-Heinemann: Elsevier Ltd, March 2, 2016 (5th Edition). – 510 p.

					КР. 142. 6257м. 03. ПЗ. 07. 00.	Арк.
						77
Зм.	Арк.	№ документу	Підпис	Дата		

23. Розрахунки з дисципліни «Теплотехнологічні процеси та установки»: Навчальний посібник / Луняка К.В., Димо Б.В., Андрєєва Н.Б., Калініченко І.В. – Херсон: ХНТУ, 2018. – 166 с.
24. Розрахунок суднової холодильної установки / А.А.Андрєєв, І.П.Єсін, Ю.В.Захаров, А.О.Моря, М.І.Радченко; За редакцією доктора технічних наук, професора Ю.В.Захарова. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 88 с.
25. Теплообмінники суднових систем кондиціонування та рефрижерації: навчальний посібник / М.І. Радченко, А.М. Радченко, Д.В. Коновалов, Р.М. Радченко. – Миколаїв: НУК, 2014. – 260 с.
26. Самохвалов В.С. Вторинні енергетичні ресурси та енергозбереження на судах: навчальний посібник / В.С. Самохвалов, Д.В. Коновалов, М.Ю. Базненко та ін. / За заг. ред. В.С. Самохвалова. – Миколаїв: Іліон, 2016. – 430 с.
27. Франів А. Фізика низьких температур: навч. посібник / А. Франів, В. Стадник, В. Курляк. – Львів: ЛНУ імені Івана Франка, 2016. – 362 с.
28. Розрахунок суднової холодильної установки: Методичні вказівки / А.А. Андрєєв, І.П. Єсін, Ю.В. Захаров, А.О. Моря, М.І. Радченко; За ред. д-ра техн. наук, проф. *Ю.В. Захарова* – Миколаїв: – Вид-во МДГУ ім. П. Могили. – 2003. – 80 с.
29. Холодильні установки рефрижераторного рухомого складу: Навчальний посібник / І.Є. Мартинов, В.М. Іщенко, Н.С. Браїнковська та ін. – Харків: УкрДАЗТ, 2013. – 134 с.
30. CoolPack IPU. – Електронні дані. – Режим доступу: <https://www.ipu.dk/products/coolpack/>
31. *Гапанов С.А., Лехмус О.О., Журавльов Г.Б.* Проектування і розрахунок теплової ізоляції суднових рефрижераторних приміщень. – Ч.І. Ізоляційні матеріали і конструкції: Навчальний посібник / Миколаїв: – УДМТУ. – 2003. – 44 с.
32. Холодильні установки рефрижераторного рухомого складу: Навчальний посібник / І.Є. Мартинов, В.М. Іщенко, Н.С. Браїнковська та ін. – Харків: УкрДАЗТ, 2013. – 134 с.
33. Ялпачик В.Ф. Практикум з курсу «Холодильне устаткування»: Навчальний посібник / Ялпачик В.Ф., Стручаєв М.І., Ялпачик Ф.Ю. – Мелітополь, 2014 – 111 с.
34. Методичні рекомендації до виконання розділу "Охорона праці" у бакалаврських випускних роботах (проектах) О.В. Щедролосєв, Г.В. Доданова, А.М. Мозговий, В.В. Савельєв. – Миколаїв: НУК, 2012, 25 с.
35. *Жидецький В.Ц.* Основи охорони праці. Підручник. – Львів: Афіша, 2002. – 320 с.
36. Суднова енергетика та Світовий океан: Підручник / *В.М. Горбов, І.О. Ратушняк, Є.І. Трушляков, О.К. Чередніченко*; За ред. *В.М. Горбова*. – Миколаїв: НУК, 2007. – 596 с.
37. *Тудальцев А.М.* Виробниче освітлення та його розрахунок: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2001. – 84 с.

					КР. 142. 6257м. 03. ПЗ. 07. 00.	Арк.
						78
Зм.	Арк.	№ документу	Підпис	Дата		