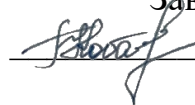


Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Херсонський навчально-науковий інститут

Кафедра теплотехніки

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри теплотехніки
 к.т.н., доцент Г.О. Кобалава
« 10 » червня 2026 р.

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

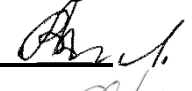
на тему: «Розробка проєкту холодильної установки для трюмів транспортного
рефрижератора «O. Spirit» дедекейтом Dw=7150 т»

Виконав: студент IV курсу, групи **4257**
спеціальності

142 «Енергетичне машинобудування»
(шифр і назва спеціальності)

«Холодильні машини і установки»
(назва освітньо-професійної програми)

Богдан ДЕЙКАЛО 
(прізвище та ініціали)

Керівник **Олександр ВОІНОВ** 
(прізвище та ініціали)

Рецензент **Дмитро КОНОВАЛОВ** 
(прізвище та ініціали)

Херсон – 2026

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

(повне найменування вищого навчального закладу)

Інститут, факультет ХННІ НУК, енерготехнічний факультет

Кафедра теплотехніки

Рівень вищої освіти перший (бакалаврський)

Галузь знань 14 «Електрична інженерія»

(шифр і назва)

Спеціальність 142 «Енергетичне машинобудування»

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма «Холодильні машини і установки»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Гарант освітньої програми

к.т.н., доц. І.В. Калініченко

« 22 » квітня 2026 року

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

здобувача Дейкало Богдан Олегович, група 4257

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Розробка проєкту холодильної установки для трюмів транспортного рефрижератора «O. Spirit» дедектом Dw=7150 т»

керівник роботи Воїнов О.П., д.т.н., професор

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

затверджені наказом ректора НУК від « 22 » квітня 2026 року № 293уч

2. Термін подання студентом роботи « 10 » червня 2026 року.

3. Зміст розрахунково-пояснювальної записки

Вступ.

Розділ 1. Загальний опис об'єкту дослідження. Мета кваліфікаційної роботи.

Розділ 2. Теплові розрахунки комплексу рефрижерації.

2.1. Вибір параметрів повітря і води в залежності від району та параметрів продуктів, що зберігаються необмежений район плавання, швидкокопсувні вантажі.

2.2. Вибір ізоляційних конструкцій огорож приміщення, що охолоджується.

2.3. Розрахунок теплоприпливів у приміщення, що охолоджується.

2.4. Вибір системи охолодження та холодильного агенту.

Розділ 3. Проєктування холодильної машини.

3.1. Побудова циклу холодильної машини на *pI*-діаграмі та його розрахунок.

3.2. Підбір холодильного компресора, теплообмінних апаратів, системи автоматичного регулювання і захисту.

3.3. Розміщення обладнання холодильної установки.

Розділ 4. Конструктивний розрахунок теплообмінника (охолоджувача, нагрівача, випарника, конденсатора) _____

Розділ 5. Охорона праці _____

Висновки.

Список використаних літературних джерел.

Розрахунково-пояснювальна записка (60...80 сторінок тексту) повинна відповідати вимогам ЄСКД та ДСТУ.

4. Перелік графічного матеріалу

1. Креслення приміщення, що охолоджується, з ізоляцією та приладами охолодження – 1 аркуш формату А1.
2. Принципова схема та цикл холодильної машини на p -діаграмі – 1 аркуш формату А2.
3. Компонувальне креслення компресора, компресорно-конденсаторного агрегату або холодильної машини – 1 аркуш формату А1.
4. Креслення теплообмінника _____ – 1 аркуш формату А1.

5. Дата видачі завдання « 22 » квітня 2026 року.

Дата представлення на кафедру « 10 » червня 2026 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів випускної магістерської роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ + розділ 1	28 квітня	виконано
2.	Розділ 2 + креслення приміщення, що охолоджується	до 07 травня	виконано
3.	Розділ 3 + креслення принципової схеми та циклу холодильної машини на pI -діаграмі	до 15 травня	виконано
4.	Компонувальне креслення компресора, компресорно-конденсаторного агрегату або холодильної машини	до 23 травня	виконано
5.	Розділ 4 + креслення теплообмінника	до 02 червня	виконано
6.	Розділ 5 + висновки	до 06 червня	виконано
7.	Остаточне оформлення розрахунково-пояснювальної записки та графічного матеріалу; подання кваліфікаційної бакалаврської роботи на кафедру	до 10 червня	виконано

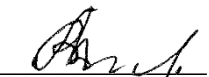
Здобувач


(підпис)

Богдан ДЕЙКАЛО

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи


(підпис)

Олександр ВОІНОВ

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Дейкало Богдан Олегович, група 4257.

«Розробка проєкту холодильної установки для трюмів транспортного рефрижератора «O. Spirit» дедвейтом $Dw=7150$ т».

Кваліфікаційна робота на здобуття кваліфікації бакалавр за спеціальністю 142 Енергетичне машинобудування (освітньо-професійна програма «Холодильні машини і установки»). Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Херсон, 2026 р.

Метою даної бакалаврської роботи є дослідження і розрахунок холодильної установки для провізійних комор контейнеровоза.

Проведений розрахунок теплоприпливів через ізоляційну конструкцію провізійної комори. У третьому розділі побудований цикл холодильної машини в $P-h$ діаграмі холодильного агента R-448A, та проведений його розрахунок. Виконаний підбір холодильного гвинтового компресора марки **Bitzer** марки **HSN95103-280**, теплообмінних апаратів та іншого устаткування. У четвертому розділі роботи зроблений конструктивний розрахунок теплообмінного апарата - конденсатора, та підібрано обладнання.

Заходи з охорони праці у машинному відділенні наведені у п'ятому розділі, проведено аналіз небезпечних та шкідливих факторів, яким піддається персонал під час експлуатації на судні, розглянуто заходи, щодо зменшення їх впливу.

Ключові слова: холодильна машина, компресор, теплообмінний апарат, холодильний агент, $p-h$ діаграма.

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.00	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ABSTRACT

Deykalo Bogdan Olehovych, group 4257.

"Development of a refrigeration plant project for the holds of the transport refrigerator "O. Spirit" with a deadweight of $D_w=7150$ t".

Qualification work for obtaining a bachelor's degree in specialty 142 Power Engineering (educational and professional program "Refrigeration machines and plants"). Kherson Educational and Scientific Institute of the Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Kherson, 2026.

The purpose of this bachelor's work is to study and calculate a refrigeration plant for the provision stores of a container ship.

The calculation of heat inflows through the insulating structure of the provision store is carried out. In the third section, a refrigeration cycle is built in the P-h diagram of the refrigerant R-448A, and its calculation is carried out. A Bitzer HSN95103-280 refrigeration screw compressor, heat exchangers and other equipment have been selected. In the fourth section of the work, a structural calculation of the heat exchanger - condenser has been made, and equipment has been selected.

Occupational safety measures in the engine room are given in the fifth section, an analysis of dangerous and harmful factors to which personnel are exposed during operation on the vessel has been carried out, measures to reduce their impact have been considered.

Keywords: refrigeration machine, compressor, heat exchanger, refrigerant, pH diagram.

					КРБ.142.4257.02.05.П3.00	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ І СКОРОЧЕНЬ	8
ВСТУП	9
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТУ, КОМПЛЕКСУ РЕФРИЖЕРАЦІЇ	11
1.1. Загальні відомості.	11
1.2. Основні технічні характеристики судна.....	12
1.3. Енергетична установка.	13
1.4. Висновки за розділом 1.	14
РОЗДІЛ 2. ТЕПЛОВІ РОЗРАХУНКИ КОМПЛЕКСУ РЕФРИЖЕРАЦІЇ.....	16
2.1. Вибір параметрів повітря та води в залежності від параметрів продуктів, що зберігаються.	16
2.2. Вибір ізоляційних конструкцій огорож приміщення, що охолоджується..	17
2.3. Визначення сумарного теплопритоку і холодопродуктивності СХУ.....	20
2.4. Вибір системи охолодження та холодильного агенту.	25
2.5. Висновки за розділом 2.	27
РОЗДІЛ 3. ПРОЄКТУВАННЯ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ	29
3.1. Побудова циклу холодильної машини на p, h -діаграмі та його розрахунок.	29
3.2. Підбір холодильного компресора, теплообмінних апаратів та іншого устаткування холодильної установки.....	32
3.3. Розміщення обладнання холодильної установки у приміщенні.	43
3.4. Система автоматичного керування холодильною установкою.....	44
3.5. Висновки за розділом 3.	45
РОЗДІЛ 4. КОНСТРУКТИВНИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИКА.....	47
4.1. Тепловий розрахунок конденсатора	47
4.2. Вибір та опис конструкції конденсатора.....	49
4.3 Висновки по розділу 4	53

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.00	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	55
5.1. Аналіз небезпек в машинному відділенні на рефрижераторних суднах. ...	55
5.2. Можливі причини пожеж у МВ та засоби для їх гасіння	55
5.3 Розрахунок системи штучного освітлення машинного відділення	56
5.4. Висновки за розділом 5.	58
ВИСНОВКИ.....	59
ЛІТЕРАТУРА	60

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.00	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ І СКОРОЧЕНЬ

В - випарник

ВцК – відцентровий компресор

ГД – головний двигун

ДАУ – дистанційне автоматичне управління

ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння

ДГ – дизель-генератор

ДК – дросельний клапан

ККД – коефіцієнт корисної дії

Км – компресор

Кн – конденсатор

КнВ – конденсатор – випарник

МВ – мастиловіддільник

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

СХУ – судова холодильна установка

ТОА – теплообмінний апарат

ХА – холодильний агент

ХМ – холодильна машина

D – Danfoss;

GE – General Electric.

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.00	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВСТУП

Розвиток суднових холодильних установок, пристосованих для охолодження складських приміщень транспортних суден, йде по шляху створення компактних компресорно-конденсаторних установок, які відрізняються більш високими енергетичними показниками, можливістю зміни холодопродуктивності в широких межах.

Метою роботи є розробка проекту холодильної установки для трюмів транспортного рефрижератора «O.Spirit» дедвейтом $D_w=7150$ т, з урахуванням ізоляції та теплоприпливів.

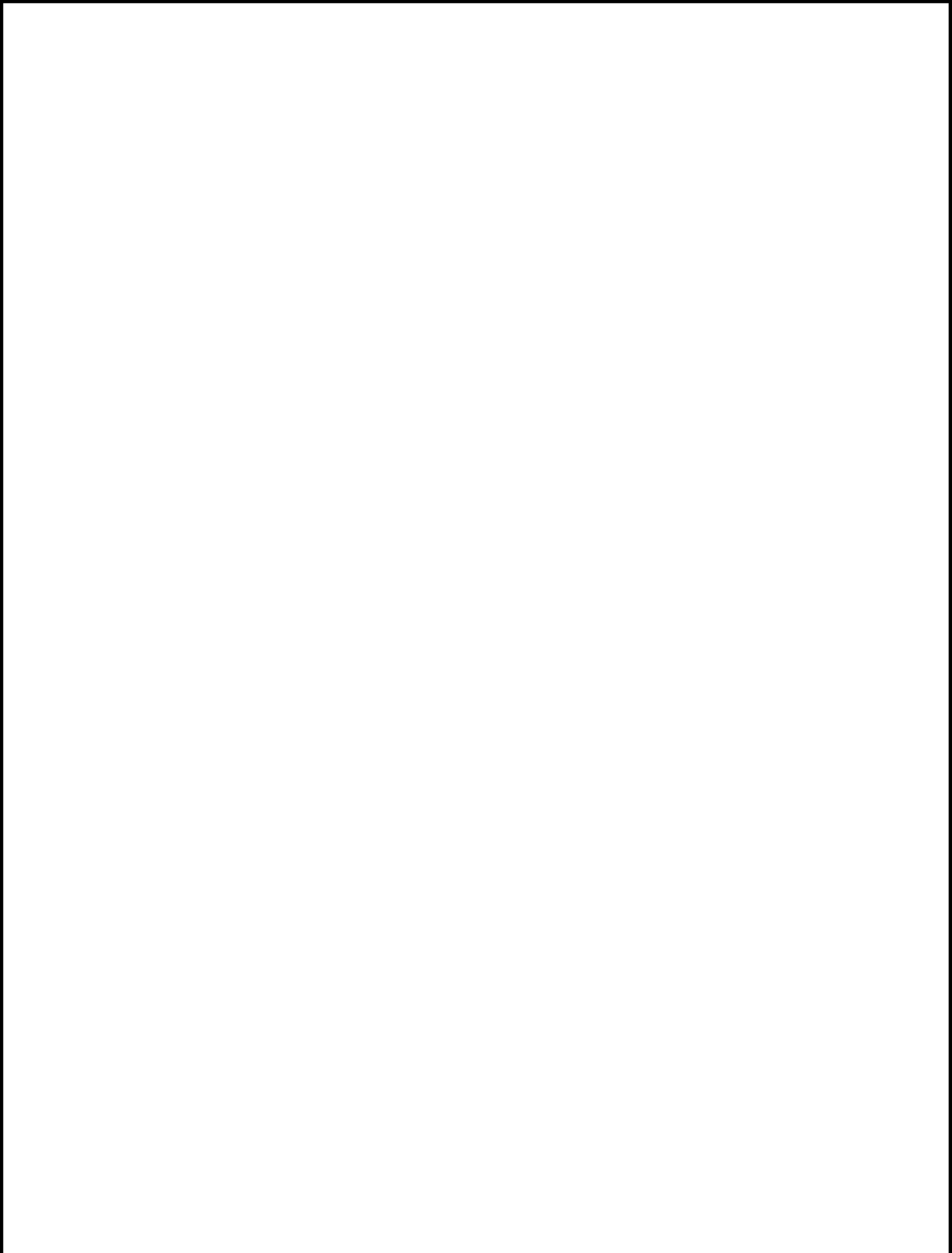
Застосування більш ефективних холодоагентів дозволяє створювати більш прості схеми одноступеневої компресії з використанням безсальникових компресорів. Це дозволяє зменшити займану площу та об'єм, зменшити все обладнання, досягти більш повної автоматизації, полегшити технічне обслуговування та підвищити безпеку експлуатації.

Застосування систем прямого охолодження складських приміщень за рахунок кипіння холодоагенту в повітроохолоджувачах має низку суттєвих переваг у порівнянні з акумуляторними системами та дозволяє значно підвищити енергетичні характеристики холодильного агрегату.

Охолоджувані приміщення використовують тільки безпосередню систему охолодження з хладоном R448A.

Структура та обсяг кваліфікаційної роботи. Робота складається зі вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел з 26 найменувань. Загальний обсяг роботи складає **62 сторінки**, містить 14 рисунків та 6 таблиць.

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.00	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.01			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розділ 1	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент		Дейкало Б.О.						
Керівник		Воінов О.П.						
Консульт.								
Зав.каф.		Кобалава Г.О.				ХННІ НУК 10		

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТУ, КОМПЛЕКСУ РЕФРИЖЕРАЦІЇ

1.1. Загальні відомості.

Судно O.Spirit — це південнокорейське рефрижераторне судно (транспортний рефрижератор для риби), побудоване в 1993 році, яке спеціалізується на прийомі, заморожуванні та транспортуванні риби (рис. 1.1).

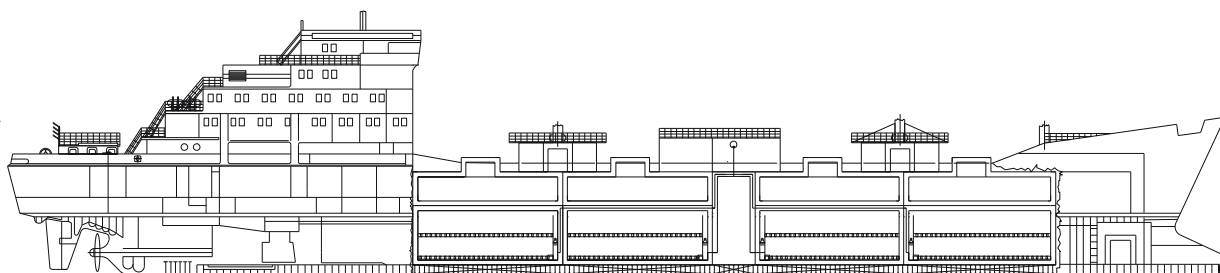


Рисунок 1.1. Зовнішній вид судна O.Spirit

Судно **O.Spirit** - Refrigerated Cargo Ship, побудоване в 1993 і ходить під прапором Korea.

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.01	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		11

1.2. Основні технічні характеристики судна.

Тип судна:Рефрижераторне судно /
рибовоз-транспорт

Рік будівництва:1993

Прапор:Республіка Корея (Південна
Корея)

Довжина найбільша:126 м

Ширина:19 м

Дедвейт (DWT)7 150 тонн,

Валова місткість (GT) 6 082 тонни.

Вантажні трюми:Загальний об'єм рибних
трюмів становить 9 809,2 куб. м.

Морозильне обладнання: Включає 3 швидко-
морозильні апарати шокової заморозки (Blast) загальною продуктивністю 300
тонн на добу.

Головний двигун:

МаркаMAN B&W 8S40MC

Потужність8 640 к.с.

.....6300 кВт

Діаметр циліндра (Bore)400 мм

Хід поршня (Stroke)1 760 мм

Частота обертів колінчастого вала.....146 об/хв

Діапазон регулювання під гвинт:124–155 об/хв.

Середній ефективний тиск (me p)близько 18.0 бар

Кількість турбокомпресорів1 (зазвичай серій MAN
TCR/TCA або ABB)

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.01	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Тип палива.....Важкі мазути марок HFO (до 700 cSt) та легкі судові дизелі (MDO/MGO)

1.3. Енергетична установка.

Конструктивні особливості серії S40MC

Прямий привід на гвинт: Завдяки низькій частоті обертів (**146 об/хв**) двигун підключається безпосередньо до гребного вала. Судновий редуктор не потрібен, що усуває зайві механічні втрати, підвищує надійність та знижує шум у машинному відділенні.

Крейцкопфний тип (Crosshead): Поршень з'єднаний зі штоком, який рухається строго вертикально через повзун (крейцкопф). Це повністю знімає бокові зусилля зі стінок циліндра, мінімізуючи знос циліндрових втулок (liner) та поршневих кілець.

Роздільне змащування: Картер закритий мембраною від зони згоряння. Лужне циліндрове мастило подається окремо через лубрикатори для нейтралізації сірки з важкого палива, а моторне мастило в картері залишається чистим роками.

Механічне керування (Camshaft): Впорскування палива та відкриття вихлопних клапанів регулюються кулачковим розподільним валом. Система позбавлена складної сучасної електроніки Common Rail, яка з'явилася пізніше у серіях ME. Двигун повністю механічний і може обслуговуватися силами екіпажу прямо в морі.

Клапани та продувка: Двигун працює за принципом прямоточно-клапанної продувки. У верхній частині циліндра встановлений один великий гідравлічно керований випускний клапан, а впускні вікна розташовані внизу втулки.

Орієнтовні масо-габаритні показники (для 8-циліндрової версії):

Суха маса двигуна: близько 125–135 тонн.

Довжина: близько 6,3 – 6,8 метрів.

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.01	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		13

Висота (від фундаменту): близько 5,8 – 6,2 метрів (потребує значної висоти машинного відділення для виймання поршнів).

Двигун вважається зразком довговічності серед суднових енергетичних установок кінця XX століття. При правильному контролі паливної апаратури та своєчасній специфікації зазорів крейцкопфа він демонструє колосальний моторесурс.

Відповідність вимогам щодо баластних вод досягається завдяки встановленню системи Alfa Laval PureBallast продуктивністю 500 м³/год. Також на судні встановлений котел марки KangRim Heavy Industries паропроductивністю до 2 т/годину з тиском 1,0 МПа.

1.4. Висновки за розділом 1.

В першому розділі роботи описано судно-прототип рефрижераторне судно «**O.Spirit**» дедвейтом $D_w=7150$ т та приведена загальна характеристика судна, енергетичної установки, що складається з головного двигуна, трьох дизель-генераторів та утилізаційного котла.

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.01	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		14

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.02						
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
Студент	Дейкало Б.О.				Розділ 2				Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник	Воїнов О.П.										
Консульт.									ХННІ НУК		
Зав.каф.	Кобалава Г.О.										
											15

РОЗДІЛ 2. ТЕПЛОВІ РОЗРАХУНКИ КОМПЛЕКСУ РЕФРИЖЕРАЦІЇ.

2.1. Вибір параметрів повітря та води в залежності від параметрів продуктів, що зберігаються.

Для вибору параметрів робочого середовища необхідно знати умови експлуатації трюмів, що обслуговується. Відповідно ISO вимогам (ISO 3046-1: 2002; ISO 1550: 2002), для судна з необмеженим районом плавання прийняті наступні температури [3, 4]:

температура зовнішнього повітря +34 °С;

температура забортної води +30 °С.

Згідно «Санітарним правилам для морських суден» прийняті наступні температури повітря в трюмах:

- трюм м'яса - 18 °С;

- трюм риби - 8 °С;

- твіндек овочів + 4 °С;

- твіндек сухої провізії + 10 °С.

До даної системи пред'являються наступні вимоги [3, 4]:

- ефективні способи відведення теплоти з приміщення і достатня теплова акумуляційність;

- універсальність (придатність для перевезення різних вантажів);

- безпека для членів екіпажу та вантажу;

- економічність системи та надійність в роботі;

- простота і зручності в експлуатації.

Розташування приміщень на судні представлені на рис. 2.1.

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.02	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

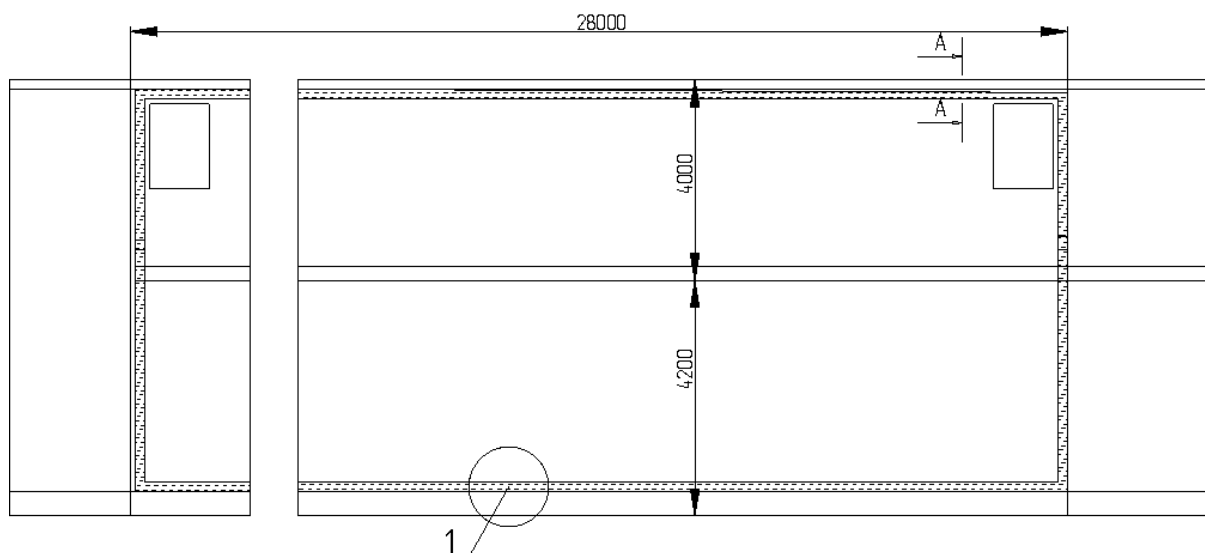


Рисунок 2.1. Трюми та твіндеки судна

2.2. Вибір ізоляційних конструкцій огорож приміщення, що охолоджується.

Головним споживачем холоду в провізійних камерах є теплота, яка надходить до приміщень, що охолоджуються, ззовні, крізь конструкції огорожень. Зменшення зовнішніх теплоприпливів сприяє зменшенню холодопотреби судна. Це можливо забезпечити шляхом виконання теплової ізоляції огорожувальних поверхонь. Чим нижча теплопровідність ізоляційного матеріалу та більша її товщина, тим менше теплоти проходить до приміщення. Але із збільшенням товщини ізоляції зменшується корисний вантажний об'єм приміщень, що ізолюються, та зростають вартість ізоляційного матеріалу та його монтаж. Для теплоізоляції застосовують матеріали, у яких низький коефіцієнт теплопровідності.

Особливості конструкцій ізолюючих огорож суднових охолоджуваних приміщень визначаються Правилами морського класифікаційного

товариства, відповідно до яких, повинне бути забезпечено виконання наступних вимог [5]:

В охолоджуванних приміщеннях всі металеві частини корпусу судна повинні бути ретельно ізолювані;

Ізоляція охолоджуванних приміщень повинна бути виконана з біостійких, і, як мінімум, негорючих матеріалів, що не мають запаху, бажано з малою об'ємною масою і низьким коефіцієнтом теплопровідності. Ізоляційні матеріали повинні бути схвалені класифікаційними органами. Дистанційні прокладки, що відділяють ізоляцію від сталевих поверхонь суміжних приміщень цистерн і настилу другого дна, повинні бути виконані з нафтостійкого матеріалу, що не згоряє, не виділяє запаху.

Ізоляція охолоджуванних приміщень повинна бути захищена від проникнення вологи, а також від пошкоджень гризунами та покритою обшивкою.

Трубопроводи не повинні мати безпосереднього контакту з перегородками або палубами в місцях проходу через них щоб уникнути виникнення теплових містків.

Матеріал повинен володіти низьким коефіцієнтом теплопровідності $\lambda_{із}$;

Мати малу об'ємну вагу γ ;

Володіти зниженими значеннями паропроникності, гігроскопічності і водопоглинання;

Бути міцним, еластичним, вібростійким, морозостійким, біостійким, технологічним;

Володіти тривалим терміном служби, не повинен викликати корозії металів;

Бути пожежобезпечним;

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.02	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Не виділяти шкідливих речовин, не передавати продуктам харчування запах, бути несприйнятливим до запахів.

Для теплоізоляції трюмів судна використовуються теплоізоляційні плити з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda=0,046$ Вт/(м·К), густина 80 кг/м³ та дерев'яні бруси з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda=0,24$ Вт/(м·К) [6, 10].

Розрахунок коефіцієнта теплопередачі ізоляційної конструкції

Для Конструкції ізоляції і зашивки з розташуванням обрешітника перпендикулярно до набору (рис. 2.2) коефіцієнт теплопередачі визначається за формулою, Вт/м²·с,

$$K_0 = \frac{\lambda_{iz}}{s} \left(\frac{e}{l} + 4,6 \lg \frac{n+i}{l} + \frac{S-2h-e}{H} \right).$$

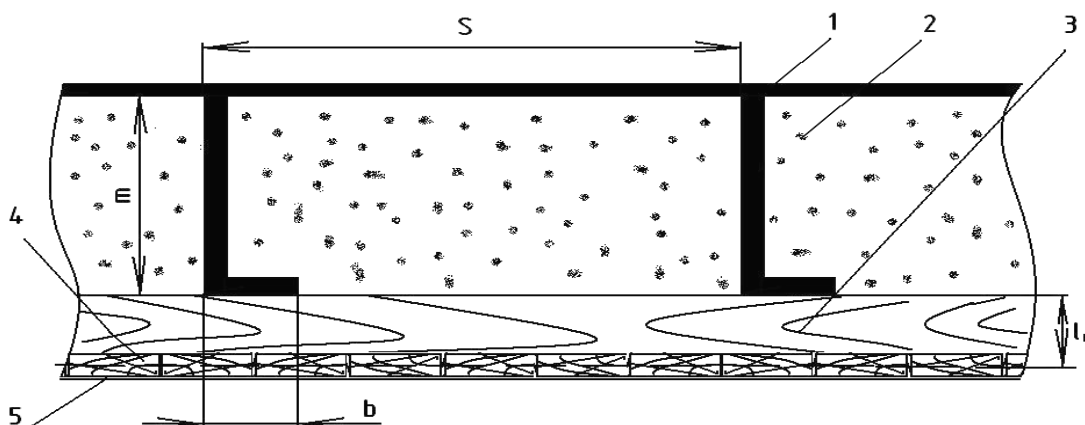


Рисунок 2.2. Конструкція ізоляції і зашивки з розташуванням обрешітника перпендикулярно до набору

1 – металева обшивка корпусу судна; 2 – пінопласт; 3 – брусок 50х50;
4 – дошка; 5 – захисний лист

Для розрахунку тепло припливу вибираємо середнє значення коефіцієнта теплопередачі $k=0,6$ Вт/(м²·К) згідно [10].

2.3. Визначення сумарного теплопритоку і холодопродуктивності СХУ

2.3.1. Дані для розрахунку

Провізійні камери призначені для зберігання продуктів харчування для суднової команди та пасажирів. Їх ємність повинна бути достатньою для забезпечення суднового складу продуктами на весь період рейсу. Також, на цеменьовозах холодильна установка повинна обслуговувати потреби невеликого рефрижераторного приміщення, призначеного для невеликих партій швидкопсувних вантажів.

Теплоприливи до провізійної камери складаються з наступних величин:

Q1 – теплоприливи через огорожі;

Q2 – теплоприливи при термообробці вантажу;

Q3 – теплоприливи при вентиляції камер;

Q4 – теплоприливи від працюючих електровентиляторів повітроохолоджувачів;

Q5 – інші теплоприливи.

2.3.2. Теплоприливи через огорожі конструкцій

Витрата холоду на асиміляцію теплоприливів крізь ізоляцію залежить від різниці температур та коефіцієнтів теплопередачі окремих переборок та визначається за формулою, Вт,

$$Q_1 = Q_{1c} + Q_{1т},$$

де Q_{1c} – теплоприливи від поглинання зовнішньої поверхні огорож теплоти сонячної радіації; $Q_{1т}$ не ураховується, оскільки камери не мають поверхонь, відкритих сонячній радіації.

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.02	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$Q_{1т}$ – теплоприпливи від різниці температур зовнішнього повітря та повітря в камерах, Вт.

Теплоприпливи від різниці температур зовнішнього повітря та повітря в камері знаходимо за формулою, Вт [10],

$$Q_{1т} = k_1 F (t_n - t_k), \text{ Вт},$$

де k_1 – коефіцієнт теплопередачі огорожі, Вт/(м²·К);

F – площа огорожі, м²;

t_n – температура навколишнього середовища;

t_k – температура повітря камери.

Результати розрахунку приведено в табл. 2.1.

Таблиця 2.1. Результати розрахунку теплоприпливу через огорожі

Найменування огорожі		$F, \text{ м}^2$	$k, \text{ Вт/ (м}^2 \cdot \text{К)}$	$t_k, \text{ }^\circ\text{C}$	$t_n, \text{ }^\circ\text{C}$	Δt	$Q_{1т}, \text{ Вт}$	$\Sigma Q_{1т} \text{ Вт}$
Трюм м'яса	Нос. переборка	67,2	0,46	-18	22	40	1236	
	Корм. переборка	67,2	0,46	-18	22	40	1236	
	Правий борт	121,8	0,46	-18	10	28	1569	
	Лівий борт	121,8	0,46	-18	-8	10	560	
	Підволоок	464	0,46	-18	22	40	8538	
	палуба	464	0,46	-18	22	40	8538	21677
Трюм риби	Нос. переборка	63	0,46	-8	22	30	869	
	Корм. переборка	63	0,46	-8	22	30	869	
	Правий борт	117,6	0,46	-8	4	12	649	
	Лівий борт	117,6	0,46	-8	-12	4	216	
	Підволоок	420	0,46	-8	22	30	5796	
	палуба	420	0,46	-8	22	30	5796	14196

Продовження табл. 2.1.

Камера сухої провізії	Нос. переборка	60	0,46	10	22	12	331	
	Корм. переборка	60	0,46	10	22	12	331	
	Правий борт	112	0,46	10	30	20	1030	
	Лівий борт	112	0,46	10	-12	22	1133	
	Підволок	420	0,46	10	22	12	2318	
	палуба	420	0,46	10	22	12	2318	7463
Камера овочів	Нос. переборка	60	0,46	4	22	18	497	
	Корм. переборка	60	0,46	4	22	18	497	
	Правий борт	112	0,46	4	-8	12	618	
	Лівий борт	112	0,46	4	22	18	927	
	Підволок	420	0,46	4	22	18	3478	
	палуба	420	0,46	4	22	18	3478	9494
Сумарні теплоприпливи через огорожі камер, Вт								52831

Теплопритоки для одного відсіку становить **52831** кВт, однак сумарні теплопритоки для 4-х відсіків становить $52831 \cdot 4 = 211324$ кВт.

2.3.3. Теплоприпливи від термообробки і охолодження тари

Ці теплоприпливи не ураховуються, бо заморожені продукти надходять до провізійних камер з температурами, близькими до температур їх зберігання, і значного коефіцієнта робочого часу відповідних компресорів в режимі термообробки не відбувається.

2.3.4. Теплоприпливи при вентиляцію комор

Теплоприпливи від вентиляції визначаються за формулою, Вт,

$$Q_3 = \frac{10^3}{24 \cdot 3600} \cdot V_k \cdot \rho_n \cdot n \cdot C_p \cdot (t_n - t_k) = 0,01 \cdot V_k \cdot \rho_n \cdot n \cdot (t_n - t_k),$$

де V_k – об'єм вентиляованої камери, м³;

ρ_n – густина повітря при t і ϕ підтримуваних в камерах, кг/м³;

n – кратність обміну повітря, обм/добу;

C_p – теплоємність зовнішнього повітря; $c = 1,05$ кДж/(кг·К);

t_n – температура зовнішнього повітря, °С;

t_k – температура в камері, °С.

Результати розрахунку зведені в табл. 2.2.

Таблиця 2.2. Результати розрахунку теплоприпливу при вентиляції комор

Комора	t_n , °С	t_k , °С	Δt , °С	n	V_k , м ³	Q_3 , Вт
М'яса	30	-18	48	2	1948,8	2170
Риби	30	-8	38	2	1764	1719
Сухої провізії	30	+10	20	3	1680	1637
Овочів	30	+4	26	4	1680	1637
Сумарні теплоприпливи при вентиляції комор, Вт						7163

2.3.5 Теплоприливи від працюючих механізмів у коморах

На судні застосовано безканалне повітроохолодження, електродвигуни, що вбудовано в ПО для роботи електровентиляторів, знаходяться в охолоджуваних приміщеннях.

Тоді теплоприпливи від працюючих механізмів, Вт,

$$Q_4 = \frac{\tau_y}{24} \psi_{\text{мех}} N_{\text{ед}} \cdot \Pi,$$

де τ_y – час роботи СХУ, 24 години;

$\psi_{\text{мех}}$ – коефіцієнт одночасності роботи механізмів; $\psi_{\text{мех}}=0,7$ [8];

$N_{\text{ед}}$ – потужність, яка споживається електродвигунами; $N_{\text{ед}}=140$ Вт;

Π – кількість приладів охолодження, штук.

З огляду на відсутність даних про потужність, що споживається електродвигунами, та малу величину цих теплових надходжень, враховується встановлена потужність електродвигунів вентиляторів базової установки.

Результати розрахунків зведені в табл. 2.3.

Таблиця 2.3. Результати розрахунків теплоприпливу від працюючих в коморах механізмів

Найменування. камери	кількість ПО	Ne кВт	Q_4
м'яса	2	0,28	196
риби	2	0,28	196
сухої провізії	2	0,28	196
овочів	2	0,28	196
Сумарні теплоприпливи від працюючих в коморах механізмів			784

2.3.6. Розрахунок інших тепло припливів

До інших теплоприпливів від усіх теплоприпливів, які раніше не були враховані (теплоприпливи від відкриття дверей, від освітлення, від перебування персоналі тощо).

Ці теплоприпливи знаходять за формулою:

$$Q_5 = 0,02 \cdot Q_1 = 0,01 \cdot 211324 = 2113 \text{ Вт.}$$

2.3.7. Сумарні теплоприпливи в режимі зберігання

Сумарні теплоприпливи в режимі зберігання знаходимо за формулою:

$$Q_{\text{зберіг}} = Q_1 + Q_3 + Q_4 + Q_5 = 211324 + 7163 + 784 + 2113 = 221,3 \text{ кВт.}$$

Сумарні теплоприпливи в режимі зберігання в провізійних камерах приймаємо $Q_{\text{зберіг}} = 221,3 \text{ кВт.}$

2.4. Вибір системи охолодження та холодильного агенту.

Комплекс охолоджувальних пристроїв (компресор, конденсатор, випарник), вентиляторів, насосів та повітроводів, за допомогою яких здійснюється відведення теплоти від провізійних камер, складають судову систему охолодження.

Головні вимоги, яким має задовольняти судова система охолодження [4, 5]:

- система охолодження провізійних комор повинна забезпечувати хороше теплове екранування огорожувальних поверхонь камери з метою перехоплення зовнішніх теплоприпливів, забезпечуючи одночасно

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.02	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

рівномірне обтікання повітрям у провізійних камерах вантажу для швидкого та ефективного відведення теплоти;

- забезпечувати рівномірне (однорідне) температурне поле у будь-якій точці провізійної камери з мінімальним відхиленням від оптимальних значень для даного вантажу;

- система охолодження повинна мати велику теплову акумуляційну здатність (інерційність) з метою уповільнення підвищення температури в провізійній камері у разі тимчасової зупинки холодильної машини;

- система охолодження повинна забезпечувати найменший температурний перепад між температурою вантажу та температурою кипіння холодильного агента. Це за заданої температури провізійної камери забезпечить максимальне значення холодильного коефіцієнта машини та мінімальні енерговитрати на зберігання вантажу;

- малу масу та габарити охолоджуючих приладів та систем транспортування холодоносія. Необхідно враховувати, що малі габарити поверхонь, що охолоджують, можуть бути досягнуті тільки за рахунок підвищення значень коефіцієнтів теплопередачі;

- система охолодження повинна бути надійною, простою та зручною в експлуатації, безпечною для людей та вантажу, забезпечувати нормальне спостереження за режимом охолодження, легкість його регулювання, ревізії, ремонту тощо.

Для забезпечення заданих температур у провізійних камерах найкраща повітряна система охолодження з безпосереднім кипінням холодоагенту з ребристими охолоджувачами повітря.

Холодоагентом для даної системи вибираємо хладон - R448A. Цей холодоагент найбільш нешкідливий для людей і навколишнього середовища, безпечний і за інших рівних умов порівняно з фреоном – R 12, що дозволяє збільшити продуктивність на 23% і зменшити витрату енергії на 8%.

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.02	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

В даний час в судновій холодильній установці (СХУ) трюмів та твіндеків застосовуються гвинтові компресори.

Застосування гвинтових компресорів дозволяє знизити шум і вібрацію, вартість монтажу, усунути найістотніший витік холодоагенту в схемі СХУ та підвищити надійність.

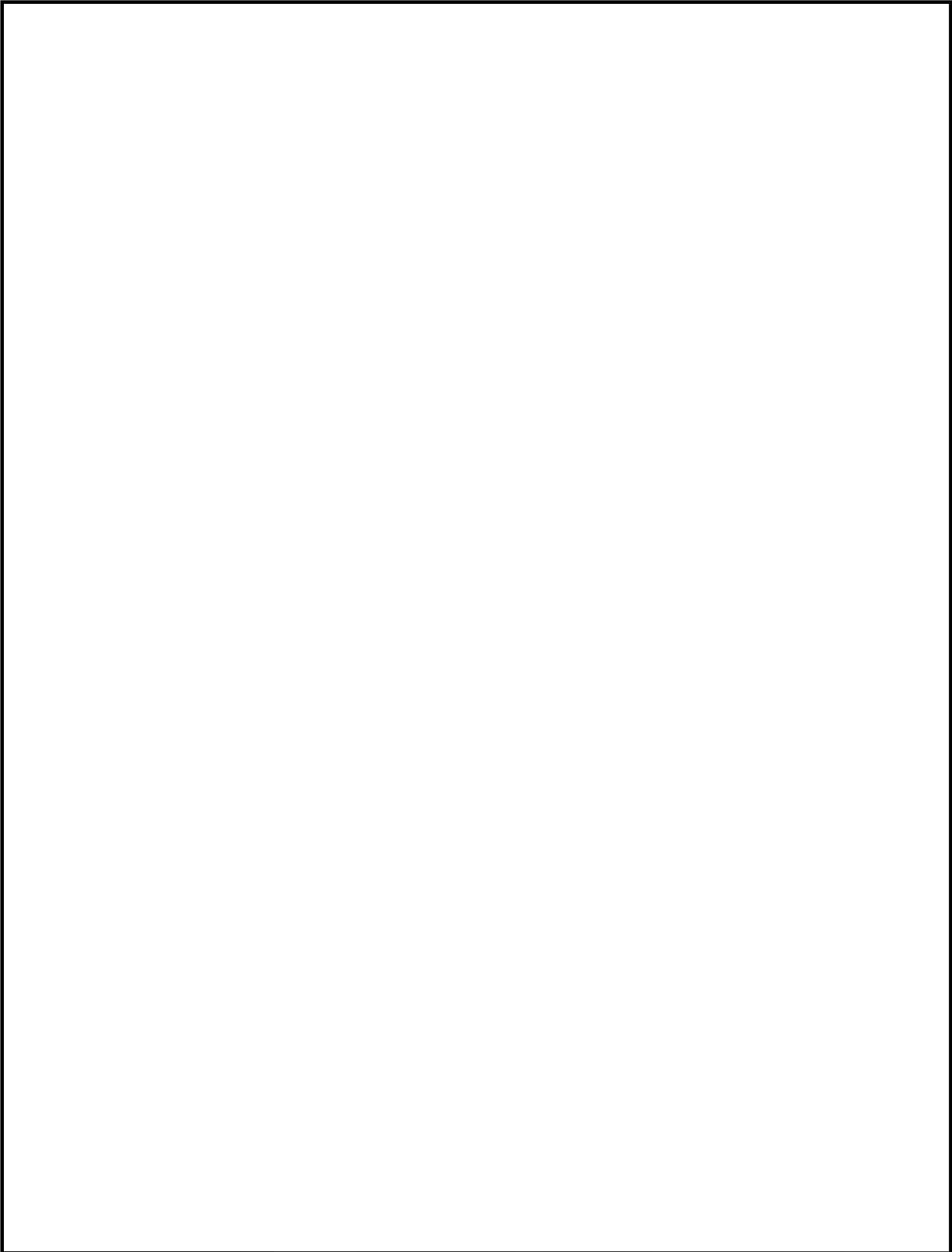
Виходячи із сказаного найбільш раціональним для провізійних камер є повітряна система ХУ з компресором та безпосередньою системою охолодження з хладоном R448A.

2.5. Висновки за розділом 2.

В даному розділі бакалаврської випускної роботи були визначені параметри повітря і води в залежності від району та параметрів продуктів, що зберігаються у провізійній камері, також проведений розрахунок коефіцієнту теплопередачі через ізолюючу поверхню.

Проведений розрахунок теплоприпливів через ізоляційну конструкцію провізійної камери становить 221,3 кВт. У якості хладону був вибраний R448A.

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.02	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.03			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розділ 3	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент		Дейкало Б.О.						
Керівник		Воїнов О.П.						
Консульт.								
Зав.каф.		Кобалава Г.О.				ХННІ НУК		
						28		

РОЗДІЛ 3. ПРОЄКТУВАННЯ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ

3.1. Побудова циклу холодильної машини на $P-h$ діаграмі та його розрахунок.

3.1.1. Побудова циклу холодильної установки в $P-h$ діаграмі

Цикл холодильної машини розраховується і будується на діаграмі $P-h$, за наступними даними [3, 4, 5]:

t_0 – температура кипіння холодоагента;

t_k – температура конденсації хладагента;

$t_{пр}$ – переохолодження рідкого ХА в конденсаторі;

$t_{вс}$ – всмоктування.

За рекомендаціями [3] приймаємо для провізійних камер $t_0 = -28\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Температуру конденсації вибираємо залежно від $t_{3в} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Для малих СХУ.

$$t_k = t_{3в} + (10...12) = 45\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Температуру переохолодженого ХА на виході з конденсатора приймаємо

$$t_{пр} = t_{3в} + (3...4) = 34\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Температура пари на всмоктуванні в компресор $t_{вс} = t_0 + t_{пр}$ завжди вище t_0 . Це залежить від типу приладів охолодження, схеми ХУ, протяжності всмоктуючого трубопроводу, його ізоляції та інших чинників.

При роботі з низькотемпературним повітроохолоджувачем $t_{пр} = 4...6\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Слід також ураховувати перегрів пари, пов'язаної з тепловиділеннями вбудованих електродвигунів герметичних і безсальникових компресорів. Ураховуючи що тип компресора і його електродвигуна нам поки не відомий, згідно величинам, сумарних теплоприпливів в блоки камер визначаємо в І

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.03	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		29

наближенні тип компресора потужність електродвигуна і КПД електродвигуна.

З урахуванням вимог реєстра вимагається холодопродуктивність

$$Q_0 = \frac{\Sigma Q_{зберіг} \cdot 24}{x} = \frac{221,3 \cdot 24}{18} = 295,2 \text{ кВт.}$$

Визначаємо, що за прототип може бути узятий гвинтовий компресор фірми **Bitzer** марки **HSN95103-280**, з номінальною холодопродуктивністю $Q_0 = 510$ кВт при кипінні $t_0 = -10$ °С, (при перерахунку на температуру кипіння $t_0 = -28$ °С має холодопродуктивність $Q_0 = 317$ кВт) та споживаючий $N_e = 181$ кВт з масовою витратою хладагону R448A в компресорі [3].

Підвищення ентальпії пари електродвигуна буде:

$$\Delta H_{\text{ЕД}} = H_1 - H_5 = \frac{q_0(1 - \eta_{\text{ег}})}{c} = 5 \text{ кДж/кг,}$$

де $\eta_{\text{ег}} = 0,75 \dots 0,85$ к – коефіцієнт враховуючий втрати тепла в навколишнє середовище; $\eta_{\text{ег}} = 0,75 \dots 0,85$ [3, 5];

g_0 визначаємо при побудові циклу

Закінчуємо побудову циклу, а параметри стану в характерних точках зводимо в табл. 3.1 згідно розрахунку циклу (рис. 3.1).

Таблиця 3.1. Параметри стану в характерних точках

Параметри стану	Точки циклу					
	1	2	3	3'	4	5 (1s)
t, °С	-14	65	35	33	-28	-28
P, МПа	0,23	1,67	1,67	1,67	0,23	0,23
H, кДж/кг	395	455	250	253	250	390
v, кг/м ³	0,102					

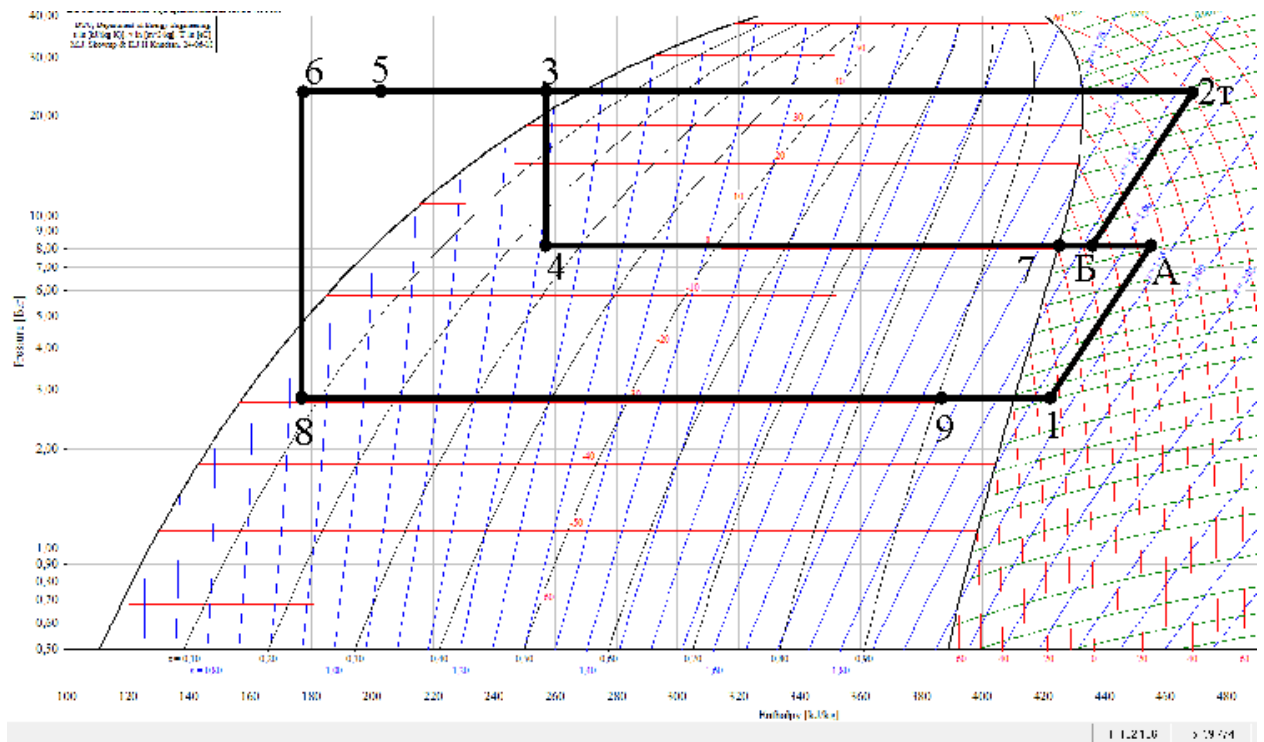
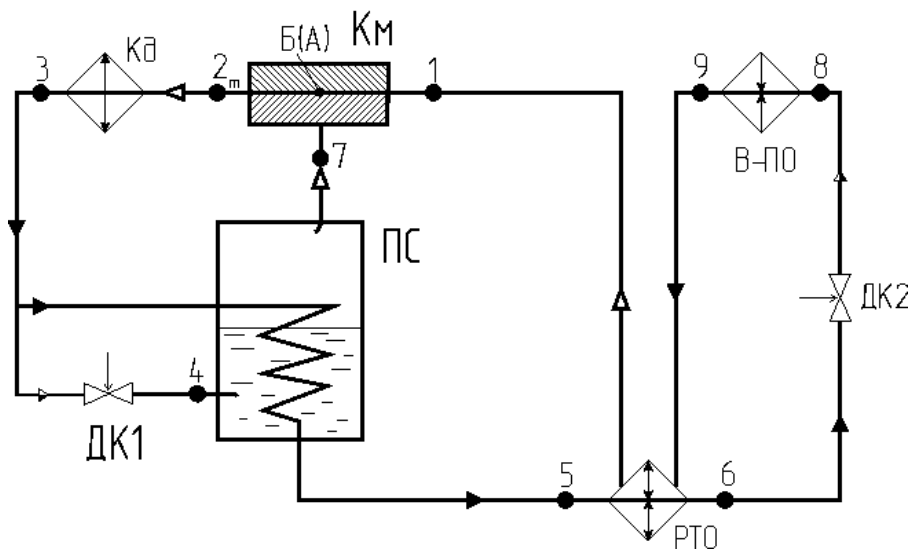


Рисунок 3.1 Цикл в $P-h$ діаграмі хладагону R448A

$$q_0 = H_5 - H_4 = 390 - 250 = 140 \text{ кДж/кг.}$$

Тоді:

$$H_1 = H_5 + \Delta H_{\text{ЕД}} = 390 + 5 = 395 \text{ кДж/кг.}$$

3.1.2. Тепловий розрахунок циклу холодильної установки

1. Питома масова (робоча) холодопродуктивність:

$$q_0 = H_1 - H_4 = 395 - 240 = 145 \text{ кДж/кг.}$$

2. Питома об'ємна холодопродуктивність:

$$q_v = q_0/v_1 = 145/0,102 = 1422 \text{ кДж/м}^3.$$

3. Масова витрата холодоагенту:

$$G_{op} = Q_0/q_0 = 295/145 = 1,83 \text{ кг/с.}$$

4. Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

$$V_{op} = Q_0/q_v = 295/1422 = 0,187 \text{ м}^3/\text{с.}$$

5. Питома продуктивність компресора:

$$l = H_2 - H_1 = 455 - 395 = 60 \text{ кДж/кг.}$$

6. Питома теплота конденсації:

$$q_k = H_2 - H_3 = 455 - 250 = 205 \text{ кДж/кг.}$$

7. Теоретичний холодильний коефіцієнт:

$$\varepsilon = q_{op}/l = 145/60 = 2,41.$$

3.2. Підбір холодильного компресора, теплообмінних апаратів та іншого устаткування холодильної установки.

3.2.1. Вибір і обґрунтування прийнятої конструкції компресора

Застосування гвинтових компресорів призводить до деякого збільшення енергоспоживання, але дозволяє зменшити габарити, шум, вібрацію, вартість монтажу, виключити найбільш значні витоки холодоагенту (в сальнику) та підвищити надійність.

Технічні рішення в наш час пов'язані зі збільшенням радіусу дії і зменшенням ваги компресора.

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.03	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		32

Обираємо гвинтовий компресор фірми **Bitzer** марки **HSN95103-280**, з номінальною холодопродуктивністю $Q_0 = 510$ кВт при кипінні $t_0 = -10$ °С, (при перерахунку на температуру кипіння $t_0 = -28$ °С має холодопродуктивність $Q_0 = 317$ кВт) та споживаючий $N_e = 181$ кВт з масовою витратою хладона R448A в компресорі.

Завдяки унікальній конструкції та гнучкості виробничого процесу, новий холодильний компресор **Bitzer** пропонує високоефективне рішення для вимогливих холодильних застосувань.

Це нове сімейство холодильних компресорів включає 12 розмірів середньотемпературних гвинтових компресорів, призначених для комерційного холодильного застосування.

Завдяки спеціалізованій холодильній конструкції, гвинтовий компресор забезпечує низку потужних переваг. Завдяки високоефективному двигуну він знижує витрати енергії в нормальних умовах експлуатації та забезпечує високу продуктивність і оптимізоване співвідношення тиску для холодильних застосувань. Зовнішній вид компресора фірми Bitzer марки HSN95103-280 представлено на рис. 3.2.



Рисунок 3.2. Зовнішній вид компресора фірми Bitzer HSN95103-280

Компресори фірми Bitzer марки HSN95103-280 виготовляються з використанням найсучасніших методів обробки, складання та контролю процесів. Під час проектування як компресора, так і заводу, пріоритетом були дуже високі стандарти надійності та контролю процесів. Результатом є високоефективний продукт з найвищою можливою надійністю та низьким рівнем шуму.

Технічні дані гвинтового компресора HSN95103-280:

Холодопродуктивність – 368 кВт;

Об'ємна продуктивність - 646 м³/год;

Вага нетто – 1100 кг;

Споживана електрична потужність - 181 кВт.

Схвалені холодоагенти R404A, R507, R134a, R22, R407A, R407F, **R448A**, R449A, R452A, R513A;

Ступінь захисту IP54.

Габаритні розміри компресора HSN95103-280 представлені на рис. 3.3.

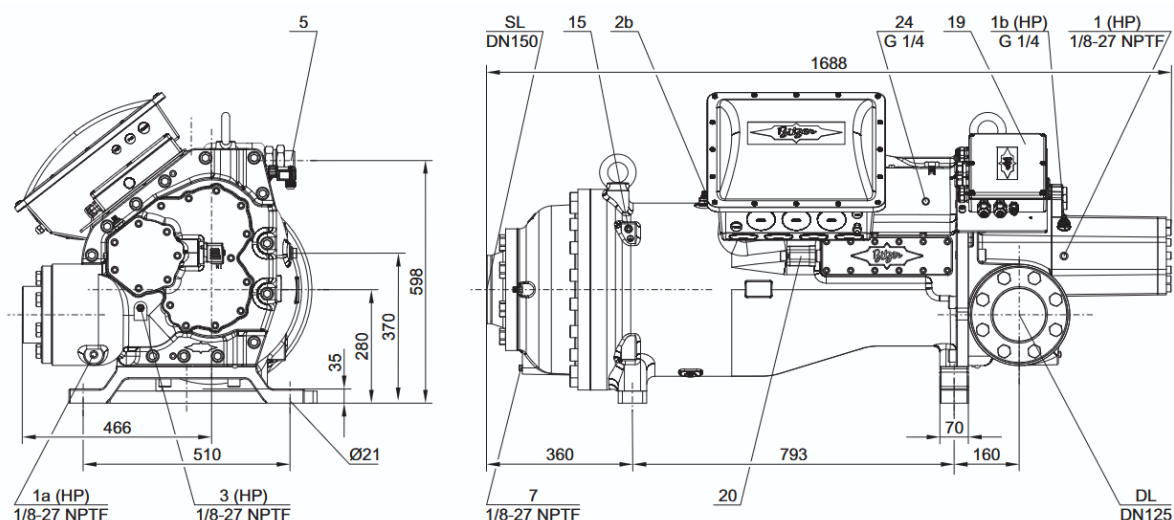


Рисунок 3.3. Габаритні розміри компресора HSN95103-280

Дані про продуктивність

Дані про продуктивність базуються на європейському стандарті EN 12900 та роботі 50 Гц. Температури випаровування та конденсації відповідають умовам «точки роси» (насичена пара).

Переохолодження рідини

За стандартних умов переохолодження рідини не враховується згідно з EN 12900. Тому номінальна холодопродуктивність та ефективність (COP) показують нижчі значення порівняно з даними, розрахованими на 5 або 8,3 K переохолодження.

Робота економайзера

Дані для роботи економайзера по суті включають переохолодження рідини. Температура рідини визначається як на 5 K вище температури насичення згідно EN 12900 на вході економайзера ($t_{cu} = t_{ms} + 5 \text{ K}$).

Індивідуальні робочі точки

Для детального вибору компресора з можливістю індивідуального введення даних доступне програмне забезпечення BITZER. Отримані вихідні дані включають усі важливі параметри продуктивності компресорів та додаткових компонентів, межі застосування, технічні дані, розмірні креслення та аксесуари. Крім того, можна створити спеціальні технічні документи, які можна роздрукувати, експортувати у форматі PDF або перенести в інші програми, наприклад, Excel, для подальшого використання.

Компресори оснащені внутрішнім захистом від обриву лінії, встановленим на обмотках двигуна. Захист являє собою пристрій автоматичного скидання, що містить біметалічний вимикач швидкої дії.

Внутрішні захисні пристрої реагують на перевантаження по струму та перегрів. Вони призначені для переривання струму двигуна за різних умов несправності, таких як неможливість запуску, перевантаження під час роботи та відмова вентилятора. Якщо внутрішній захист від перевантаження спрацює, він повинен охолонути приблизно до 60°C (140°F), щоб скинути

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.03	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		35

його. Залежно від температури навколишнього середовища, це може зайняти до кількох годин.

Захист від зворотного обертання

Компресор працюватиме належним чином лише в одному напрямку. Потрібно використовувати фазометр для встановлення порядку фаз та підключити фази лінії L1, L2 та L3 до клем T1, T2 та T3 відповідно. Для трифазних компресорів двигун працюватиме однаково добре в обох напрямках. Зворотне обертання призводить до надмірного шуму; відсутності різниці тисків між всмоктуванням та нагнітанням; та нагрівання всмоктувальної лінії, а не негайного охолодження. Під час першого запуску повинен бути присутнім сервісний технік, щоб перевірити правильність фазування живлення та правильність обертання компресора та допоміжного обладнання. Компресори не розраховані на роботу у зворотному напрямку.

Холодоагент та мастильні матеріали. Загальна інформація.

Під час вибору холодоагенту необхідно враховувати різні аспекти:

- Законодавство (зараз та в майбутньому);
- Безпека;
- Межі застосування залежно від очікуваних умов експлуатації;
- Потужність та ефективність компресора;
- Рекомендації та інструкції виробника компресора.

Додаткові моменти можуть вплинути на остаточний вибір:

- Екологічні міркування;
- Стандартизація холодоагентів та мастильних матеріалів;
- Вартість холодоагенту;
- Наявність холодоагенту.

Компресори повинні експлуатуватися з затвердженими холодоагентами та мастилами, навіть на початку випробувань на виробничій лінії.

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.03	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		36

R448A – це холодоагент на основі гідрофторвуглецевого фуморизованого газу (HFO) з подібними властивостями (Склад: 21% R134a; 20% R1234yf; 26% R125; 26% R32; 7% R1234ze). Має показник глобального потепління (GWP) нижче 1500 та відповідають вимогам ЄС щодо F-газів. Хладон R448A можна використовувати як альтернативу холодоагентам R404A та R507 у системах МВР (метанологічної обробки). R448A має нульовий потенціал руйнування озонового шару (ODP=0). R448A особливо підходить для застосувань з низькою температурою випаровування, але його також можна застосовувати для застосувань із середньою температурою випаровування.

R448A є суміш та має великий температурний перехід, тому його необхідно заправляти в газовій фазі.

Регулювання продуктивності

// HS.53 до HS.74:

Багатоступеневе регулювання продуктивності – ефективне регулювання продуктивності шляхом зміщення всмоктувального порту у два ступені (75 та 50%) ;

- гідравлічно керовані регулювальні поршні – при повному навантаженні абсолютно ідеально підходять;
- захист як від застійної рідини, так і від сильного перетиску;
- просте керування за допомогою фланцевих електромагнітних клапанів;

// HS.85: Подвійне регулювання продуктивності:

- безступінчасте або 3-ступінчасте повзунне керування з компенсацією V_i (для нижчих коефіцієнтів тиску також 4-ступінчасте);

Альтернативний режим роботи лише шляхом зміни послідовності керування – немає потреби в модифікації компресора;

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.03	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		37

– просте керування за допомогою фланцевих електромагнітних клапанів;

// HS.95: Безступінчасте регулювання продуктивності:

- ефективне безступінчасте регулювання продуктивності та V_i завдяки оптимізованій концепції повзунка
- автоматичне регулювання V_i
- висока ефективність у широких межах застосування
- інтелектуальний модуль моніторингу компресора з розширеною концепцією захисту та повзунковим керуванням;

Автоматичне розвантаження запуску

Налаштовані нагнітальні порти

// HSK Моделі для кондиціонування повітря та середньотемпературних застосувань;

// Моделі HSN для низькотемпературних застосувань;

// HS.53–HS.74: висока ефективність у широкому діапазоні застосування завдяки системі Duo-Port: спеціальний контур порту з додатковим радіальним випуском;

// HS.85: адаптація продуктивності за допомогою повзунка регулювання продуктивності;

// HS.95: автоматичне регулювання продуктивності.

Живлення двигуна

Компресори можуть працювати за номінальної напруги, зазначеної в розділі таблиці «Напруга двигуна». Робота за зниженої та підвищеної напруги допускається в межах зазначених діапазонів напруги. У разі ризику роботи за зниженої напруги слід звернути особливу увагу на споживання струму, а для однофазних компресорів може знадобитися допоміжний пусковий пристрій.

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.03	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Температура навколишнього середовища компресора

Компресори можуть використовуватися за температури навколишнього середовища від -35°C (-31°F) до 55°C (131°F). Компресори розроблені як на 100% охолоджувані всмоктуваним газом без потреби в додатковому охолодженні вентилятором. Температура навколишнього середовища має дуже незначний вплив на продуктивність компресора.

Висока температура навколишнього середовища

У випадку закритого корпусу та високої температури навколишнього середовища рекомендується перевірити температуру силових проводів та відповідність їх ізоляції вимогам. У разі безпечного спрацьовування внутрішнього захисту від перевантаження компресора компресор повинен охолонути приблизно до 60°C (140°F), перш ніж перевантаження скинеться. Висока температура навколишнього середовища може значно уповільнити цей процес охолодження.

Низька температура навколишнього середовища

Хоча сам компресор може витримувати низьку температуру навколишнього середовища, система може потребувати спеціальних конструктивних особливостей для забезпечення безпечної та надійної роботи. Див. розділ «Рекомендації щодо спеціального застосування».

Максимальна температура нагнітального газу

Температура нагнітального газу залежить головним чином від комбінації температури випаровування, температури конденсації та перегріву всмоктуваного газу. Температуру нагнітального газу слід контролювати за допомогою ізольованої термопари або термостата, прикріпленого до нагнітальної лінії на відстані 15 см (6 дюймів) від корпусу компресора. Максимальна температура нагнітального газу не повинна перевищувати 135°C (275°F), коли компресор працює в межах затвердженого робочого діапазону.

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.03	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		39

Обмеження заправки холодоагентом

Компресори можуть працювати з рідким холодоагентом до певної міри без суттєвих проблем. Однак надмірна кількість рідкого холодоагенту в компресорі завжди негативно впливає на термін служби. Крім того, охолоджувальна здатність установки може бути зменшена через випаровування, яке відбувається в компресорі та/або всмоктувальній лінії, а не у випарнику. Конструкція системи повинна бути такою, щоб кількість рідкого холодоагенту в компресорі моделі була обмежена. У цьому відношенні пріоритетно дотримуйтесь інструкцій, наведених у розділі «Основні рекомендації щодо проектування трубопроводів».

Використовуйте таблиці нижче, щоб швидко оцінити необхідний захист компресора залежно від заправки системи та застосування. Більш детальну інформацію можна знайти в наступних параграфах. Будь ласка, звертайтеся до Danfoss щодо будь-яких відхилень від цих інструкцій.

3.2.2. Розрахунок і підбір теплообмінних апаратів та іншого устаткування

3.2.2.1. Розрахунок і підбір повітроохолоджувача

Тепловий розрахунок повітроохолоджувача зводиться до визначення загальної поверхні теплообміну, яка необхідна для відведення теплоприпливів з охолоджуваної камери, m^2 ,

$$F_{\text{по}} = Q_{0\text{по}} / (k_3 \cdot \theta),$$

де $Q_{0\text{по}}$ - теплове навантаження на повітроохолоджувач в охолоджуваній камері, Вт;

k_3 - коефіцієнт теплопередачі, віднесений до повної зовнішньої ребристої поверхні ПО; $k_3 = 18 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [5];

θ - повна різниця температур, $^{\circ}\text{C}$,

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.03	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\theta = \frac{t_{B1} - t_{B2}}{\ln \cdot \frac{t_{B1} - t_0}{t_{B2} - t_0}}.$$

Підбір повітроохолоджувача здійснюється для кожної камери. Розрахунок загальної поверхні теплообміну та марки повітроохолоджувачів для кожної охолоджуваної камери представлені в табл. 3.2.

Таблиця 3.2. Розрахунок загальної поверхні теплообміну та марки повітроохолоджувачів для кожної охолоджуваної камери

Камера, що охолоджується	Q _{зберіг} , кВт	k _з	Δ t _p , °C	F, м ²	Тип апарату	Кількість
м'яса	21677	18	10	5,1	ПО-10Н	2
риби	14196	18	10	3,9	ПО-10Н	2
овочів	7463	18	20	3,3	ПО-20	2
сухої провізії	9494	18	26	2,7	ПО-10	2

3.2.2.2. Підбір терморегулюючого вентиля

Збалансована конструкція електронного терморегулюючого клапана KVS-1C-16 фірми Danfoss (рис. 3.4) забезпечує двопотокову роботу, а також функцію соленоїдного відключення в обох напрямках потоку при P_D 40 бар.

Характеристики та переваги:

- Точне керування тиском та температурою;
- Повторюваність роботи клапана за будь-яких умов;
- Вищий MOPD (максимально допустимий хід обертання);
- Легко підходить для різних застосувань та умов експлуатації;
- Двопотоковий. Технологія прямого приводу двигуна клапана;

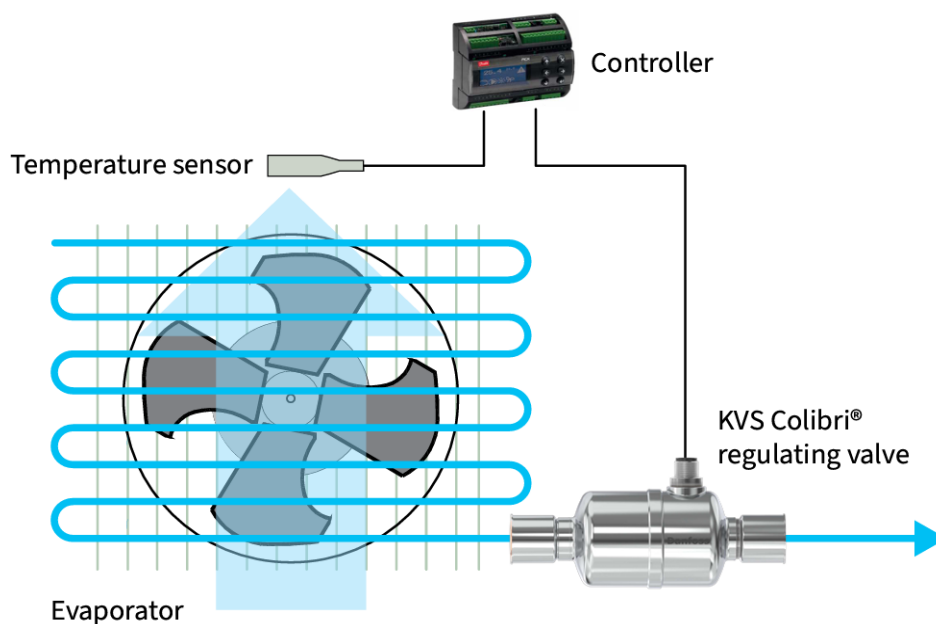


Рисунок 3.4. Електронний терморегулюючий клапан KVS-1C-16 фірми Danfoss

- Потужний двигун, що гарантує точне керування потоком та підвищену енергоефективність системи;
- Зменшення складності завдяки зменшенню кількості деталей;
- Підтримує різноманітні холодоагенти, в тому числі R448A, схвалено для безмасляних застосувань;
- Швидкий час відкриття/закриття 2,5 сек.;
- Швидка реакція на робочі умови. Герметичне закриття соленоїдом;
- Біметалеві з'єднувачі. Швидкий та покращений процес паяння – не потрібне мокре обгортання;
- Конструкція з нержавіючої сталі. Стійкість до внутрішньої та зовнішньої корозії. Повністю герметична конструкція з лазерним зварюванням;
- Герметичний клапан відповідно до Регламенту ЄС щодо F-газів (EU) 517/2014;
- Відсутність зовнішніх витоків, що заощаджує витрати на обслуговування та втрату холодоагенту;

- Захист навколишнього середовища та клімату. Виготовлено відповідно до ISO/TS 16949.

3.3. Розміщення обладнання холодильної установки у приміщенні.

Для зручності та підвищення якості монтажу, зменшення комунікацій і кількості обладнання окремі елементи холодильної машини зібрані на одній рамі у вузол, виготовлений на машинобудівному заводі. Це забезпечує підвищену надійність роботи машини в умовах її експлуатації на судні.

Проектована установка включає: компресорно-конденсаторну установку, що працює на R448A, запірну арматуру, пристрої керування та захисту.

Компресорно-конденсаторний агрегат складається з [11]:

- гвинтовий компресорний;
- конденсатор;
- пристроїв автоматизації;
- трубопроводи та арматура.

Агрегат монтується на фундаменті судна, на амортизаторах, що забезпечує необхідну жорсткість кріплення і знижує вібрацію.

Холодильна установка розташована на головній палубі, з правого борту судна.

Розміщення машини в автофургоні забезпечує швидкий і зручний демонтаж, монтаж і чищення елементів холодильної установки. Вільні проходи між кінцевими частинами обладнання - 700 мм, між обладнанням і перегородками - не менше 100 мм. Для зменшення впливу розгойдування судна на роботу агрегату його встановлюють паралельно кілю судна.

Взаємне розташування вузлів відповідає функціональній послідовності елементів у монтажній схемі, тобто всі елементи розташовані так, щоб сполучні трубопроводи мали мінімальну кількість витків. Для подачі

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.03	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

морської води в конденсатор передбачені відцентрові насоси. На пульті управління розташовані індикатори вимірювальних приладів, що контролюють тепловий стан камер забезпечення.

У разі виникнення пожежі передбачений аварійний викид холодоагенту в атмосферу. Завдяки високій плинності холодоагенту установка оснащена газоаналізатором.

3.4. Система автоматичного керування холодильною установкою

Автоматизовані холодильні установки провізійних камер можуть дещо відрізнятися від налаштувань ручного керування. Автоматизована установка забезпечує більш точне встановлення діапазону різниці температур в холодильних камерах активує функцію регулювання, керування та захисту.

Установка регулює такі параметри: холодопродуктивність, температури в камерах, подачу рідкого холодоагенту до випарника, тиск конденсації холодоагенту. Під час роботи автоматизованої холодильної установки параметри автоматичного керування на основних агрегатах установки взаємопов'язані. Таким чином створюється комплекс, який підтримуватиме задану температуру в зонах охолодження. СХУ працює в дренажних басейнах для виробництва пари. Оскільки температура повітря в коморах повинна підтримуватися постійною, виникає потреба в регулюванні температури та холодопродуктивності. Регулювання температури в камерах здійснюється двопозиційним способом за допомогою додаткового термостата, який реагує на температуру в цій камері та забезпечує, щоб електромагнітний клапан, встановлений на трубопроводах, відключав подачу рідкого холодоагенту в обшивочну камеру при низьких встановлених межах температури.

Основним завданням автоматизації є підтримка необхідного температурного режиму в приміщеннях, що охолоджуються, що допомагає

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.03	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		44

регулювати холодопродуктивність компресорів. Щоденні гвинтові компресори регулюються додатковим золотниковим механізмом у діапазоні від 100 до 10% холодопродуктивності [15].

Однак регулятор продуктивності має велику інерцію, що може призвести до нестабільності температурного режиму в трюмах. Тому в схемі автоматизації подача холодоагенту переводиться залежно від температури охолоджуваної зони.

Термостатичні клапани встановлюються на трубопроводах, що подають основну частину холодоагенту до випарника, а проміжну частину – до підстанції. Чутливі елементи встановлені на термоелектричній батареї, а решта – на паропроводі. Місце встановлення термопатрона та батареї ізольоване для захисту навколишнього середовища від занадто жорстких умов. Встановлення термостатичного клапана з термоелектричною батареєю використан дає значну перевагу. Термоелектричний «підсилювач-коректор» дозволяє контролювати не тільки перегрів пари, але й температуру в трюмі, оскільки в холодильній зоні встановлена термоопора.

3.5. Висновки з розділу 3

В даному розділі бакалаврської випускної роботи побудований цикл холодильної машини в в Н-Р діаграмі холодильного агента R 448A, та проведений його розрахунок. Також був виконаний підбір холодильного компресора фірми Bitzer марки HSN95103-280, з номінальною холодопродуктивністю $Q_0 = 295$ кВт при температурі кипіння $t_0 = -28$ °C, теплообмінних апаратів та іншого устаткування.

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.03	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.04		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розділ 4		
Студент	Дейкало Б.О.						
Керівник	Воїнов О.П.						
Консульт.							
Зав.каф.	Кобалава Г.О.				ХННІ НУК 46		

РОЗДІЛ 4. КОНСТРУКТИВНИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИКА

4.1. Тепловий розрахунок конденсатора

Визначаємо теплове навантаження на конденсатор за формулою, кВт [13],

$$Q_k = Q_0 + N_e \cdot k,$$

де Q_0 – холодопродуктивність установки, кВт;

$N_e = 181$ кВт – електрична потужність компресора на розрахунковому режимі, кВт;

k – коефіцієнт, що ураховує втрати теплоти в зовнішнє середовище; $k = 0,80$ [13].

$$Q_k = 295 + 181 \cdot 0,80 = 439 \text{ кВт.}$$

Температура води на вході в конденсатор

$$t_{w1} = t_{3B} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

Притискуємо підігрів води в конденсаторі $5 \text{ }^{\circ}\text{C}$, тоді температура води на виході з K_H

$$t_{w2} = t_{w1} + 5 = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Визначаємо температурний напор в конденсаторі

$$\theta = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{2,3 \lg \frac{t_k - t_{w1}}{t_k - t_{w2}}} = \frac{35 - 30}{2,3 \lg \frac{40 - 30}{40 - 35}} = 7,22 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

і орієнтовну поверхню теплообміну

$$F_k = \frac{10^3 \cdot Q_k}{k_{\text{вн}} \cdot \theta} = \frac{10^3 \cdot 439}{1400 \cdot 7,2} = 43,6 \text{ м}^2,$$

де $k_{\text{вн}}$ – коефіцієнт тепловіддачі, $\text{Вт/м}^2 \text{ К}$, віднесений до внутрішньої поверхні труби конденсатора. Для хладонових конденсаторів

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.04	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		47

$k_{\text{вн}} = 1300 \dots 1800 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$. Принято $k_{\text{вн}} = 1400 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$, оскільки буде застосована оребрена поверхня теплообміну і використовується R448A.

Для проектного конденсатора застосовуємо трубу з налитим оребренням, яка має наступні характеристики [13]:

- зовнішній діаметр ребер $D_p = 16,2 \text{ мм}$;
- діаметр трубки в просвітах між ребрами $d_H = 14,2 \text{ мм}$;
- внутрішній діаметр трубки $d_{\text{вн}} = 12,0 \text{ мм}$;
- шаг ребер $S_p = 11,8 \text{ мм}$;
- товщина ребра у основи $V_{\text{осн}} = 0,8 \text{ мм}$;
- товщина ребра у товщина $V_T = 0,65 \text{ мм}$;
- кут розбіжності міжреберної канавки $\alpha = 220$;
- ступінь оребрення $\beta = 3,3$;
- площа зовнішньої поверхні на погонний метр $F_{\text{нс}} = 0,129 \text{ м}^2$;
- крок труби в пучку по горизонтами $S_1 = 22 \text{ мм}$;
- компактність теплопередаючої поверхні $W = 248 \text{ м}^2/\text{м}^3$.

Враховуючи, що $F_k < 55 \text{ м}^2$, приймаємо число ходів води в конденсаторі $Z = 4$.

Витрата охолоджуючої води

$$G_w = \frac{Q_k}{C_p(t_{w2} - t_{w1})} = \frac{439}{4,19 \cdot (35 - 30)} = 20,9 \text{ кг/с}.$$

Прийнявши швидкість руху води $W_w = 1,0 \text{ м/с}$ (W_w для мідних труби не повинен перевищувати $1,5 \text{ м/с}$), визначаємо необхідну сумарну площу для потоку води за один хід, м^2 ,

$$S_x = \frac{G_w}{W_w \rho_w} = \frac{20,9}{1,0 \cdot 1025} = 0,0204 ,$$

де $\rho_w = 1025 \text{ кг/м}^3$ - густина морської води.

Визначаємо число трубок за один хід

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.04	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$n_x = \frac{4S_x}{z \cdot d_{em}^2} = \frac{4 \cdot 0,0204}{4 \cdot 0,012^2} = 141$$

Приймаємо число трубок за одиницю $n_x = 179$.

Тоді:

$$W_w = \frac{4G \cdot}{n_x z \cdot d_{em}^2 \rho} > 1,39 < 1,5 \text{ м/с.}$$

Кількість трубок в конденсаторі складає

$$n_{tr} = n_x \cdot Z = 141 \cdot 4 = 564 \text{ шт.}$$

Довжина трубок буде визначена після розрахунку уточненої поверхні теплообміну.

Тепер проводячи остаточну компоновку конденсатора і розробляємо конструкцію конденсатора.

4.2. Вибір та опис конструкції конденсатора.

Стандартне виконання для звичайної води

Труби теплообмінника характеризуються високою товщиною матеріалу; трубні решітки мають пластикове покриття. Ця серія підходить для всіх типів охолоджувачів, які не пошкоджують мідь.

Конструкція, стійка до морської води

Моделі К перевірили себе протягом десятиліть у всіх морських застосуваннях. Вони надзвичайно стійкі до корозії морської води. Профільні труби з низьким рівнем забруднення та пластикове покриття трубних решіток і кришок для реверсивного потоку охолоджувачів роблять їх першим вибором. У моделях до K813НВ рідкий холодоагент зливається через занурювальну трубку, а починаючи з K1053НВ - через два виходи для холодоагенту.

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.04	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Перегрівачі нагнітаючого газу

Конструкційні розміри від K1053H до K4803T також доступні у стандартному виконанні для звичайної води як перегрівачі нагнітаючого газу. Все, що потрібно, це замовити додатковий другий вихід для холодоагенту.

Для суднової холодильної установки з холодопродуктивністю $Q_0 = 368$ кВт та теплопродуктивності на конденсатор $Q_k = 439$ кВт обираємо конденсатор фірми **Bitzer** серії **K8503.B** (рис. 4.1).

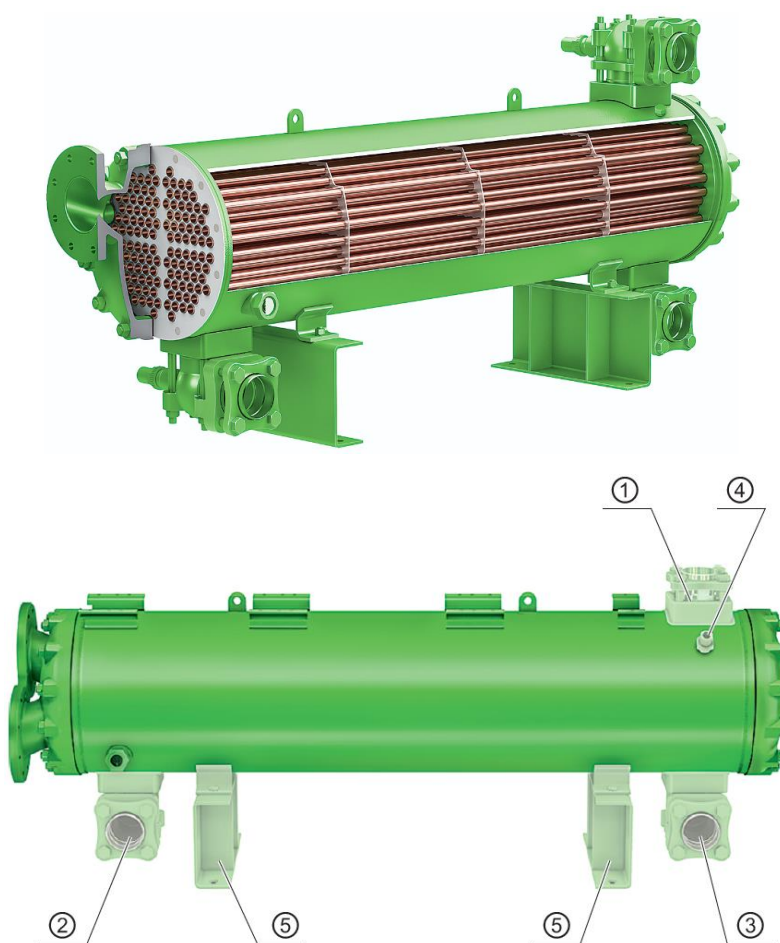


Рисунок 4.1. Конденсатор фірми **Bitzer**

- 1 – Вхід хладону; 2 – Вихід хладону; 3 - Вихід хладону (опційно);
4 – Кріплення запобіжного клапану; 5 – Кріплення до фундаменту

Усі кожухотрубні конденсатори можна використовувати з новими холодоагентами з низьким потенціалом парникового потепління (ПГП). Ці

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.04	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		50

холодоагенти є важливими інструментами для досягнення скорочення викидів, передбаченого Регламентом ЄС 517/2014 та аналогічними сценаріями, чітко визначеними в усьому світі. Їх використання відповідає нашим інноваційним цілям.

Ненасичені фторовані вуглеводні (HFO) R1234yf та R1234ze(E), два варіанти тетрафторпропену, відіграють у цьому центральну роль. Їх можна використовувати як чисті речовини або як компоненти сумішей. Чисті речовини R1234yf та R1234ze(E) класифікуються як легкозаймисті в A2L згідно з ISO817. Усі кожухотрубні конденсатори можна використовувати з екологічно чистими холодоагентами R290 пропан та R1270 пропен.

Для легкозаймистих холодоагентів необхідно провести оцінку ризику для системи, яка враховує займистість, і вона повинна бути побудована відповідно до національних або місцевих норм. Якщо оцінка ризику класифікує зону встановлення як вибухобезпечну, кожухотрубні конденсатори використовувати не можна.

Дозволені холодоагенти для використання в конденсаторі фірми Bitzer серії K073HB: R134a, R22, R290, R1270, R1234yf, R1234ze(E), R404A, R507A, R407C, R448A, R448A, R450A, R513A.

Дозволені охолоджувальні рідини для використання в конденсаторі фірми Bitzer серії K073HB:

- Промислова вода;
- Прісна вода;
- Технологічна вода;
- Морська вода;
- Етиленгліколь/вода;
- Пропіленгліколь/вода;
- CaCl₂ у воді;
- Тухофіт 1,15 у воді.

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.04	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		51

Габаритні розміри конденсатора фірми Bitzer серії K8503.B представлені на рис. 4.2 та в табл. 4.1 [19].

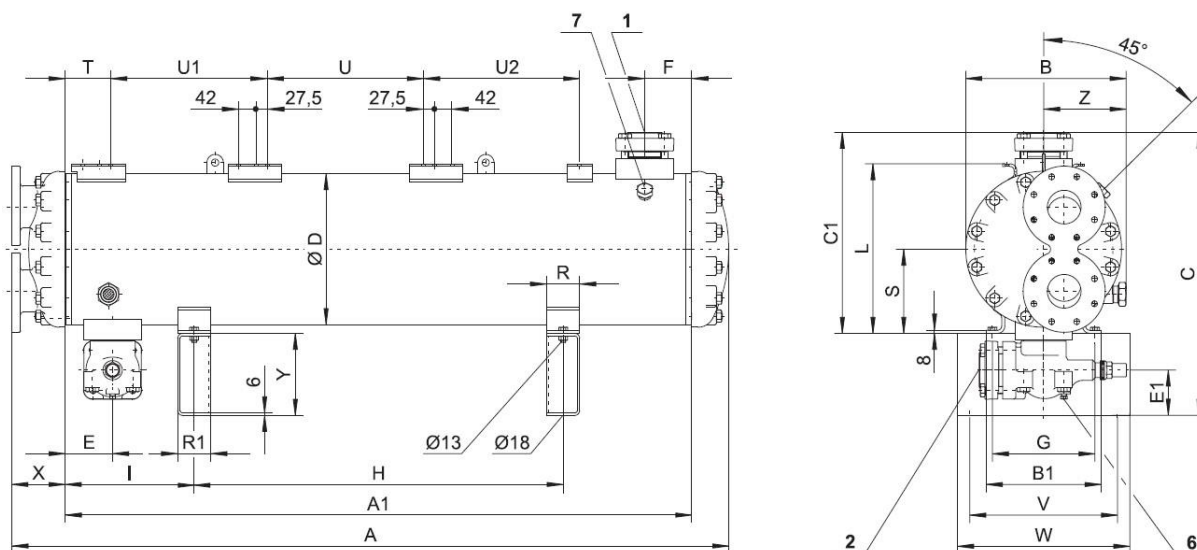


Рисунок 4.2. Габаритні розміри конденсатора фірми Bitzer серії K8503.B

Таблиця 4.1. Габаритні розміри конденсатора фірми Bitzer серії K

Model	Dimensions in mm												
	-Pass	A	A1	B	B1	C	C1	ØD	E	E1	F	G	I
K6703N-4(2)		2037	1528	494	335	834	642	500	125	111	125	305	314
K6703T-4(2)		2037	1528	494	335	834	642	500	125	111	125	305	314
K8503N-4(2)		2037	1528	494	335	834	642	500	125	111	125	305	314
K8503T-4(2)		2037	1528	494	335	834	642	500	125	111	125	305	314

Холодоагент **R448A** повністю сумісний із кожухотрубним конденсатором Bitzer **K073NB**. Оскільки це суміш холодоагентів групи HFO/HFC, що має певний температурний перепад (~4 K), перехід на цей фреон змінює деякі заправні та теплові показники обладнання:

Кількість ходів води: Для підключення використовується **2** ходи охолоджуючої води в водяних патрубках регулювання у кришці конденсатора.

Заправка холодоагентом: Норма максимальної заправки для R448A (за об'єму теплообмінника 90%) становить **183,4 кг**.

4.3 Висновки по розділу 4

В даному розділі бакалаврської роботи проведено розрахунок кожухотрубного конденсатора СХУ, визначені основні параметри та теплопродуктивність конденсатора. Також було обрано один конденсатор фірми Bitzer серії K8503.B для експлуатації СХУ.

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.04	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.05			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розділ 5			
Студент	Дейкало Б.О							
Керівник	Воїнов О.П.							
Консульт.								
Зав.каф.	Кобалава Г.О.				ХННІ НУК 54			

РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ

5.1. Аналіз небезпек в машинному відділенні на рефрижераторних суднах.

Охорона праці – 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 [20, 21].

Згідно статті 50 кожний має право на безпечне навколишнє середовище та на відшкодування збитку від порушення цього права. Кожний має право на доступ до інформації про стан навколишнього середовища, продуктів харчування та предметів побуту, ця інформація ніяким чином та ніким не може бути засекречена.

5.2. Можливі причини пожеж у МВ та засоби для їх гасіння

Вибухопожежобезпека об'єкта забезпечується системами [25]:

- попередження вибухів і пожеж;
- протипожежний та вибухозахист;
- організаційно-технічні заходи.

Пожежа (вибух) можлива за наявності 3 факторів: горючої речовини, окислювача та джерела займання. За відсутності будь-якого із зазначених факторів або обмеження його визначального параметра безпечним значенням пожежа неможлива.

Горюча речовина і окислювач за певних умов утворюють горюче (вибухонебезпечне) середовище. Тоді попередження пожеж (вибухів) зведеться до:

- запобігання утворенню горючого середовища;

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.05	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		55

- запобігання появі в горючому середовищі або внесенні в це середовище джерела запалювання.

Заходи і засоби запобігання утворенню горючого середовища в кожному конкретному випадку визначаються фактичними умовами, що розглядаються, пожежо-вибуховими властивостями речовин і матеріалів, які використовуються в технологічному циклі.

Залежно від агрегатного стану і ступеня подрібнення речовин горючу середу можуть утворювати тверді речовини, легкозаймисті і горючі рідини, горючий пил і горючі гази в присутності окислювача.

5.3 Розрахунок системи штучного освітлення машинного відділення

Завдання. Зробити розрахунок загального освітлення виробничого приміщення. Довжина $A = 11$ м, ширина $B = 6$ м, висота $H = 3,2$ 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 $\rho_{\text{л}} = 70\%$, стін $\rho_{\text{с}} = 50\%$, робочої поверхні $\rho_{\text{р}} = 10\%$. Напруга мережі 220 В.

Рішення.

Відстань від стелі до робочої поверхні, м:

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

Відстань від стелі до світильника, м:

$$h_c = 0,2 \cdot H_0 = 0,2 \cdot 2,2 = 0,44 \text{ м.}$$

Висота підвішування світильника над освітлюваною поверхнею, м:

$$h = H_0 - h_c = 2,2 - 0,44 = 1,76 \text{ м.}$$

Висота підвішування світильника над підлогою, м:

$$H_{\text{п}} = h + h_p = 1,76 + 1 = 2,76 \text{ м.}$$

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.05	Арк.
						56
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Для досягнення найбільшої рівномірності освітлення приймаємо відношення:

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

Тоді відстань між центром світильників, м:

$$L = 1,5 \cdot h = 1,5 \cdot 1,76 = 2,64 \text{ м.}$$

Необхідна кількість світильників

$$N = S/L^2 = A \cdot B / L^2 = 11 \cdot 6 / 2,64^2 = 9,46 \text{ шт,}$$

де $S = A \cdot B = 11 \cdot 6 = 66 \text{ м}^2$ – площа освітлюваного приміщення;

приймаємо $N = 10$ світильників (два ряди по 5 світильників). Індекс приміщення:

$$i = \frac{A \cdot B}{h \cdot (A + B)} = \frac{11 \cdot 6}{1,76 \cdot (11 + 6)} = 2,21.$$

За табл. 22 [26] приймаємо $i = 2,5$; $\rho_{\text{л}} = 70 \%$, $\rho_{\text{с}} = 50 \%$, $\rho_{\text{р}} = 10 \%$ для світильника типу УПМ-15 коефіцієнт використання світлового потоку $\eta = 0,62$.

Світловий потік однієї лампи, лм:

$$\Phi_{\text{р}} = \frac{E_{\text{мін}} \cdot S \cdot K_{\text{з}} \cdot Z}{N \cdot \eta} = \frac{10066 \cdot 13 \cdot 1,3 \cdot 1,15}{100,62} = 1591 \text{ лм}$$

де $K_{\text{з}} = 1,3$ з табл. 5 [26];

$Z = 1,15$ для ламп розжарювання [26].

За знайденим світловим потоком з табл. 16 [26] вибираємо лампу Б21Б-225-150 потужністю 150 Вт, що має світловий потік 2100 лм, найбільш близький до розрахункового.

При цьому фактична освітленість, лк:

$$E_{\text{ф}} = E_{\text{мін}} \frac{\Phi_{\text{л}}}{\Phi_{\text{р}}} = 100 \frac{2100}{1591} = 132 \text{ лк}$$

Загальна потужність освітлювальної установки, кВт:

$$P_{\text{з}} = P_{\text{л}} N = 150 \cdot 10 = 1500 \text{ Вт} = 1,5 \text{ кВт.}$$

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.05	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

5.4. Висновки за розділом 5.

В даному розділі бакалаврської роботи розглянуто можливі причини пожеж у МВ та засоби для їх гасіння, а також виконано розрахунок системи штучного освітлення машинного відділення

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.05	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

1) В даній роботі спроектована холодильна установка для трюмів транспортного рефрижератора «O. Spirit» дедейтом $D_w=7150$ т.

2) У другому розділі виконаний вибір ізоляційних конструкцій огорож приміщень, що охолоджуються та проведений розрахунок теплоприпливів у провізійні комори, що складає $Q_{зберіг}=221,3$ кВт.

3) У третьому розділі побудований цикл холодильної машини в p, h - діаграмі і проведений його розрахунок. Підібраний гвинтовий холодильний компресор фірми **Bitzer** марки **HSN95103-280** з холодопродуктивністю до $Q_0 = 295$ кВт, споживаючий до $N_e = 181$ кВт електричної потужності.

4) Як холодоносій був узятий хладон R-448A, оскільки це найбільш економічний варіант на сьогоднішній день.

5) У четвертому розділі виконаний конструктивний розрахунок конденсатора. Обрано конденсатор фірми Bitzer серії K8503.B. Поверхня теплообміну конденсатора складає $43,6$ м². Кількість ходів охолоджуючої води складає $z=4$. Теплове навантаження на конденсатор становить $Q_k = 439$ кВт.

6) У п'ятому розділі розглянуто проблемні питання охорони праці у машинному відділенні, розглянуто можливі причини пожеж у МВ та засоби для їх гасіння.

					КРБ.142.4257.02.05.ПЗ.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		59

ЛІТЕРАТУРА

1. Significant Ships of 2003/ Рефрижератор «O. Spirit» дедвейтом $D_w=7150$ т. – р. 60 – 61.
2. Методичні вказівки з виконання випускної бакалаврської роботи з напряму 6.050604 “Енергомашинобудування” зі спеціальності “Холодильні машини і установки”/ М.І. Радченко, І.П. Єсін, Ф.О. Чегринцев, О.В. Литош. – Миколаїв: НУК. – 2013 р. – 28 с.
3. Радченко М.І. Суднові холодильні машини: Навчальний посібник / М.І. Радченко, О.О. Лехмус. – Миколаїв: НУК. – 2015. – 392 с.
4. Загоруйко В.О., Голіков О.А. Суднова холодильна техніка: Підручник. – К.: Наукова думка, 2002.
5. Розрахунок суднової холодильної установки: Методичні вказівки / А.А. Андреев, 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.
6. Гапонов С.А., Лехмус О.О., Журавльов Г.Б. Проектування і розрахунок теплової ізоляції суднових рефрижераторних приміщень. – Ч.І. Ізоляційні матеріали і конструкції: Навчальний посібник. [друк] / Миколаїв: - УДМТУ. - 2003. – 44 с.
7. Гапонов С.А., Єсін І.П., Радченко М.І. Програма. Методичні вказівки та курсовий проєкт з дисципліни “Холодильна техніка та технологія”. - Миколаїв: НУК, 2005, - 20 с.
8. Сирота А.А. Розрахунок і підбір основного й допоміжного устаткування холодильних установок рефрижераторних суден. Компресорні й основні теплообмінні апарати. Частина 1. Навчальний посібник [друк] / Миколаїв: – 1980. – 150 с.

					КРБ.142.4257ст3.02.05.ПЗ.00	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

9. 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.

10. Лозовський А.П. Основи холодильних технологій: навчальний посібник / А.П. Лозовський, О.М. Іванов. - Суми: Університетська книга, 2015. - 149 с.

11. Мелейчук С.С. Монтаж, експлуатація, обслуговування холодильних і тепло насосних установок: навчальний посібник / С.С. Мелейчук, В.М. Арсеньєв. - Суми: СДУ, 2011. - 183 с.

12. 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. [Електронний варіант]

13. 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.

14. Франів А. Фізика низьких температур : навч. посібник / А. Франів, В. Стадник, В. Курляк. - Львів: ЛНУ імені Івана Франка, 2016. - 362 с.

15. Холодильні установки рефрижераторного рухомого складу: Навчальний посібник / І.Е. Мартинов, В.М. Іщенко, Н.С. Брайковська та ін. - Харків: УкрДАЗТ, 2013. - 134 с.

16. CoolPack IPU. - Електронні дані. - Режим доступу: <https://www.ipu.dk/products/coolpack/> (дата звернення 08.05.2026)

17. Sabroe Products 2023. Creating customer confidens. - 84 p. - Режим доступу <http://www.sabroe.com>. (дата звернення: 15.05.2026 р.).

18. Viessmann Heat pumps up to 2000 kW. - 42 p. - Режим доступу <http://www.viessmann.com>. (дата звернення: 15.05.2026 р.).

19. Bitzer. Режим доступу: https://www.bitzer.de/shared_media/documentation/dp-200-6-en.pdf. (дата звернення: 15.05.2026 р.)

					КРБ.142.4257ст3.02.05.ПЗ.00	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

20. Артемов Г.А. Суднові енергетичні установки: навчальний посібник / Г.А. Артемов, В.М. Горбов. - Миколаїв: УДМТУ. - 2002. - 356 с.

21. Герасимов Г.Г. Енергоощадність в теплоенергетиці: навчальний посібник / Герасимов Г.Г. - Рівне: Червінко А.В., 2015. - 382 с.

22. Методичні рекомендації до виконання розділу "Охорона праці" у бакалаврських випускних роботах (проектах) О.В. Щедролюсєв, Г.В. Додонова, А.М. Мозговий, В.В. Савельєв. – Миколаїв: НУК, 2012, 25 с.

23. Жидецький В.Ц. Основи охорони праці. Підручник. – Львів: Афіша, 2002. – 320 с.

24. 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.

25. Жидецький В.Ц., Джигирей В.С., Мельников О.В. Основи охорони праці. Підручник. – 5-те доповнене. – Львів: Афіша, 2000. – 350 с.

26. Тубальцев А.М. Виробниче освітлення та його розрахунок: Навчальний посібник. - Миколаїв: УДМТУ, 2001. - 84 с.

					КРБ.142.4257ст3.02.05.ПЗ.00	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		