

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 трюму транспортного рефрижератора Фріо Хелленік дедвейтом 11100 т»**

Виконав: студент IV курсу, групи **4257ст3**
спеціальності

142 «Енергетичне машинобудування»

(шифр і назва спеціальності)

«Холодильні машини і установки»

(назва освітньо-професійної програми)



Катерина РОГАЧКО

(прізвище та ініціали)

Керівник **Артем ГРИЧ**

(прізвище та ініціали)

Рецензент **Віктор САМОХВАЛОВ**

(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 Рогачко Катерини Миколаївни, група 4257стЗ

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Розробка проєкту холодильної установки для трюму транспортного рефрижератора Фріо Хелленік дедвейтом 11100 т»

керівник роботи Грич Артем Вікторович, к.т.н., доцент

(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, швидкопсувні вантажі, риба зморожена.

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 $p-I$ 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 кожухотрубного конденсатору

Розділ 5. Охорона праці розрахунок освітлення в РМО

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 pI -діаграмі – 1 аркуш формату А2.
3. Компонувальне креслення компресора, компресорно-конденсаторного агрегату або холодильної машини – 1 аркуш формату А1.
4. Креслення теплообмінника Кожухотрубного конденсатору – 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	вик
2.	Розділ 2 + креслення приміщення, що охолоджується	до 07 травня	вик
3.	Розділ 3 + креслення принципової схеми та циклу холодильної машини на pI -діаграмі	до 15 травня	вик
4.	Компонувальне креслення компресора, компресорно-конденсаторного агрегату або холодильної машини	до 23 травня	вик
5.	Розділ 4 + креслення теплообмінника	до 02 червня	вик
6.	Розділ 5 + висновки	до 06 червня	вик
7.	Остаточне оформлення розрахунково-пояснювальної записки та графічного матеріалу; подання кваліфікаційної бакалаврської роботи на кафедру	до 10 червня	вик

Здобувач


(підпис)

Катерина РОГАЧКО

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи


(підпис)

Артем ГРИЧ

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Рогачко Катерина Миколаївна, група 4257ст3.

«Розробка проєкту холодильної установки для трюму транспортного рефрижератора Фріо Хелленик дедвейтом 11100 т».

Кваліфікаційна робота на здобуття ступеня вищої освіти «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.

У роботі виконано розробку та проєктування суднової холодильної установки для низькотемпературного трюму багатоцільового транспортного рефрижератора типу «Frio Hellenic». Проведено аналіз техніко-експлуатаційних характеристик об'єкта, обґрунтовано вибір повітряної системи охолодження з безпосереднім кипінням холодоагенту R407C.

Виконано теплові розрахунки комплексу рефрижерації, визначено сумарні теплоприпливи через огорожі на основі плит з екструдованого пінополістиролу та холодопродуктивність. Розраховано та побудовано термодинамічний цикл парокомпресорної холодильної машини на Р-і діаграмі. Здійснено технічний підбір основного обладнання установки: поршневого напівгерметичного компресора фірми Bitzer, ребристих повітроохолоджувачів Guntner, терморегулювальних вентилів Danfoss, а також масловидільників та фільтрів-осушувачів. Окрему увагу приділено конструктивному розрахунку кожухотрубного конденсатора та питанням охорони праці у рефрижераторному машинному відділенні.

Ключові слова: суднова холодильна установка, транспортний рефрижератор, низькотемпературний трюм, холодоагент R407C, поршковий компресор, повітроохолоджувач, термодинамічний цикл, р-і діаграма, теплоізоляція.

					КРБ.142.4257ст3.02.05.ПЗ.00	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ABSTRACT

Rohachko Kateryna Mykolaivna, group 4257st3.

"Development of the design of a refrigeration unit for the hold of the transport reefer Frio Hellenic with a deadweight of 11,100 tons."

Qualification work for obtaining a "Bachelor's" degree in higher education, specialty 142 "Power Machinery Engineering" (educational and professional program "Refrigerating Machines and Plants"). – Kherson Branch of Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Kherson, 2026.

The paper focuses on the development and design of a marine refrigeration plant for the low-temperature hold of a multi-purpose transport reefer ship "Frio Hellenic". Technical and operational characteristics of the vessel were analyzed, and a forced-air cooling system with direct expansion of the refrigerant R407C was justified.

Thermal calculations of the refrigeration complex were performed; total heat gains through the insulated structures based on extruded polystyrene foam plates and the required cooling capacity were determined. The thermodynamic cycle of a vapor-compression refrigeration machine was calculated and plotted on a $p-i$ diagram. Technical selection of the primary equipment was carried out, including a Bitzer semi-hermetic reciprocating compressor, Guntner finned air coolers, Danfoss thermostatic expansion valves, as well as oil separators and filter-driers. Specific attention was paid to the structural calculation of a shell-and-tube condenser and occupational safety management in the refrigerated machinery room.

Keywords: *marine refrigeration plant, transport reefer, low-temperature hold, refrigerant R407C, reciprocating compressor, air cooler, thermodynamic cycle, $p-h$ diagram, thermal insulation.*

					КРБ.142.4257cm3.02.05.ПЗ.00	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ І СКОРОЧЕНЬ.....	7
ВСТУП.....	8
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТУ, КОМПЛЕКСУ РЕФРИЖЕРАЦІЇ ..	10
1.1. Загальні відомості.	10
1.2. Основні технічні характеристики судна.	12
1.3. Енергетична установка.	14
1.4. Висновки розділу.	16
РОЗДІЛ 2. ТЕПЛОВІ РОЗРАХУНКИ КОМПЛЕКСУ РЕФРИЖЕРАЦІЇ ..	18
2.1. Вибір параметрів повітря та води в залежності від параметрів продуктів, що зберігаються.	18
2.2. Вибір ізоляційних конструкцій огорож приміщення, що охолоджується.	22
2.3. Визначення сумарного теплопритоку і холодопродуктивності СХУ.....	30
2.4. Вибір системи охолодження та холодильного агенту.....	32
2.5. Висновки за розділом 2.	39
РОЗДІЛ 3. ПРОЄКТУВАННЯ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ.....	41
3.1. Побудова циклу холодильної машини на p, h -діаграмі та його розрахунок.	41
3.2. Підбір холодильного компресора, теплообмінних апаратів та іншого устаткування холодильної установки.....	44
3.3. Висновки за розділом 3.	54
РОЗДІЛ 4. КОНСТРУКТИВНИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИКА.....	57
4.1. Основні характеристики повітроохолоджувачів.	57
4.2. Розрахунок та підбір повітроохолоджувача.....	59
4.3 Висновки по розділу 4.....	64
РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	66
5.1. Аналіз небезпек в машинному відділенні на рефрижераторних суднах.	66
5.2. Витяг з правил техніки безпеки хладонових ХУ.	67
5.3. Розрахунок освітлення РМВ.....	70
5.4. Висновки за розділом 5.	73
ВИСНОВКИ	74
ЛІТЕРАТУРА.....	75

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.00	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ І СКОРОЧЕНЬ

ГД – головний двигун;

ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння;

ККА – компресорно-конденсаторний агрегат;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

Кн – конденсатор;

ЛР – лінійний ресивер;

МВ – машинне відділення;

ПКХМ – парокомпресорна холодильна машина;

ПО – повітроохолоджувач;

РМВ – рефрижераторне машинне відділення;

СВ – соліноідний вентиль;

СОД – середньообертовий ДВЗ;

СХУ – суднова холодильна установка;

ТРВ – терморегулюючий вентиль;

УК – утилізаційний котел;

ХА – холодильний агент;

ХУ – холодильна машина;

ЦО – центральний охолоджувач;

					<i>КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.00</i>	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВСТУП

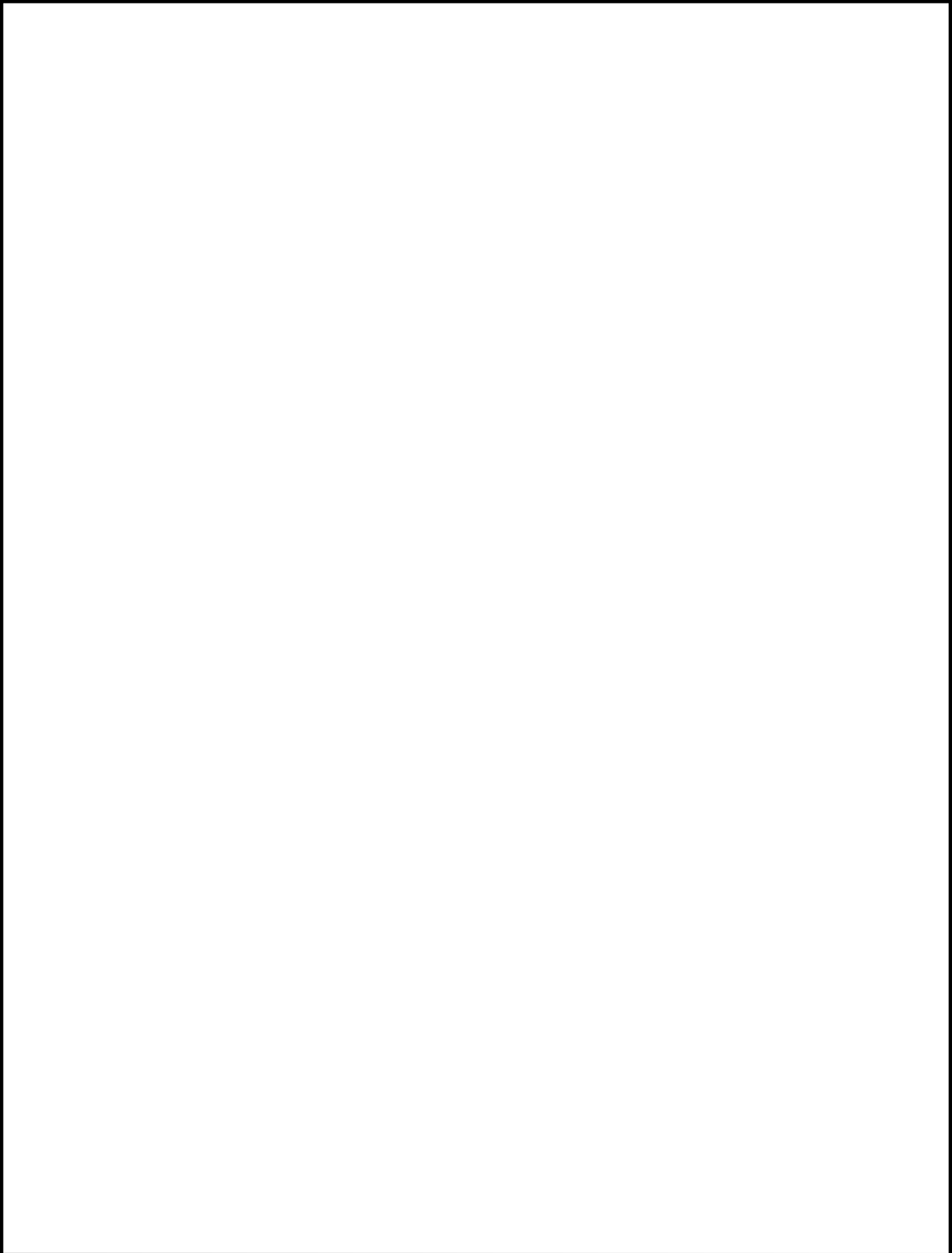
Актуальність теми. Сучасний етап розвитку світового торговельного мореплавства та рибпромислового комплексу характеризується підвищенням вимог до енергетичної ефективності, екологічної безпеки та надійності суднових систем. Важливою ланкою в ланцюзі постачання швидкопсувних вантажів і замороженої океанічної рибпродукції є багатоцільові транспортні рефрижератори. Безперебійне функціонування цих суден та збереження якості вантажу безпосередньо залежать від досконалості їхніх рефрижераторних комплексів.

Транспортний рефрижератор «Frio Hellenic» дедвейтом 11100 тонн виконує завдання із тривалого транспортування продукції в необмежених районах плавання. Традиційні холодильні установки суден такого типу часто використовують холодоагенти, що підлягають виведенню з експлуатації згідно з міжнародними екологічними угодами У зв'язку з цим виникає гостра інженерна потреба у модернізації або розробці нових проєктів суднових холодильних установок (СХУ) із переходом на сучасні озонобезпечні та високоефективні робочі тіла, такі як R407C, а також у застосуванні прогресивних теплоізоляційних матеріалів і компактного енергоефективного обладнання.

Мета дослідження – розробка та інженерне проєктування високоефективної, автоматизованої та екологічно безпечної суднової холодильної установки для низькотемпературного вантажного трюму транспортного рефрижератора дедвейтом 11100 тонн, що забезпечує надійне підтримання заданого температурно-вологісного режиму в умовах максимальних літніх теплових навантажень.

Структура та обсяг кваліфікаційної роботи. Робота складається зі вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел з 25 найменувань. Загальний обсяг роботи складає 77 сторінок, містить 21 рисунок та 6 таблиць.

					<i>КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.00</i>	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



					<i>КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.01</i>			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<i>Розділ 1</i>			
Студент		<i>Рогачко К.М.</i>						
Керівник		<i>Грич А.В.</i>						
Консульт.								
Зав.каф.		<i>Кобалава Г.О.</i>			<i>ХННІ НУК</i> 9			

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТУ, КОМПЛЕКСУ РЕФРИЖЕРАЦІЇ

1.1. Загальні відомості.

Водний рефрижераторний транспорт відіграє важливу роль у глобальній логістиці, забезпечуючи перевезення продуктів, що швидко псуються, по морях і річках. Ці судна спеціально розроблені для підтримки необхідних умов зберігання, що дає змогу доставляти продукти в ідеальному стані до кінцевого пункту призначення.

Типи рефрижераторних судів

Рефрижераторні судна класифікують за низкою характерних ознак. За експлуатаційним призначенням суду поділяють за такими видами:

транспортні рефрижераторні судна морського і річкового флоту, призначені для внутрішніх та зовнішньоторговельних перевезень вантажів, що швидко псуються;

рибопромислові рефрижераторні судна;

спеціалізовані рефрижераторні судна (судна-контейнеровози, судна для перевезення зріджених газів).

По району плавання розрізняють судна обмеженого та необмеженого району плавання. Остання категорія суден характеризується автономністю плавання, найчастіше від 60 до 120 діб без поповнення всіх запасів (палива, продовольства тощо. буд.). За асортиментом вантажів, що перевозяться, рефрижераторні судна можуть бути спеціалізованими (для перевезення певних видів вантажів) і універсальними (для перевезення широкого асортименту вантажів).

За температурним режимом у трюмах розрізняють рефрижераторні судна низькотемпературні та високотемпературні. Перші призначені для перевезення охолоджених вантажів (охолоджене м'ясо, малосолона риба, яйця, фрукти,

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.01	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		10

овочі), другі - для перевезення вантажів, а промислові судна - і для заморожування риби.

На сучасних великих рефрижераторних суднах вантажомісткість трюмів досягає 3000-3500 м³ (на риболовно-морозильних), 8000-9000 м³ (виробничих та виробничо-транспортних), 20 000-23 000 м³ (на плавучих базах та транспортних). Температура повітря в трюмах залежно від режимів змінюється від -15 до -30 ° С при температурах кипіння від -25 до -40 °С.

Великий розвиток у Радянському Союзі отримали рибпромислові рефрижераторні судна. Вони поєднують у собі функції потужного видобувного судна та плавучого рибопереробного підприємства, що діє безпосередньо в районах океанічного промислу; такі судна оснащені найсучаснішим пошуковим, промисловим, технологічним та холодильним обладнанням. Рівень холодофікації на флоті рибної промисловості до 1980р. наблизився до 85%.

Рибпромислові рефрижераторні судна поділяються на видобувні (супертраулери, великі, середні та малі морозильні траулери, тунцеловные судна), що обробляють (рибпромислові та тунцівні бази, рибообробні бази та виробничі рефрижератори) та приймально-транспортні.

Добувні судна призначені для лову риби, заморожування улову, вироблення свіжоохолодженої продукції, філе, рибного борошна, виготовлення консервів та пресервів.

Переваги Водного Холодильного Транспорту

Порівнюючи водний рефрижераторний транспорт із залізничним, можна виділити такі переваги:

Нижча вартість рефрижераторного тоннажу порівняно з ємністю залізничних вагонів-льодовиків.

Можливість використання рефрижераторного тоннажу для перевезення

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.01	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

різних вантажів в обидві сторони рейсу, включаючи продукти, що вимагають, так і не потребують охолодження.

Це робить водний рефрижераторний транспорт більш універсальним та економічно вигідним варіантом для багатьох видів перевезень.

Особливості судів рибної промисловості

На рефрижераторних судах рибної промисловості, крім трюмів, що охолоджуються, часто встановлюються льодогенератори для виробництва лускатого льоду. Це дозволяє використовувати лід для пересипання риби, забезпечуючи її збереження у процесі транспортування.

Інновації та Розвиток

Технологічний прогрес та інновації в галузі суднобудування та холодильних систем відкривають нові можливості для покращення ефективності та безпеки водного рефрижераторного транспорту. Розробка нових матеріалів для корпусів суден, удосконалення систем охолодження та впровадження сучасних автоматизованих систем управління та моніторингу сприяють підвищенню якості перевезень та зниженню експлуатаційних витрат.

1.2. Основні технічні характеристики судна.

Транспортний рефрижератор типу "Фріо Хелленік" призначено для перевезення різноманітних вантажів. Для вітчизняних транспортних рефрижераторів основними вантажами є морожена риба продукція, овочі та фрукти.

Район плавання судна – необмежений в будь-яку пору року, включаючи тропічні води і північні широти за криголамом без льоду на поверхні.

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.01	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

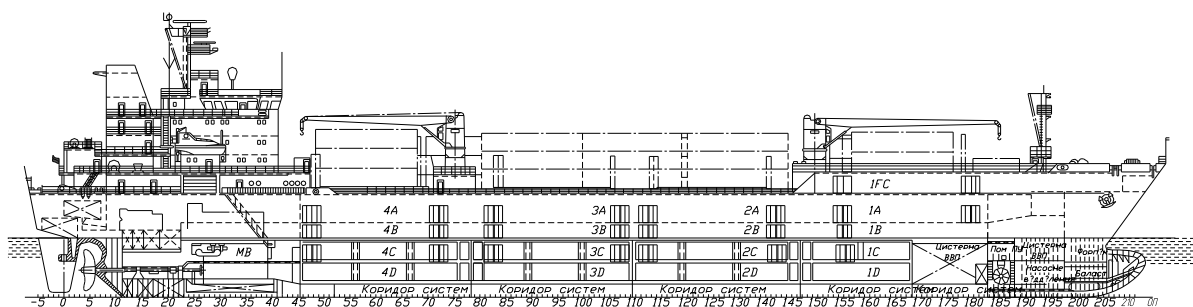


Рис. 1.1. Проект 13450 Багатоцільовий транспортний рефрижератор

Головні розміри:

Довжина найбільша	148,00 м;
Довжина між перпендикулярами	135,80 м;
Ширина максимальна	21,60 м;
Висота борту на міделі до верхньої палуби	13,10 м;
Осадження до літної вантажної марки	9,50 м;
Дальність плавання при:	
– специфікаційному осадженні	12000 миль;
7,60 м; і (вантаж бананів)	

Морехідні якості

Швидкість судна на ходових іспитах при середній осадці судна 9,5 м і диференті близько 2 м на корму (на глибокій воді), при відсутності вітру і хвилювання, при свіжопофарбованому корпусі і температурі морської води 15°C, при специфікаційній потужності ГД 11420 кВт склала $15,1 \pm 0,3$ вузлів. Розрахункова швидкість судна при осадці 12,2 м в умовах ходових іспитів при потужності ГД 10370 кВт (експлуатаційна потужність обліком 15 % морського запасу) складе 14,3 вузлів.

Дедвейт (л.р.м.) – 11100 т

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.01	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		13

місткість - 324 шт 20' контейнер

Швидкість – 19,8 вузлів

Дальність плав.-12000 миль

Кільк. місць на судні – 28

1.3. Енергетична установка.

Головний двигун

На судно встановлено головний двигун 6ДКРН 60/195-11(6L60MC). Головний двигун побудовано за ліцензією фірми "MAN B&W" на Брянському машинобудівному заводі (БМЗ): 6 циліндровий двотактний реверсивний крейцкопфний з турбонаддувом з прямоточно-клапанною системою продування з вбудованим упорним підшипником

Технічні характеристики дизеля ДКРН 60/195-11: діаметр циліндра –740 мм, Хід поршня – 1600 мм, Число циліндрів – 6...8, Номінальна потужність - 8530...11360 кВт, Частота обертання –124 об/хв, Середнє ефективний тиск - 1,00 МПа, Ступінь стиску – 12,0, Максимальний тиск згоряння – 6,85 МПа, Тиск наддувного повітря 0,191 МПа, Середня швидкість поршня – 6,6 м/с, Питома витрата палива – 212 г/(кВтч), Питома витрата олії – 0,57...0,70 г/(кВт год), Ресурс до капітального ремонту - 120000 год, порядок роботи циліндрів - 1-6-2-4-3-5, 1-8-3-4-7-2-5-6, Частка втраченого ходу поршня – 0,08.

Система кондиціонування повітря призначена для цілодобової тепловоложної обробки повітря у житлових, службових та суспільних приміщеннях на судах з необмеженим районом плавання.

Холодильна установка складається з 5 компресорів. Вона забезпечує в трюмах температури - $30^{\circ}\text{C} \pm 8...5^{\circ}\text{C}$, а в трюмі рибної муки $\pm 15^{\circ}\text{C}$. Передбачена можливість одночасної підтримки вказаних температур в різних трюмах. Також передбачена можливість роботи трьома компресорами - 100 %

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.01	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		14

холодовиробничості; двома - 66 % холодовиробничості; одним - 33 % холодовиробничості. Робота установки повністю автоматизована.

До складу ГЕУ входить один головний двигун 6ДКРН 60/195-11(6L60MC). Головний двигун (ГД) побудовано за ліцензією фірми "MAN B&W): 6 циліндровий двотактний реверсивний крейцкопфний з турбонаддувом з прямоточно-клапанною системою продування з вбудованим наполегливим підшипником.

Специфікаційна максимальна тривала потужність, кВт 11520

Валопровід складається з гребного гвинта, гребного вала, проміжного вала, дейдвудного пристрою, двох опорних підшипників, масляної системи змащування та охолодження, стопорного пристрою.

Як рушій встановлено один чотирьохлопатевий гребний гвинт фіксованого кроку діаметром 5,6 м. Матеріал – бронза.

До складу суднової електростанції входять – чотири синхронних генератора потужністю по 1000 кВт кожний.

На судно встановлено один допоміжний котел паропродуктивністю 2 т/годину та тиском 0,7 МПа.

Система кондиціонування повітря житлових і службових приміщень.
Параметри зовнішнього повітря +34 °С і вологість 70% улітку, 0 °С і вологість 80% узимку.

Система виконується одно каналною. Загально суднові приміщення і ЦПК, ГЕУ і РМВ обладнаються двох каналною системою.

Передбачається 30% рециркуляція повітря і зволоження парою.

Холодильна установка провізійних комор. Система охолодження комор - повітряна з безпосереднім кипінням хладону 22 у охолоджувачах повітря комор.

Передбачається автоматична за часом електричне відтавання повітроохолоджувачів комор м'яса, жирів, овочів.

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.01	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Вода на конденсатори подається від системи охолодження забортною водою головної енергетичної установки і допоміжних механізмів.

1.4. Висновки розділу.

Обґрунтовано важливу роль водного рефрижераторного транспорту у глобальній логістичній системі перевезення вантажів, що швидко псуються. Визначено, що порівняно із залізничним транспортом, водний рефрижераторний флот має вищу економічну ефективність завдяки нижчій вартості тоннажу та універсальності використання суден для зворотних рейсів. Систематизовано класифікацію рефрижераторних суден за призначенням, районами плавання, температурними режимами та вантажомісткістю трюмів.

Проаналізовано техніко-експлуатаційні характеристики багатоцільового транспортного рефрижератора типу «Фріо Хелленік» (проект 13450). Судно дедвейтом 11100 т та вантажомісткістю 324 TEU має необмежений район плавання, високу автономність (дальність плавання до 12 000 миль) та здатне розвивати експлуатаційну швидкість до 19,8 вузлів, що відповідає сучасним вимогам міжнародної морської логістики. Досліджено склад та параметри головної енергетичної установки (ГЕУ) судна, основу якої складає двотактний крейцкопфний дизель фірми MAN B&W моделі 6ДКРН 60/195-11 (6L60МС) потужністю 11520 кВт. Проаналізовано допоміжні системи, зокрема суднової електростанції (чотири генератори по 1000 кВт), пародопоміжної установки (котел продуктивністю 2 т/год) та одноканальної системи кондиціонування повітря.

					<i>КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.01</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		16

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.02							
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								
Студент	Рогачко К.М.				Розділ 2					Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник	Грич А.В.											
Консульт.										ХННІ НУК		
Зав.каф.	Кобалава Г.О.											
					17							

РОЗДІЛ 2. ТЕПЛОВІ РОЗРАХУНКИ КОМПЛЕКСУ РЕФРИЖЕРАЦІЇ.

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

Рефрижераторний трюм є спеціалізованим судновим вантажним приміщенням, конструктивне виконання якого забезпечує транспортування швидкопсувних вантажів із суворим дотриманням заданих температурно-вологісних та вентиляційних режимів. Залежно від специфіки вантажу (охолоджений, заморожений тощо), холодильний комплекс судна повинен безперервно компенсувати зовнішні та внутрішні теплоприпливи, підтримуючи стабільність параметрів внутрішнього повітряного середовища впродовж усього рейсу.

Для мінімізації теплоприпливів з навколишнього середовища (атмосферного повітря, заборотної води) та суміжних неохолоджуваних приміщень (машинного відділення, паливних цистерн, суховантажних трюмів) вантажні кубрики та трюми оснащуються високоефективним шаром теплової ізоляції. Конструкція суднової ізоляції працює в умовах підвищеної вібрації, постійної вологості та знакозмінних термічних навантажень.

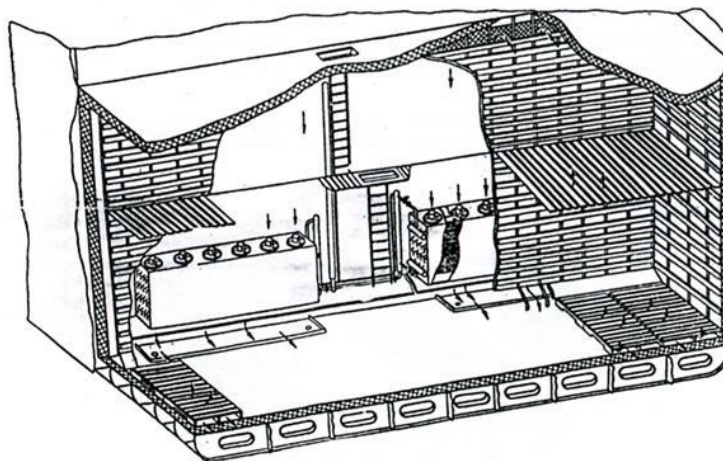


Рис 2.1. Холодильний трюм транспортного рефрижератора

Для забезпечення автономності вантажних операцій рефрижераторні судна оснащують власними судновими вантажопідйомними засобами —

повноповоротними електричними або гідравлічними кранами та вантажними стрілами. Це дозволяє виконувати навантажувально-розвантажувальні роботи на необладнаних рейдових причалах, а також здійснювати прийом рибопродукції безпосередньо у морі з промислових суден (плавбаз, траулерів) під час швартовних операцій.

Сучасна специфіка експлуатації транспортних рефрижераторів, зокрема типу *Frio Hellenic*, передбачає комбінований спосіб транспортування вантажів. Крім використання внутрішнього об'єму трюмів, значна частина корисного навантаження може розміщуватися на верхній палубі та люкових кришках у великотоннажних рефрижераторних контейнерах (RefContainers). Палубні рефконтейнери підключаються до суднової електромережі через спеціалізовані щити живлення. Наявність вбудованих у контейнери автоматизованих холодильних агрегатів дозволяє підтримувати автономний температурний режим для кожного контейнера окремо. Таке конструктивне рішення забезпечує максимальне використання дедеквату судна, оптимізує його вантажомісткість та підвищує економічну ефективність рейсу.

Стабільне підтримання заданого макроклімату та компенсація сумарних теплоприпливів у зазначених вантажних приміщеннях реалізується за допомогою суднових холодильних установок (СХУ), що працюють за чітко визначеними схемами охолодження.

Згідно завданню, товар що перевозиться в трюмі – риба заморожена. Технологічно обґрунтований вибір температурного режиму в низькотемпературних трюмах для транспортування замороженої риби базується на необхідності повного пригнічення діяльності мікроорганізмів та максимального уповільнення ферментативних і окислювальних процесів у ліпідах. Згідно з міжнародними стандартами та правилами Регістру судноплавства, базовою температурою в трюмі під час перевезення більшості видів донних та пелагічних риб є -18 °С. Утримання цього термічного рівня гарантує збереження структури м'язової тканини гідробіонтів, мінімізує

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.02	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		19

втрату маси через усушку (виморожування вологи) та запобігає рекристалізації льоду в продукті під час тривалого рейсу.

Поряд із температурним чинником, критично важливе значення мають вологісні та циркуляційні параметри внутрішнього повітряного середовища трюма. Відносна вологість повітря повинна підтримуватися на рівні 90–95%, що перешкоджає дегідратації та «морозильному опіку» поверхні рибних блоків, особливо у разі тривалого транспортування ненавішеної продукції. Рух повітря в трюмі має бути помірним (швидкість циркуляції в межах 0,1–0,2 м/с), проте достатнім для вирівнювання температурних полів у всьому об'ємі вантажного приміщення та запобігання утворенню локальних зон перегріву біля бортів чи палуб.

Окремою експлуатаційною умовою є дотримання правил суднової сепарації та правильного формування вантажних штабелів (палет). Для забезпечення вільного омивання вантажу холодним повітрям і виключення теплопередачі від корпусу, рибні блоки укладають на підлогові решітки (рибинси) з відступом від ізоляційного контуру бортів та перебірок щонайменше на 100–150 мм. Окрім того, під час вантажних операцій у морі або в порту температура самого продукту в момент приймання не повинна бути вищою за -15°C , щоб уникнути перевантаження суднової холодильної установки та запобігти підтаванню вже укладеного вантажу.

Морожену рибу у транспортній тарі зберігають від 2 до 8 міс. Глазуровані риби зберігають на 1-2 міс. довше, ніж неглазуровані. Терміни зберігання риби у споживчій тарі (пачка, пакет) знижуються на 1 міс. За температури $-23 - -25^{\circ}\text{C}$ порівняно з температурою -18°C терміни зберігання мороженої риби збільшують на 25-30%. Терміни зберігання мороженої прісноводної риби за температури -10°C не перевищують 3 міс, морської - 2 міс.

					<i>КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.02</i>	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Отже приймаємо температуру в трюмі – -18°C . Розрахункові температури заборотної води і повітря були обрані для необмеженого району плавання згідно таблиці 2.1 [2]. Температура конденсації $t_k = t_w + 15 = 45^{\circ}\text{C}$.

Таблиця 2.1. Параметри зовнішнього повітря та заборотної води для морських суден

Район плавання судна	Літній період			Зимовий період		
	Температура повітря $t_{\text{пов}}, ^{\circ}\text{C};$	Відносна вологість повітря $\varphi, \%;$	Температура води $t_w, ^{\circ}\text{C};$	Температура повітря $t_{\text{пов}}, ^{\circ}\text{C};$	Відносна вологість повітря $\varphi, \%;$	Температура води $t_w, ^{\circ}\text{C};$
Необмежений	34	70	30	-25	85	0
Північна Атлантика	21	65	16	-11	85	0
Північний морський шлях	12	80	8	-40	85	-2
Азовське море	27	60	25	-21	85	1
Чорне море	29	60	27	-15	85	5
Середземне море	30	65	26	-3	70	10
Перська затока, Червоне море	45	40	33	-	-	-
Японське море	25	75	20	-23	85	0

Розрахунок та проектування суднової холодильної установки (СХУ) виконується на основі аналізу двох експлуатаційних режимів її роботи, які принципово відрізняються структурою та величиною теплового навантаження:

Режим теплової обробки вантажу (охолодження / доохолодження): є найбільш енергомістким режимом роботи СХУ. Максимальне годинне теплове навантаження на обладнання формується за рахунок необхідності швидкого зниження температури свіжовиловленої або прийнятої з іншого судна рибопродукції до заданих технологічних норм. Складовими сумарного теплоприпливу в цьому режимі є:

пікові теплоприпливи від термічної обробки самого вантажу (охолодження біологічної тканини та виморожування води);

зовнішні теплоприпливи через теплоізоляційний контур огорожень трюму від атмосферного повітря та заборотної води;

теплоприпливи з вентиляційним повітрям (за умови роботи систем вентиляції);

теплота, що виділяється під час роботи вентиляторів повітроохолоджувачів (тепловий еквівалент роботи внутрішніх вентиляційних систем).

Режим зберігання вантажу: характеризується відносно стабільним та значно меншим тепловим навантаженням. У цьому режимі температура рибопродукції вже відповідає нормативним вимогам (-18°C), тому теплоприпливи від самого вантажу відсутні (або мінімальні у разі дихання плодоовочевих вантажів). Холодильна установка працює в режимі компенсації постійних зовнішніх теплоприпливів через ізоляцію трюмів та теплоти, що вноситься із повітрям під час періодичного вентилявання.

2.2. Вибір ізоляційних конструкцій огорож приміщення, що охолоджується.

Основним складником сумарного теплового навантаження на суднову холодильну установку є зовнішні теплоприпливи, що безперервно проникають у вантажні приміщення через огорожувальні конструкції корпусу судна. Оптимізація та зниження холодопотреби судна досягається шляхом улаштування ефективної теплоізоляції поверхонь трюмів, що безпосередньо впливає на підбір масогабаритних характеристик компресорного та теплообмінного обладнання СХУ.

Для термоізоляції суднових вантажних приміщень застосовують комплекс тепло- та гідроізоляційних матеріалів. Високі теплозахисні властивості сучасних ізоляторів обумовлені їхньою високопористою (комірчастою) структурою, де мікрокапсули заповнені повітрям або іншими

					<i>КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.02</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		22

газами-наповнювачами (CO₂, N₂), які мають мінімальні коефіцієнти теплопровідності у робочому діапазоні температур.

Обґрунтування вибору ізоляційного матеріалу

Для ізоляційного контуру трюмів транспортного рефрижератора *Frio Hellenic* у цьому проєкті прийнято до впровадження **плити з екструдованого пінополістиролу (XPS) торгової марки «Stirodur» (концерн BASF)**.

«Стіродур» є твердим екструдованим пінопластом із замкненою комірчастою структурою. Вибір цього матеріалу обґрунтований його унікальним комплексом експлуатаційних характеристик:

Низька теплопровідність: забезпечує мінімальні значення коефіцієнта теплопередачі огорожень (K) при помірній товщині ізоляційного шару.

Висока міцність на стиск: тривала міцність становить $\sigma=0.15\ldots0.7$ МПа (при 10%-й лінійній деформації залежно від щільності плити), що дозволяє укладати його як тримальний ізоляційний шар на втоптуваних палубах (настилах) трюмів без ризику просідання під вагою вантажних штабелів.

Гідрофобність: екструзійна технологія гарантує практично нульове капілярне водопоглинання, що вкрай важливо для суднових умов, де класичний пінопласт швидко насичується вологою та втрачає теплоізоляційні властивості.

Виробником випускається лінійка з 9 базових марок пит, які відрізняються геометрією торцевих країв для виключення містків холоду під час монтажу:

марки 2000, 2500, 3035 — з рівними краями (прямий профіль);

марки 2800S, 3035S, 4000S, 5000S — з уступчастим фальцем (L-подібна крайка);

марки 2500N, 3035N — з пазогребневим виконанням («шип-паз»).

Матеріал виготовляється за екологічно безпечною технологією без використання озоноруйнівних хладонів (CFC/HCFC). За показниками пожежної безпеки «Стіродур» належить до категорії важкозаймистих

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.02	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

матеріалів, що самозатухають, завдяки введенню до його складу антипіренів, що відповідає суворим вимогам Міжнародної конвенції з охорони людського життя на морі (SOLAS).

Таблиця 2.2

Густина, кг/м ³ 25	25; 33; 45;
Температура застосування, °С	до 70 °С;
Стійкість до тиску, МПа	0.15 – 0.7;
Коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м*К)	0.028 – 0.035;
Розміри плит, мм: - ширина - довжина - інтервали по довжині і ширині - товщина	1250 – 2500; 600; 50; 0.02 – 0.2;

Використовуються для ізоляції бортів, перегородок, подволоков і палуб в охолоджуваних приміщеннях, а також холодних трубопроводів і вентиляційних каналів.

Транспортуються без упаковки в закритих транспортних засобах; при зберіганні повинні дотримуватися заходи протипожежної безпеки.

Для ізоляції огорож трюму використовуються конструкції ізоляції, що не прорізаються набором (друге дно, носова перегородка). Ізоляцію бортів, перегородок і подволоков в рефрижераторних трюмах зашивають одним рядом шпунтованих дошок завтовшки 16-25 мм. Стики суміжних листів ретельно ущільнюють, наприклад, тіколоворою стрічкою і ін. З боку трюму дошки обшивають листами з легких антикорозійних алюмінієво-магнієвих сплавів АМг завтовшки 1,5-2 мм або оцинкованої сталі, завтовшки 0,8 - 1,5 мм. В даний час на деяких суднах застосовують зашивання трюмів взагалі без шпунтованих дошок, що складається тільки з листів АМг, встановлених прямо по обрешетнику.

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.02	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахунок теплової ізоляції зводиться до визначення коефіцієнту теплопередачі. Для елементів приміщення, дотичних до набору корпусу (стеля, передня та задня стінка). Обираємо нормальну конструкцію ізоляції: перекриваючий набір з перпендикулярним розташуванням брусків набору (рис.13.1).

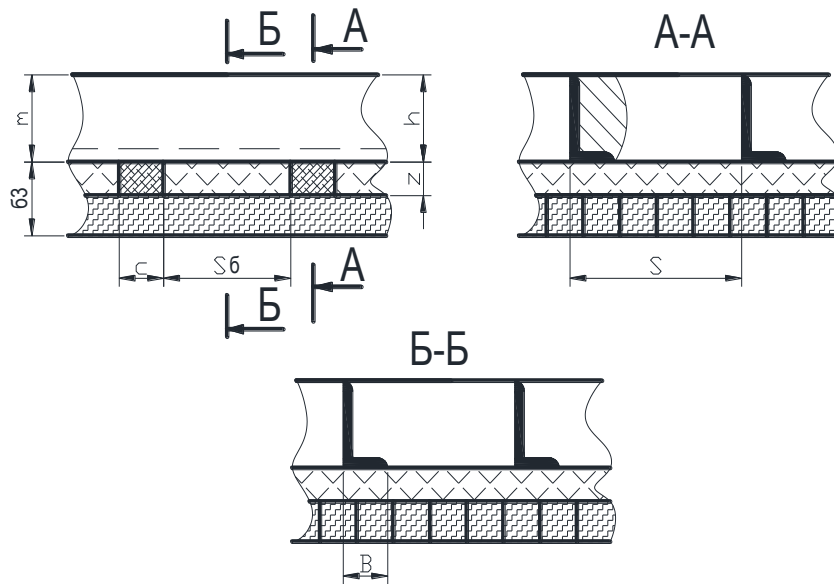


Рис 2.2 Перекриваючий набір з перпендикулярним розташуванням брусків набору

Підволік.

Вихідні дані: $t_1=40^{\circ}\text{C}$; $t_2=42^{\circ}\text{C}$; $b_1=0,06\text{м}$; $h_1=0,2\text{м}$; $S_1=0,65\text{м}$; $m=0,15$, $\lambda_d=0,15$ Вт/м*К; $\lambda_{i3}=0,035$ Вт/м*К; $\delta_3=0,05\text{м}$; $n=0,233$; $\Delta t=62^{\circ}\text{C}$;

Розріз А-А

$$q_{1B} = \frac{\lambda_{i3} * b}{z + n * \delta_3} = \frac{0,035 * 0,06}{0,05 + 0,233 * 0,05} = 0,0341 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

$$q_{2A} = \lambda_{i3} \frac{2}{\pi} * \ln \frac{h + n(z + \delta_3)}{n(z + \delta_3)} = 0,035 \frac{2}{\pi} * \ln \frac{0,2 + 0,233(0,05 + 0,05)}{0,233(0,05 + 0,05)} = 0,05 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

$$q_{3A} = \lambda_{i3} \frac{(S - 4h)/(\pi - b)}{h + n(z + \delta_3)} = 0,035 \frac{(0,65 - 4 * 0,2)/(\pi - 0,06)}{0,2 + 0,233(0,05 + 0,05)} = 0,0525 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

Розріз Б-Б

$$q_{1Б} = \frac{\lambda_{уз} * b}{z + n * \delta_3} = \frac{0,035 * 0,06}{0,05 + 0,233 * 0,05} = 0,0341 \frac{Вт}{м^2}$$

$$q_{2Б} = \lambda_{уз} \frac{2}{\pi} \ln \frac{h + z + n\delta}{z + n\delta_3} = 0,035 \frac{2}{\pi} \ln \frac{0,2 + 0,05 + 0,233 * 0,05}{0,05 + 0,233 * 0,05} = 0,032 \frac{Вт}{м^2}$$

$$q_{1Б} = \frac{0,035 * 0,042}{0,05 + 0,233 * 0,05} = 0,0238 \frac{Вт}{м^2}$$

$$k_A = (q_{1A} + 2q_{2A} + q_{3A}) / S = (0,09 + 2 * 0,05 + 0,0525) / 0,65 = 0,373 \frac{Вт}{м^2 * К}$$

$$k_B = (q_{1Б} + 2q_{2Б} + q_{3Б}) / S = (0,0241 + 2 * 0,032 + 0,0448) / 0,65 = 0,22 \frac{Вт}{м^2}$$

$$k = (k_A * l + k_B (S - c)) / S = (0,373 * 0,05 + 0,22(0,65 - 0,05)) / 0,65 = 0,232 \frac{Вт}{м^2 * К}$$

$$k_p = \beta_m * k = 1,2 * 0,232 = 0,278 \frac{Вт}{м^2 * К}; \beta = 1,15...1,2$$

$$k_{огор} = \frac{3,836}{\Delta t^{0,578}} = \frac{3,836}{62^{0,578}} = 0,353 \frac{Вт}{м^2 * К}$$

Ізоляція полки з набором.

Вихідні дані: $b_3=0,042м$; $h_3=0,18м$; $S_3=0,55м$; $t_d=29^{\circ}C$; $\Delta t=49^{\circ}C$; $n=0,233$; $m =$
 $h+z = 0,18+0,05 = 0,23м$; $z=0,05м$; $\delta_3=0,05м$;

Розріз А-А

$$q_{1A} = \frac{0,042 * 0,15}{0,05 + 0,05} = 0,63 \frac{Вт}{м^2}$$

$$q_{2A} = 0,035 \frac{2}{\pi} * \ln \frac{0,18 + 0,233(0,05 + 0,05)}{0,233(0,05 + 0,05)} = 0,048 \frac{Вт}{м^2}$$

$$q_{3A} = 0,035 \frac{(0,55 - 4 * 0,18) / (\pi - 0,042)}{0,18 + 0,233(0,05 + 0,05)} = 0,0479 \frac{Вт}{м^2}$$

Розріз Б-Б

$$q_{1Б} = \frac{0,035 * 0,042}{0,05 + 0,233 * 0,05} = 0,0238 \frac{Вт}{м^2}$$

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.02	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$q_{2Б} = 0,035 \frac{2}{\pi} \ln \frac{0,18 + 0,05 + 0,233 * 0,05}{0,05 + 0,233 * 0,05} = 0,030 \frac{Bm}{M^2}$$

$$q_{3Б} = 0,035 \frac{(0,55 - 4 * 0,18) / (3,14 - 0,042)}{0,18 + 0,05 + 0,233 * 0,05} = 0,040 \frac{Bm}{M^2}$$

$$k_A = (q_{1A} + 2q_{2A} + q_{3A}) / S = (0,063 + 2 * 0,048 + 0,0479) / 0,55 = 0,376 \frac{Bm}{M^2 * K}$$

$$k_B = (q_{1Б} + 2q_{2Б} + q_{3Б}) / S = (0,0238 + 2 * 0,030 + 0,040) / 0,50 = 0,225 \frac{Bm}{M^2}$$

$$k = (0,376 * 0,05 + 0,225(0,55 - 0,05)) / 0,55 = 0,2387 \frac{Bm}{M^2 * K}$$

$$k_p = \beta_{\text{м}} * k = 1,2 * 0,2387 = 0,286 \frac{Bm}{M^2 * K}; \beta = 1,15 \dots 1,2$$

$$k_{\text{огор}} = \frac{3,836}{\Delta t^{0,578}} = \frac{3,836}{49^{0,578}} = 0,4045 \frac{Bm}{M^2 * K}$$

Ізоляція борту.

Вихідні дані: $b_2=0,064\text{м}$; $h_2=0,22\text{м}$; $S_2=0,75\text{м}$; $n=0,233$; $z=0,05\text{м}$; $\delta=0,05\text{м}$;
 $\lambda_d=0,15 \text{ Вт/м}^*\text{К}$; $t_{3.П.}=38^\circ\text{C}$; $\Delta t=58^\circ\text{C}$;

Розріз А-А

$$q_{1A} = \frac{0,064 * 0,15}{0,05 + 0,05} = 0,096 \frac{Bm}{M^2}$$

$$q_{2A} = 0,035 \frac{2}{\pi} \ln \frac{0,22 + 0,233(0,05 + 0,05)}{0,233(0,05 + 0,05)} = 0,052 \frac{Bm}{M^2}$$

$$q_{3A} = 0,035 \frac{(0,75 - 4 * 0,22) / (\pi - 0,064)}{0,22 + 0,233(0,05 + 0,05)} = 0,058 \frac{Bm}{M^2}$$

Розріз Б-Б

$$q_{1Б} = \frac{0,035 * 0,064}{0,05 + 0,233 * 0,05} = 0,035 \frac{Bm}{M^2}$$

$$q_{2Б} = 0,035 \frac{2}{\pi} \ln \frac{0,22 + 0,05 + 0,233 * 0,05}{0,05 + 0,233 * 0,05} = 0,0339 \frac{Bm}{M^2}$$

$$k_B = (0,036 + 2 * 0,034 + 0,050) / 0,75 = 0,205 \frac{Bm}{M^2}$$

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.02	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		27

$$k_A = (0,096 + 2 * 0,052 + 0,058) / 0,75 = 0,344 \frac{Bm}{m^2 * K}$$

$$q_{3Б} = 0,035 \frac{(0,75 - 4 * 0,22) / (3,14 - 0,064)}{0,22 + 0,05 + 0,233 * 0,05} = 0,05 \frac{Bm}{m^2}$$

$$k = (0,344 * 0,05 + 0,205(0,75 - 0,05)) / 0,75 = 0,214 \frac{Bm}{m^2 * K}$$

$$k_p = \beta_m * k = 1,2 * 0,214 = 0,257 \frac{Bm}{m^2 * K}; \beta = 1,15...1,2$$

$$k_{огор} = \frac{3,836}{\Delta t^{0,578}} = \frac{3,836}{58^{0,578}} = 0,367 \frac{Bm}{m^2 * K}$$

Ізоляція палуби

Вихідні дані: $t_5=41^\circ\text{C}$; $t_4=44^\circ\text{C}$; $\delta=0,05\text{м}$; $\Delta t=64^\circ\text{C}$; $\alpha_n=8 \text{ Вт/м}^2\text{К}$; $\lambda_d=0,84 \text{ Вт/м}^2\text{К}$; $\lambda_{из}=0,035 \text{ Вт/м}^2\text{К}$;

$$k_{огор} = \frac{3,836}{\Delta t^{0,578}} = \frac{3,836}{64^{0,578}} = 0,347 \frac{Bm}{m^2 * K}$$

$$k_n = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{1}{k} + \frac{1}{\alpha_n}} = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{1}{0,347} + \frac{1}{8}} = 0,319 \frac{Bm}{m^2 * K}$$

$$m = \left(\frac{1}{k} - \frac{\delta}{\lambda_d} \right) * \lambda_{из} = \left(\frac{1}{0,319} - \frac{0,05}{0,84} \right) * 0,035 = (3,1348 - 0,0595) * 0,035 = 0,108\text{м} = 108\text{мм}$$

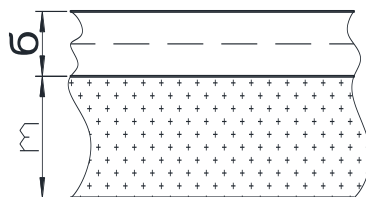


Рис. 2.3 Ізоляція палуби

Ізоляція гладких перебірок

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.02	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		28

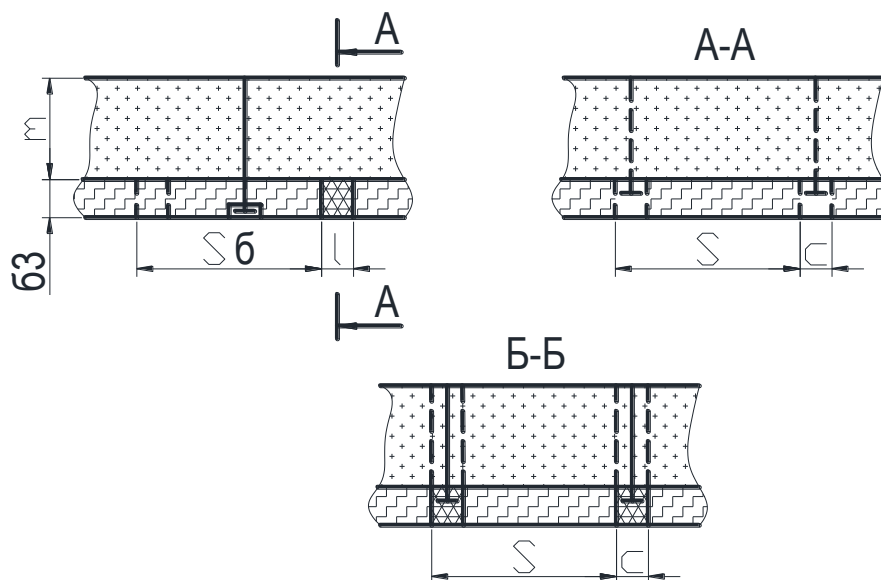


Рис. 2.4 Ізоляція гладких перебірок

Вихідні дані: $t_3=45^\circ\text{C}$; $\lambda_d=0,15 \text{ Вт/м}^\circ\text{К}$; $\lambda_{iz}=0,035 \text{ Вт/м}^\circ\text{К}$; $S=0,6\text{м}$; $\delta=0,05\text{м}$;
 $\Delta t=64^\circ\text{C}$; $m=0,06\text{м}$; $\beta_{мп}=1,03$; $\beta_m=1,01$;

$$q_{1Б} = \frac{c}{\frac{m}{\lambda_{iz}} + \frac{\delta}{\lambda_d}} = \frac{0,05}{\frac{0,06}{0,035} + \frac{0,05}{0,15}} = 0,0244 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

$$q_{2Б} = \frac{\lambda_{iz}(S - c)}{m + \delta} = \frac{0,035(0,6 - 0,05)}{0,06 + 0,05} = 0,175 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

$$k_n = \frac{1}{\frac{m}{\lambda_{iz}} + \frac{\delta}{\lambda_d}} = \frac{1}{\frac{0,06}{0,035} + \frac{0,05}{0,15}} = 0,488 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

$$k_B = (q_{1Б} + q_{2Б}) / S_\delta = (0,0244 + 0,175) / 0,6 = 0,332 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

$$k = \frac{1}{S_\delta} (K_A * l + K_B(S_B - c)) = \frac{1}{0,6} (0,488 * 0,05 + 0,332(0,6 - 0,05)) = 0,345 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

$$k_p = \beta_m * \beta_{мп} * k = 1,101 * 1,103 * 0,345 = 0,359 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

$$k_{огор} = \frac{3,836}{\Delta t^{0,578}} = \frac{3,836}{64^{0,578}} = 0,347 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Теплоприпливи через огорожі трюму були розраховані через теплопередачу для плоскої стінки з ізоляцією стіродуром:

$$Q_i = k_i \cdot F_i \cdot (t_3 - t_{тр})$$

Де: k_i – коефіцієнт теплопередачі i -ої поверхні $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; F_i – площа i -ої поверхні м^2 ; t_3 – температура зовнішнього середовища $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{тр}}$ – температура в трюмі $^{\circ}\text{C}$;

Площі поверхонь огорож:

$$F_{\text{нос}} = F_{\text{корм}} = 14 \cdot 7,5 = 105 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{підв}} = F_{\text{др.дно}} = 22 \cdot 14 = 308 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{лів.б. (над ВЛ)}} = F_{\text{лів.б. (над ВЛ)}} = F_{\text{борт}} / 2 = 22 \cdot 7,5 / 2 = 82,5 \text{ м}^2;$$

Таблиця 2.3. Розрахунку теплоприпливів через огорожі трюму

Поверхня	K_i , Вт/(м²·К)	$F_{\text{ср.і}}$, м²	$t_{\text{зов.і}}$, °С	$t_{\text{тр}}$, °С	$Q_{\text{огр}}$ Вт
Носова переборка	0,35	105,00	25,00	-18	1580,25
Кормова переборка	0,34	105,00	25,00		1535,10
Над ВЛ	0,35	165,00	34,00		3003,00
Під ВЛ	0,37	165,00	30,00		2930,40
Подволок	0,35	308,00	34,00		5605,60
Друге дно	0,34	308,00	30,00		5026,56
					$\sum Q_{\text{огр.}}=18,10 \text{ кВт}$

2.3. Визначення сумарного теплопритоку і холодопродуктивності СХУ.

Для забезпечення регламентних умов транспортування та довготривалого зберігання вантажу повітряне середовище низькотемпературного трюму потребує постійного або періодичного оновлення шляхом подачі свіжого зовнішнього повітря відповідно до чинних технологічних норм (технологічні стандарти зберігання [2]). У зв'язку з цим було виконано розрахунок додаткового теплового навантаження на судновий

рефрижераторний комплекс, обумовленого вентиляцією вантажних просторів та інфільтрацією зовнішніх повітряних мас.

Теплоприпливи від асиміляції вентиляційного повітря визначаються за формулою:

$$Q_{\text{вент}} = V \cdot n \cdot \rho_{\text{зп}} \cdot (I_{\text{зп}} - I_{\text{тр}}) / (24 \cdot 3600)$$

Де V – об'єм приміщення, м^3 ; n – кратність повітрообміну в трюмі; $\rho_{\text{зп}}$ – густина зовнішнього повітря $\text{кг}/\text{м}^3$; $I_{\text{зп}}, I_{\text{тр}}$ – ентальпії зовнішнього і трюмного повітря.

Схема побудови процесу охолодження припливного повітря трюму на d - I -діаграмі представлена на рис 2.5.

$$Q_{\text{вент}} = 2310 \cdot 2 \cdot 1,2 \cdot (104 - (-16)) / (24 \cdot 3600) = 7,8 \text{ кВт}$$

Отже температурне навантаження при зберіганні продукту становить:

$$Q_{\text{збер}} = (Q_{\text{вент}} + Q_{\text{огор}}) \cdot 1,1 = (18,1 + 7,8) \cdot 1,1 = 28,49 \text{ кВт}$$

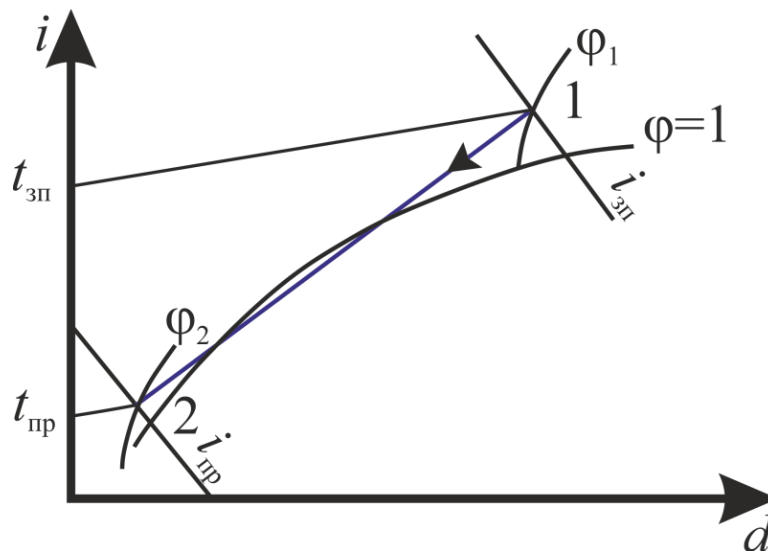


Рис. 2.5. Схема процесу теплового-асиміляції повітря з повітрям приміщення в d - I -діаграмі, де: $I_{\text{н.в}} - I_{\text{пр}}$ – відповідно ентальпії повітря.

Специфіка логістичного циклу судна передбачає, що рибна продукція завантажується на борт транспортного рефрижератора вже в замороженому стані. Проте під час проведення вантажних операцій її температура дещо

зростає під впливом теплової дії навколишнього середовища. У зв'язку з цим виникає технологічна потреба у доохолодженні риби безпосередньо в трюмі до кінцевої температури тривалого зберігання.

Процес охолодження продуктів проходить без зміни агрегатного стану рідини в них. Кількість теплоти, що виділяється при охолодженні продуктів, Вт,

$$Q_{\text{охол}} = m_{\text{в}} \cdot C_1 \cdot (t_{\text{поч}} - t_{\text{кін}}) / (\tau \cdot 3600),$$

де $m_{\text{в}}$ – маса продукту, що охолоджується, кг;

C_1 – теплоємність продукту, що охолоджується, Дж/(кг·К);

$t_{\text{поч}}$ і $t_{\text{кін}}$ – температури продукту до і після охолодження, °С.

τ – час охолодження;

Згідно нормам зберігання $t_{\text{кін}} = -18$ °С; початкову температуру приймаємо $t_{\text{поч}} = -10$ °С, час охолодження $\tau = 24$ год; теплоємність продукту [2] $C_1 = 1,5$ кДж/(кг·К); маса розрахована згідно питомого навантажувального об'єму завантаження для риби в брикетах $v = 3,5$ м³/т. Отже теплове навантаження на СХУ одного трюму при до охолодженні товару до температури зберігання:

$$Q_{\text{охол}} = 660000 \cdot 1,5 \cdot (-5 - (-11)) / (24 \cdot 3600) = 114 \text{ кВт};$$

Загальне теплове навантаження в режимі обробки становить:

$$Q_{\text{обр}} = Q_{\text{охол}} + Q_{\text{збер}} = 114 + 28,49 = 153 \text{ кВт}.$$

2.4. Вибір системи охолодження та холодильного агенту.

Суднова система охолодження являє собою взаємопов'язаний комплекс теплообмінних апаратів (приладів охолодження), гідродинамічних та аеродинамічних машин (насосів, вентиляторів) і засобів транспортування робочих середовищ (трубопроводів, повітроводів), призначений для безперервного відведення тепла з рефрижераторних трюмів та технологічних камер і підтримання в них заданих параметрів мікроклімату.

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.02	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

За способом відведення теплоти від об'єктів охолодження суднової установи системи класифікують на дві основні групи:

Системи безпосереднього охолодження (прямого розширення): де теплота з вантажного приміщення поглинається безпосередньо холодоагентом, який кипить у приладах охолодження.

За характером руху повітряного середовища у вантажних трюмах транспортних рефрижераторів системи поділяють на:

систем з природною циркуляцією (конвекцією): рух повітря відбувається виключно за рахунок різниці густини його теплих та охолоджених шарів;

систем з примусовою циркуляцією: повітряний потік динамічно переміщується за допомогою відцентрових або осьових вентиляторів через систему повітроохолоджувачів та каналних повітроводів.

Принцип роботи систем з природною конвекцією

При впровадженні **безпосередньої системи охолодження з природною циркуляцією повітря** (рис. 2.6, а) відведення теплоти від внутрішнього об'єму трюму реалізується безпосередньо основним холодоагентом. Рідка фаза холодоагенту після конденсатора K_n проходить крізь дросельний пристрій де тиск знижується від тиску конденсації P_k до тиску кипіння P_0 . Екстракція тепла відбувається під час фазового переходу (кипіння) робочого тіла всередині випарних батарей B , які стаціонарно розміщуються на стельових та бортових огородженнях трюмів. Утворена суха насичена пара холодоагенту безперервно відсмоктується компресором K , стискується до тиску P_k і надходить до конденсатора K_n , де термічне навантаження скидається у навколишнє середовище через теплообмін із проточною забортною водою.

При застосуванні **системи з проміжним холодоносієм (розсільної системи) та природною циркуляцією повітря** (рис. 2.6, б) контур перенесення тепла розділяється на два ізольовані цикли. Безпосереднє

					<i>КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.02</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		33

охолодження повітря в трюмі здійснюється за рахунок циркуляції холодного розсолу через систему розсільних батарей РБ. Сприймавши теплоприпливи з вантажного простору, проміжний холодоносіє нагрівається і транспортується циркуляційним розсільним насосом РН до випарника В холодильної машини. У випарнику (який для таких систем зазвичай виконується у вигляді кожухотрубного або пластинчастого теплообмінника) розсіл віддає теплоту киплячому холодоагенту СХУ, охолоджується до заданої температури і знову спрямовується в замкнене коло циркуляції.

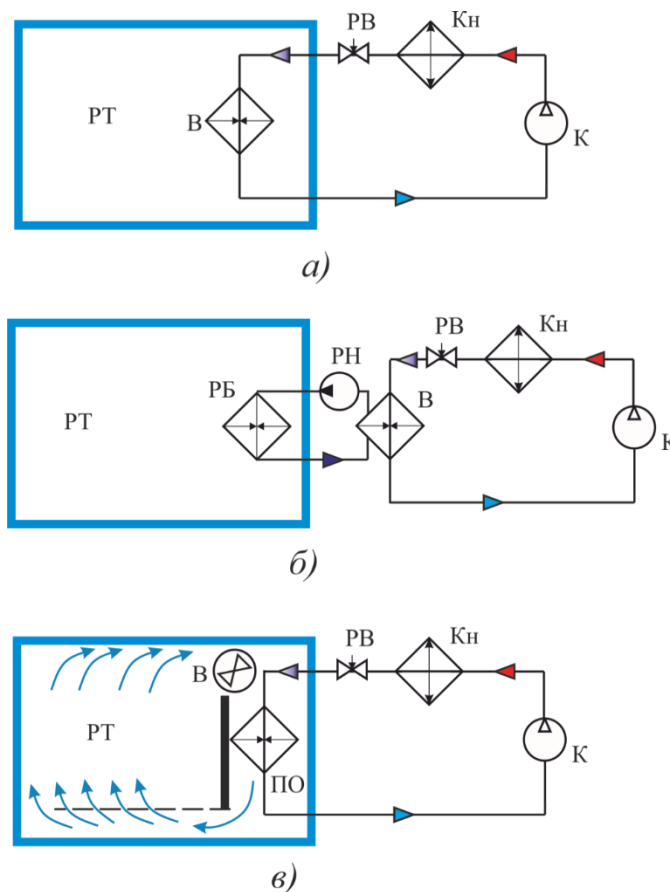


Рис. 2.6. Принципові схеми систем охолодження: безпосередньої (а) і розсільної з природною циркуляцією повітря (б), повітряної з повітроохолоджувачами безпосереднього охолодження (в).

Принципова система повітряної системи безпосереднього охолодження приміщень показана на рис. 2.2, в. Вентилятор В і повітроохолоджувач ПО безпосереднього охолодження знаходяться в спеціальній вигорідці приміщення.

З термодинамічної точки зору системи прямого розширення (безпосереднього охолодження) є найбільш раціональними через мінімальну кількість проміжних етапів теплопередачі. Енергетична перевага таких систем полягає у можливості підтримання цільових температур у вантажних приміщеннях за вищих температур кипіння холодоагенту t_0 , що безпосередньо знижує ступінь стиску в компресорі та зменшує питому роботу стискання. До того ж відсутність проміжного контуру робить установку максимально компактною, полегшує її загальну масу та спрощує конструктивну схему рефрижераторного машинного відділення.

Однак, попри високу експлуатаційну ефективність, безпосереднє охолодження з природною конвекцією повітря має суттєві обмеження у суднових умовах. На великих транспортних рефрижераторах його застосування обмежується виключно камерами суднової провізії невеликого об'єму. Основною інженерною перешкодою для впровадження розгалужених батарейних систем прямого розширення у великотоннажних трюмах є висока ймовірність втрати герметичності з'єднань трубопроводів. Постійні знакозмінні деформації корпусу судна під час штормової хитавиці, а також низько- та високочастотні вібрації, що генеруються головною енергетичною установкою та допоміжними дизель-генераторами, створюють значні втомні напруження в металі. Це підвищує ризик аварійного витоку великого об'єму холодоагенту, що є недопустимим за вимогами пожежної безпеки, екологічних протоколів та санітарних норм морського судноплавства.

Холодоагент виступає в ролі робочого тіла холодильної машини, яке зазнає постійних фазових перетворень у різних апаратах замкненого контуру. Під час кипіння у випарнику робоча речовина переходить із рідкого стану в газоподібний, поглинаючи при цьому теплоту з вантажного простору, внаслідок чого температура об'єкта охолодження знижується. Наступний етап фазового переходу — конденсація — відбувається в конденсаторі, де акумульоване тепло скидається в навколишнє середовище. Термодинамічні

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.02	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		35

процеси кипіння та конденсації холодоагенту протікають за сталих значень температури кипіння t_0 та температури конденсації t_k , які чітко відповідають певним рівням тисків p_0 та p_k .

Суміші холодоагентів можуть бути зетропними або азеотропними. Азеотропна суміш (наприклад R502 або R507) поводить ся як звичайний холодоагент. В процесі фазового переходу (від пара до рідини або від рідини до пару) концентрація складових суміш холодоагентів в парі і рідини залишається постійною. У зетропних суміші (наприклад R407C) навпроти склад пара і рідини під час фазового переходу весь час змінюється. Коли зміна складу незначно, суміш зазвичай називають квазіазетропной сумішшю. Холодоагент R404A (R143a/R125/R134a) - така квазіазетропная суміш. Зміна складу суміші призводить до двох важливих наслідків: до складу суміші входять речовини, які досягають кипіння при різних показаннях температури і зміні тиску. Ці суміші є неазетропна або зетропна.

Чистим вуглеводам з кількістю атомів водню більше трьох поряд зі звичайним позначенням іноді умовно привласнюють номери, починаючи з 600. Наприклад ізобутан - R600a [12].

Вибір холодильного агента

Холодоагент R407C є зетропною сумішшю компонентів R32, R125 та R134a, масові частки яких становлять відповідно 23%, 25% та 52%. Ця робоча речовина характеризується наявністю температурного глайду, який становить близько 7 К. За умов нормального атмосферного тиску та кімнатної температури даний холодоагент є безбарвним газом. Охолоджувальний ефект та фізико-хімічні властивості суміші R407C спочатку розроблялися як основна екологічна заміна для озоноруйнівного фреону R22.

За своєю термодинамічною та енергетичною ефективністю холодоагент R407C є максимально близьким до R22, завдяки чому він розглядається як одна з оптимальних альтернатив останньому. На сьогодні цей фреон знайшов масове застосування в промислових та суднових системах кондиціонування

					<i>КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.02</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		36

повітря та помірного охолодження. Перехід на використання R407C не потребує кардинальної перебудови конструктивної схеми наявної холодильної установки чи суттєвої модернізації її апаратного складу.

З огляду на зазначені особливості, технологічний процес сервісного обслуговування вимагає суворого дотримання правил заправки контуру. Процедuru заповнення системи холодоагентом R407C дозволяється виконувати виключно з рідкої фази. Оскільки компоненти суміші випаровуються нерівномірно, склад газової фази у верхній частині заправного балона суттєво відрізняється від номінальної специфікації, і заправка газом призведе до порушення розрахункових робочих параметрів холодильної машини.

Властивості R407c

Холодоагент (фреон) R-407c використовують в холодильних установках промислового і побутового кондиціонування, а також - охолодження від середніх до досить низьких температур. Холодоагент (фреон) R-407c - новітня озоносберегаюча заміна для холодоагенту R-22. Застосовується в більшості нових побутових і комерційних стаціонарних системах кондиціонування повітря (в основному, малого і середнього розміру), теплових насосах, системах охолодження і холодильного обладнання, а також для ретрофіта холодоагент R-22 в існуючому обладнанні. З точки зору експлуатаційних характеристик, холодоагент (фреон) R-407c, застосовуваний в системах кондиціонування, дуже близький до холодоагенту (фреону) марки R-22. Ці марки хладагентів відрізняються приблизно на 1 бар тиском конденсації. Також відрізняються температурою експлуатації, де холодоагент (фреон) R-407c теж значно краще холодоагент R-22 за своїми температурними показниками. Використовується більшістю виробників різного устаткування, що робить цей продукт універсальним і закликає кінцевих споживачів зупинити свій вибір саме на цій продукції. Безпечний і зручний.

Таблиця 3.1 Властивості R407c

					<i>КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.02</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		37

Признак	Одиниці вимірювання	R407C
Склад		R32/R125/R134a (23/25/52%)
Температура кипіння	°C	-43,56
Критична температура	°C	86,7
Критичний тиск	МПа	4,63
Озоноруйнівний потенціал ODP		0
Потенціал глобального потепління, GWP		1600

Зберігання та транспортування:

Холодоагент R407C транспортують та зберігають у спеціалізованих балонах під тиском власної насиченої пари. При розміщенні балонів на відкритих складських майданчиках обов'язково передбачають конструктивний захист від прямого впливу сонячного випромінювання. Максимально допустима температура зберігання суворо регламентується і не повинна перевищувати 50 °C.

Місця складування та зберігання фреону мають бути віддалені від джерел відкритого вогню, електронагрівальних приладів та будь-яких розпечених поверхонь. Під впливом високих температур (у разі пожежі або контакту з відкритим полум'ям) холодоагент R407C зазнає термічного розкладання з утворенням високотоксичних і агресивних продуктів (зокрема, фтороводню).

Транспортування балонів із цим фреоном дозволяється всіма видами логістичного сполучення (автомобільним, залізничним, морським) за умови суворого дотримання правил перевезення стиснутих газів та небезпечних вантажів відповідного класу безпеки. При перевезенні та вантажних операціях є неприпустимим падіння балонів або їхнє механічне пошкодження.

Головною перевагою фреону R407C є його висока екологічна безпека. Ця робоча речовина повністю відповідає суворим міжнародним екологічним стандартам та законодавчим обмеженням, спрямованим на охорону

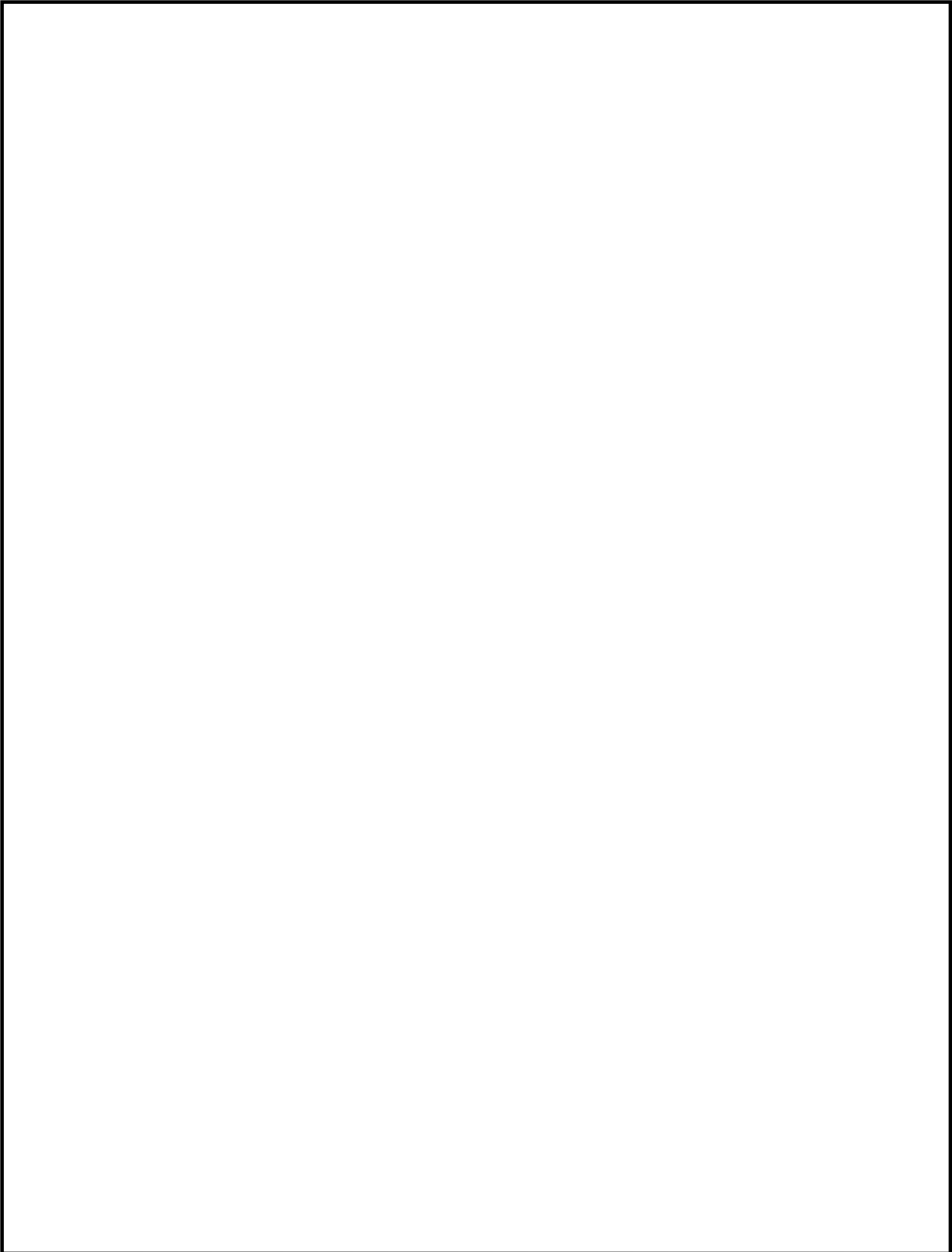
					<i>КРБ.142.4257cm3.02.05.ПЗ.02</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		38

навколишнього середовища та захист озонового шару Землі. Завдяки нульовому потенціалу озоноруйнування, цей холодоагент масово впроваджується у сучасних суднових і промислових холодильних установках. Його термодинамічні властивості оптимізовані для ефективної роботи в замкнених контурах, де основними елементами взаємодії виступають компресорні агрегати, терморегулювальні вентиля (ТРВ) та випарні апарати.

2.5. Висновки за розділом 2.

У розділі вибрані і описані умови зберігання продукту. Опиано та підібрано ізоляційні конструкції огорож рефтрюма судна та розраховані їх коефіцієнти теплопередачі. Розраховані теплові потоки через огорожу трюму з урахуванням умов необмеженого району плавання. Розраховане повне теплове навантаження на трюм враховуючи скриті тепло притоки від працюючих механізмів, обміну повітря, обладнання, вантажу та ін. Описано основні типи систем охолодження для трюму, їх переваги та недоліки та обґрунтовано вибір системи з безпосереднім охолодженням. Описано та обрано обхолодильний агент для ПКХМ СХУ (R407c).

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.02	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		39



					<i>КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.03</i>			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<i>Розділ 3</i>	Літ.	Арк.	Аркушів
<i>Студент</i>		<i>Рогачко К.М.</i>						
<i>Керівник</i>		<i>Грич А.В.</i>						
<i>Консульт.</i>								
<i>Зав.каф.</i>		<i>Кобалава Г.О.</i>				<i>ХННІ НУК</i>		40

РОЗДІЛ 3. ПРОЄКТУВАННЯ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ

3.1. Побудова циклу холодильної машини на p, h -діаграмі та його розрахунок.

Для підбору обладнання СХУ, в тому числі і компресорів, необхідно розрахувати цикл паркомпресорної холодильної установки. Для цього необхідно нанести схему циклу ПКХМ на $P-I$ діаграмі [12].

Цикл розраховано для режиму зберігання.

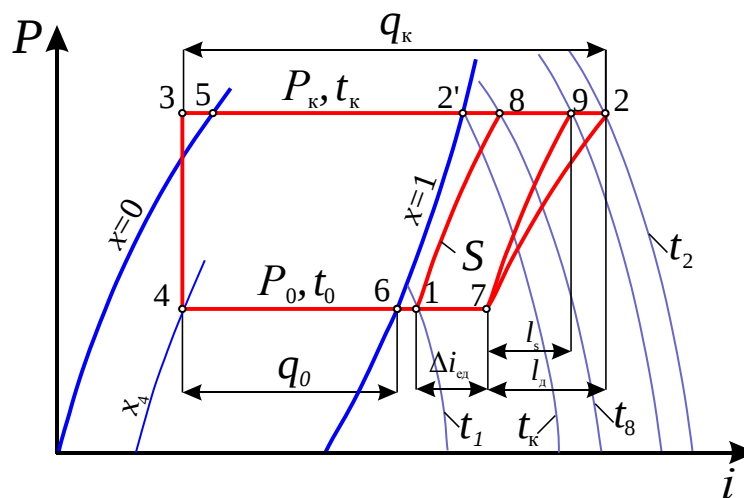


Рис. 3.3. Цикл паркомпресорної холодильної машини.

Розраховуємо температури:

1) кипіння

$$t_0 = t_{\text{тр}} - \Delta t_1 = -18 - 7 = -25^\circ\text{C}$$

2) конденсації

$$t_k = t_{3, \text{в.}} + \Delta t_2, \Delta t_2 = 6 \dots 15^\circ\text{C}$$

$$t_k = 30 + 15 = 45^\circ\text{C}$$

3) переохолодження холодоагенту

$$t_3 = t_k - \Delta t_{\text{переох}}, \Delta t_{\text{переох}} = 1 \dots 6^\circ\text{C}$$

$$t_3 = 45 - 3 = 32^\circ\text{C}$$

Визначимо збільшення ентальпії холодильного агента при нагріві від обмоток електродвигуна:

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.03	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\Delta i_{e\partial} = \frac{i_8 - i_1}{\eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{e\partial}} (1 - \eta_{e\partial}) \cdot \Psi$$

η_i – індикаторний ККД компресора, $\eta_i = f(P_k/P_0)$

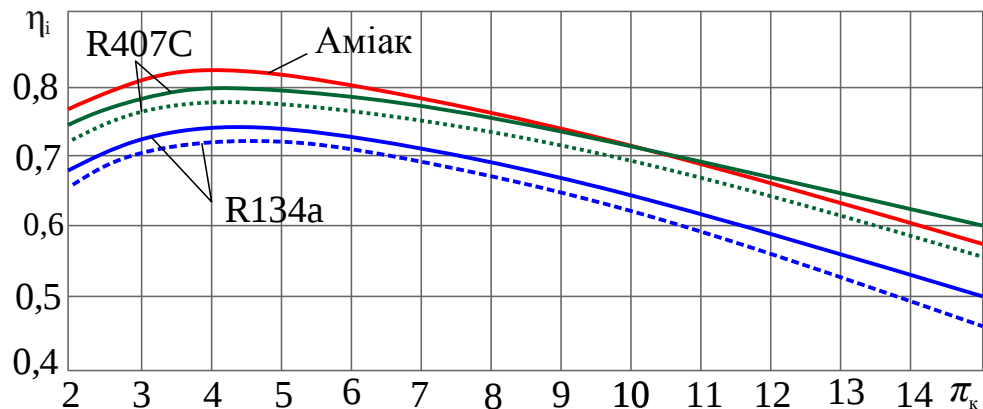


Рис. 3.4. Залежність індикаторного ККД поршневого компресора від ступеня підвищення тиску

----- для сальникових компресорів

_____ для без сальникових компресорів

$$P_k/P_0 = 18/3,25 = 10 \rightarrow \eta_i = 0,7$$

η_m – механічний ККД компресора, $\eta_m = 0,9$

$$\eta_{e\partial} = 0,78 \dots 0,85 \text{ (0,85)}$$

Ψ – коефіцієнт обміну з оточуючим середовищем (0,4...0,6)

$$\Delta i_{e\partial} = \frac{463 - 403}{0,85 \cdot 0,9 \cdot 0,75} (1 - 0,85) \cdot 0,5 = 8,4 \text{ кДж/кг}$$

$$i_7 = i_1 + \Delta i_{e\partial} = 403 + 8,4 = 411,4 \text{ кДж/кг}$$

Розраховуємо ентальпію у точці 2.

Для цього необхідно знайти дійсну роботу в компресорі:

$$l_o = \frac{l_s}{\eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{e\partial}} = \frac{i_9 - i_7}{\eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{e\partial}} = 100 \text{ кДж/кг}$$

$$i_2 = i_7 + l_o = 411,4 + 100 = 511,4 \text{ кДж/кг}$$

Таблица 3.2

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.03	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Параметри Точки	6	1	7	2	2'	9	8	5	3	4
$t, ^\circ\text{C}$	-25	-18	-8,6	112	45	82	72	45	37	-25
$P, \text{Па} \cdot 10^5$	1,7	1,7	1,7	17,2	17,2	17,2	17,2	17,2	17,2	1,7
$i, \text{кДж/кг}$	398	403	411,40	512,38	433	473	463	271	258	258
$V, \text{м}^3/\text{кг}$	0,01	0,01	0,06			0,019				

Визначаємо масову холодопродуктивність, кДж/кг:

$$q_0 = i_6 - i_4 = 398 - 271 = 140$$

Розраховуємо об'ємну холодопродуктивність, кДж/м³

$$q_v = q_0 / V_6 = 140 / 0,01 = 14000$$

Масова витрата холодоагенту для режиму зберігання, кг/с:

$$G_0 = Q_0 / q_0 = 150 / 140 = 1,07$$

Дійсний об'єм пари, м³/с:

$$V_0 = Q_0 / q_v = 30 / 14000 = 0,002$$

Питома робота, що витрачається у компресорі, кДж/кг:

$$l = i_2 - i_7 = 512 - 411 = 100$$

Питома теплота, що відводиться в конденсаторі, кДж/кг:

$$q_k = i_2 - i_3 = 512 - 257 = 254,38$$

Теоретичний холодильний коефіцієнт:

$$\varepsilon = q_0 / l = 140 / 100 = 1,47$$

Теплове навантаження на конденсатор, кВт

$$Q_k = G_0 \cdot q_k = 1,07 \cdot 254 = 270$$

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.03	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

Компресор є головним та найбільш енергомістким конструктивним елементом суднової холодильної установки. Його основне функціональне призначення полягає у забезпеченні безперервного термодинамічного циклу шляхом відсмоктування утвореної пари холодоагенту з випарника, її стиснення до тиску конденсації p_k та подальшого нагнітання в конденсатор. Таким чином, компресор не лише переміщує робочу речовину по замкненому контуру СХУ, а й створює необхідний градієнт тисків, забезпечуючи умови для фазових перетворень холодоагенту (кипіння при низьких температурах та конденсації при температурах навколишнього середовища).

Від конструктивного виконання, об'ємної продуктивності та термодинамічної ефективності компресорного агрегату безпосередньо залежать ключові техніко-економічні та експлуатаційні показники всієї холодильної машини. До них належать: сумарне енергоспоживання установки, коефіцієнт корисної дії (ККД), питома холодопродуктивність, а також надійність і тривалість безвідмовної роботи рефрижераторного комплексу в суворих морських умовах.

За конструктивною ознакою компресори поділяються на поршневі, ротаційні (гвинтові, пластинчасті, із поршнем, що котиться, та роторні), лопатні (радіальні, осьові та вихрові). Лопатні компресори належать до групи компресорів динамічної дії, а решта - до компресорів статичної (об'ємної) дії.

Поршневі компресори, у свою чергу, поділяються на: крейцкопфні та безкрейцкопфні, простої та подвійної дії, пряموструминні та непрямоструминні, блок-картерні та блок-циліндрові, одно-, двох-, та багатоциліндрові, із горизонтальним, вертикальним V-подібним, W -подібним, віялоподібним та зіркоподібним розташуванням циліндрів, із водяним та повітряним охолодженням, із примусовою та вільною системами змащування.

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.03	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		44

До холодильних компресорів ставляться високі вимоги, які витікають з умов їх роботи, а також із їх ролі у складі холодильної машини: висока надійність, енергетична ефективність у широкому діапазоні зміни параметрів робочої речовини, можливість повної автоматизації, високий ступінь герметизації, технологічність конструкції та уніфікація окремих вузлів, мала матеріаломісткість, низький рівень шуму та ін.

До суднових холодильних компресорів, які працюють у специфічних морських умовах, висувається низька додаткових вимог:

- надійність роботи у разі хитавиці, нахилу та вібрації корпусу судна;
- застосування легких сплавів, використання протекторів для захисту від корозії та обладнання для надійного подавання мастила і рідкого холодильного агента в умовах нахилу та хитавиці;
- застосування спеціального суднового агрегування компресорів, апаратів, насосів, пультів керування;
- суднова холодильна машина повинна складатися з декількох (не менше двох) компресорів, з'єднаних між собою системою трубопроводів таким чином, щоб установка мала можливість працювати у разі будь-якого поєднання компресорів та апаратів.

Поршневі компресорні агрегати належать до найбільш капіталомістких та технологічно освоєних типів гідромеханічного обладнання суднових холодильних установок. Тривалий період модернізації їхніх конструктивних вузлів, удосконалення методів прецизійної обробки спряжених поверхонь тренування, а також упровадження високоміцних конструкційних матеріалів і сплавів дозволили мінімізувати питомі показники зносу рухомих деталей. Внаслідок глибокої конструктивної оптимізації сучасні напівгерметичні та відкриті поршневі компресори характеризуються високим експлуатаційним ресурсом і тривалим міжремонтним періодом. За умов забезпечення нормативних режимів мащення та охолодження, розрахунковий фізичний знос основних механічних елементів (кривошипно-шатунного механізму та

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.03	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		45

циліндропоршневої групи) настає пізніше, ніж економічно обґрунтовані терміни модернізації рефрижераторного комплексу, обумовлені швидким впровадженням більш енергоефективних та екологічно безпечних технологій штучного холоду. [2].

Адіабатична потужність компресора, кВт

$$N_{ад} = G_0 \cdot l = 1,43 \cdot 53,7 = 108$$

Об'єм, що описує поршень компресора, м³/с

$$V_h = V_0 / \lambda = 0,06 / 0,65 = 0,09$$

λ – коефіцієнт подачі визначається згідно до P_k/P_0

Визначимо індикаторну потужність компресора, кВт

$$N_i = N_{ад} / \eta_i = 95 / 0,8 = 135$$

Ефективна потужність компресора, кВт

$$N_e = N_{ад} / \eta_e = N_i / \eta_m = 135 / 0,91 = 150$$

Згідно з V_h підбираємо компресор три безсальникових компресора ПБ110 з об'ємом , що описує поршень $V_h = 0,089$ м³/с розмірами 595x370x455 мм та вагою 230 кг.

Як еквівалентна альтернатива може бути використані три компресори Bitzer 6FE-44Y-40P виробництва Німеччини. Розрахунок проводився згідно програмного забезпечення фірми виробника Bitzer Software online 2024.

Холодильний компресор було підібрано з урахуванням холодопродуктивності в режимі зберігання, оскільки ці теплоприпливи є постійними під час експлуатації, а режим холодильної обробки триває близько доби. Для ПКХМ було обрано поршневий напівгерметичний компресор фірми Bitzer 6FE-44Y-40P.

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.03	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		46

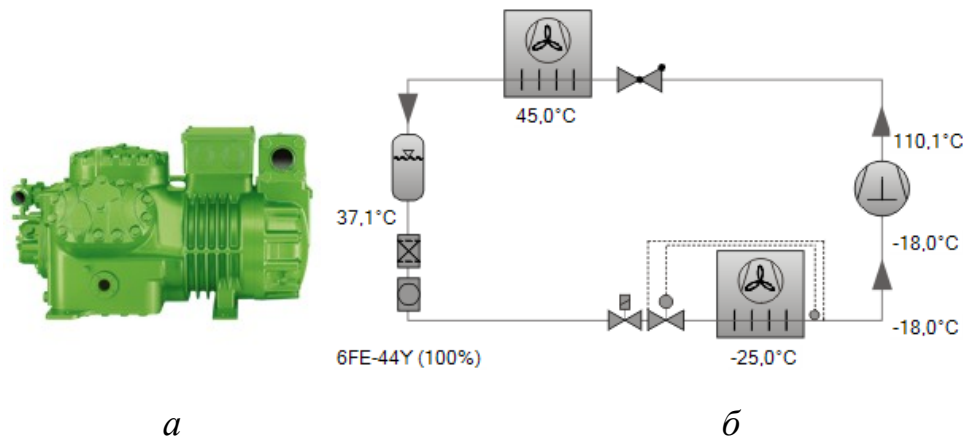


Рис.3.7 Компресор Bitzer 6FE-44Y-40P

а – зовнішній вид компресора; б – схема підключення обладнання з температурою холодильного агенту в характерних точках;

Таблиця 3.3 Характеристики Bitzer 6FE-44Y-40P при номінальному режиму.

Компресор	6FE-44Y-40P	
Ступені регулювання продуктивності	100%	
Холодопродуктивність	29,4	кВт
Холодопродуктивність випарника	29,4	кВт
Потребл. потужність	19,8	кВт
Струм (400V)	41,9	А
напруги харчування	380-420V	
продуктивність конденсатора	49,2	кВт
COP / ККД	1,48	
Масов. витрата	724	кг/год
режим експлуатації	Стандарт	
Температура нагнітання без охолодження	110,1	°C

Як видно з рис 3.8 для даного компресору необхідне додаткове охолодження голівок циліндрів за допомогою вентиляторів.

Підбір повітроохолоджувача

Повітроохолоджувач – це випарник з примусовим рухом повітря через ребристу поверхню. Рух повітря здійснюється примусово вентилятором з

приводом від електродвигуна. Повітроохолоджувач і більш компактні і легкі ніж випарники з природною циркуляцією повітря.

Повітроохолоджувачі знаходять застосування в торговому холодильному устаткуванні, стаціонарних та транспортних холодильних камерах, в обладнанні для охолодження і заморожування харчових продуктів.

Повітроохолодники менш економічні порівняно із настінними батареями безпосереднього охолодження, оскільки на привід вентиляторів витрачається додаткова енергія, яка до того ж цілком іде на нагрівання повітря, тобто на цей же розмір зростає необхідна холодопродуктивність холодильної машини, яка складає значну частку від номінальної. Однак повітроохолодники більш компактні, та менш металомісткі, ніж настінні батареї. З урахуванням тепла конденсації вологи на поверхні повітроохолодника і подальшої її кристалізації (за відємних температур) коефіцієнт зовнішньої тепловіддачі може зрости у 2...3 рази, що спричинить зростання густини теплового потоку до 140 Вт/м².

$$F_{\text{ПО}} = \frac{Q_0 \eta_{\text{ПО}}}{k_{\text{ПО}} \theta_{\text{ПО}}},$$

де Q_0 – холодопродуктивність повітроохолоджувача, Вт; $k_{\text{ПО}}$ – коефіцієнт теплопередачі ПО, Вт/(м²·К), для хладонових ПО з трубками, які мають ребра при коефіцієнті ребрення $\beta = 10...15 - k_{\text{ПО}} = 17,5...23,3$ Вт/(м²·К); $\theta_{\text{ПО}}$ – середня різниця температур між циркулюючим повітрям та холодоагентом, що кипить; $\eta_{\text{ПО}}$ – коефіцієнт запасу поверхні, який приймають рівним 1,05...1,10. Середній температурний напір для ПО безпосереднього охолодження, °С, де $t_{\text{п1}}$, $t_{\text{п2}}$ – відповідно, температура повітря на вході та на виході з ПО, °С; t_0 – температура кипіння холодоагенту, °С.

$$t_{\text{п1}} = t_{\text{ПР}} + 2 = -18 + 2 = -16^{\circ}\text{C};$$

$$t_{\text{п2}} = t_{\text{ПР}} - 2 = -18 - 2 = -20^{\circ}\text{C};$$

$$t_0 = -25^{\circ}\text{C};$$

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.03	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		48

отже:

$$\theta_{\text{ПО}} = \frac{t_{\text{п1}} - t_{\text{п2}}}{\ln \frac{t_{\text{п1}} - t_0}{t_{\text{п2}} - t_0}} = \frac{-15 - (-25)}{\ln \frac{-15 - (-25)}{-22 - (-25)}} = 7,2^\circ\text{C},$$

звідки:

$$F_{\text{ПО}} = \frac{150000 \cdot 1,05}{20 \cdot 7,2} = 750 \text{ м}^3$$

Кількість ПО приймаємо $n=4$;

$$F_{\text{ПО}} = F_{\text{ПОсум}}/n = 460/4 \approx 150 \text{ м}^2;$$

Обираємо ПО марки ВОВВ-160Б з поверхнею теплообміну 150 м^2 ,
кількість електроventиляторів $n_{\text{ев}}=4$;

Сумарна подача електроventиляторів:

Витрата повітря через ПО, $\text{м}^3/\text{с}$,

$$V_{\text{ПО}} = \frac{10^{-3} Q_0}{\rho_{\text{п}} \cdot (I_{\text{п1}} - I_{\text{п2}})},$$

де $I_{\text{п1}}$ і $I_{\text{п2}}$ – ентальпія повітря на вході і виході з ПО, кДж/кг ; $\rho_{\text{п}}$ – густина повітря, кг/м^3 , при середній температурі, яка дорівнює $0,5(t_{\text{п1}} + t_{\text{п2}})$.

$$V_{\text{ПО}} = \frac{150}{1,39 \cdot (-15 + 22)} = 24 \text{ м}^3 / \text{с};$$

$$V_{\text{ПО}} = \frac{140}{1,39 \cdot (-16,2 + 20,9)} = 22,38 \text{ м}^3 / \text{с};$$

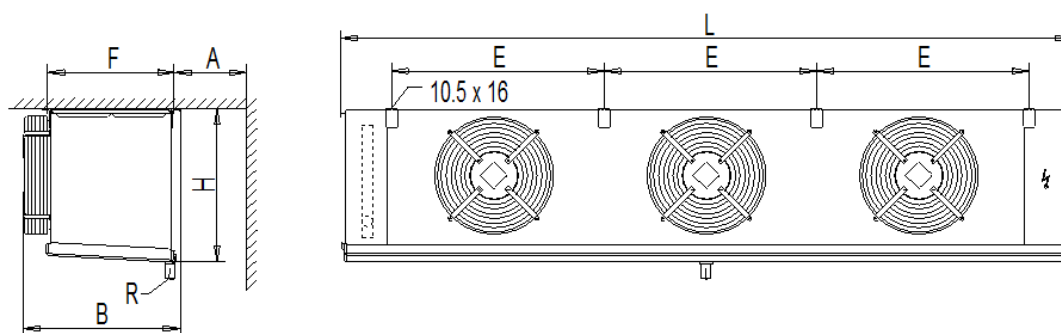
Продуктивність 1 електроventилятора:

$$V_{\text{ев}}^1 = V_{\text{ПО}}/(n_{\text{ПО}} \cdot n_{\text{ев}}) = 22,38/(5 \cdot 4) = 1,2 \text{ м}^3/\text{с} = 4300 \text{ м}^3/\text{Год};$$

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.03	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Підбираємо осьовий електровентилятор QuickAir WO-B 500 В об'ємною подачею повітря 4300 м³/год, потужність електродвигуна 0,300 кВт.

Для охолодження трюмного повітря було вибрано повітроохолоджувач з безпосереднім охолодженням та примусовою конвекцією повітря Guntner S-GHF 045.1C з площею поверхні 150 м², кроком оребріння 5мм. Для забезпечення режиму охолодження необхідно 5 таких повітроохолоджувачів.



File: EMF\GHF3_4550_SI.EMF

L =	3033 mm	B =	688 mm	H =	647 mm
E =	890 mm	F =	544 mm	A =	500 mm
R =	G1?				

Рис 13.11 Схема Guntner S-GHF 045.1C

Трубопровід

Розрахунок діаметру всмоктувального трубопроводу:

$$d_1 = 113 \sqrt{\frac{G V_1}{W_i}}$$

де d_1 – діаметр і-го трубопроводу;

G_i – розрахунок робочої речовини у ХМ;

V_1 – питомий об'єм холодоагенту;

W_i – на всмоктуванні у компресор 8...12, на нагнітанні 10...18, рідинний 0,5...1,3

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.03	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$d_1 = 1,13 \sqrt{\frac{G_1 V_1}{10}} = 1,13 \sqrt{\frac{1,07 * 0,01}{10}} = 37_{мм}$$

Обираємо трубу з діаметром 40 мм і товщиною стінки 1,5 мм.

Трубопровід нагнітання:

$$d = 1,13 \sqrt{\frac{1,07 * 0,01}{14}} = 31_{мм}$$

Обираємо трубу з діаметром 32мм і товщиною стінки 1,5 мм.

Рідинний трубопровід:

$$d = 1,13 \sqrt{\frac{1,07 * 0,09}{0,7}} = 25_{мм}$$

Обираємо сталеву безшовну трубу 25х1.

Розводка трубопроводу верхня. При верхній розводці трубопроводи кріпляться до переборок. Така розводка зустрічається частіше, тому при ній труби більш доступні для огляду і періодичного ремонту. На трубопроводах встановлені запірні прохідні клапани, запобіжні клапани і клапани регулюючі.

Масловіддільники

Масловіддільники інтегруються в систему послідовно і монтуються на магістралі між вихідним патрубком компресора та вхідним колектором конденсатора. Основним критерієм для технічного підбору конкретної моделі масловіддільника за каталогами виробників є відповідність його приєднувального розміру номінальному діаметру нагнітального патрубка компресорного агрегату, а також забезпечення оптимальної швидкості проходження пари для ефективного гравітаційного або відцентрового осадження крапель мастила.

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.03	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		51

Для $d_{\text{зовн}} = 0,040$ м обираємо масловіддільник GVN OS-3/4, ємністю 0,9 м³.

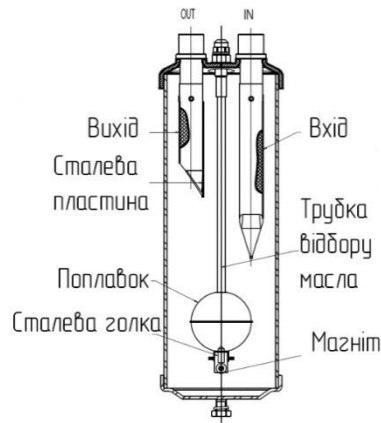


Рис 3.11. Будова масловідділювача GVN

Фільтри-осушувачі:

Фільтри є невід'ємними компонентами гідравлічних контурів усіх типів холодильних машин, забезпечуючи захист робочих органів від механічних пошкоджень та засмічень. Парові фільтри інтегрують безпосередньо у всмоктувальні магістралі компресорних агрегатів для запобігання потраплянню в циліндри або ротори технологічних забруднень: окалини, продуктів корозії (іржі) та інших механічних домішок.

Рідинні фільтри монтують на лініях високого тиску безпосередньо перед терморегулювальними вентилями та іншою дросельною арматурою, що дозволяє захистити прецизійні вузли приладів автоматичного регулювання від заклинювання та забивання.

Для тонкої очистки рідкого фреону перед вузлами автоматики використовують спеціальні тканинні фільтрувальні матеріали (азбестові, фетрові, фільтроміткаль) або патронні елементи, що виконані у вигляді стаканів із високопористої кераміки. Розрахункова площа поверхні фільтрації визначається у широких межах і залежить від фізико-хімічного стану середовища та його допустимих швидкостей. Для парових сітчастих фільтрів рекомендована швидкість потоку становить 1,0...1,5 м/с, для

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.03	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		52

рідинних сітчастих пристроїв вона обмежується діапазоном 0,07 ...0,1 м/с, а для рідинних тканинних елементів знижується до 0,03...0,05 м/с. Гідравлічний опір чистих (незабруднених) сітчастих пристроїв є мінімальним і не перевищує 3...5 Па, що майже не впливає на загальну ефективність циклу. Конструктивне виконання сучасних фільтрів дозволяє здійснювати ревізію, очищення або повну заміну їхніх фільтрувальних елементів без розгерметизації та демонтажу основних трубопровідних комунікацій.

Для $d_{\text{вн}} = 25\text{мм}$ обираємо ФС марки RSPF-489-T.

Підбір ТРВ

Терморегулюючий вентиль (ТРВ) - це точний прилад, який регулює подачу холодоагенту у випарник в залежності від інтенсивності кипіння холодоагенту у випарнику.

При виборі оптимального ТРВ для конкретної холодильної установки, необхідно враховувати температуру випаровування, а також повні втрати в ТРВ. Вони рівні різниці тиску конденсації і випаровування за винятком втрат:

тиску на розподільних патрубках і самому розподільнику;

тиску в рідинному трубопроводі;

тиску на різних елементах в рідинному трубопроводі (осушувачі, електроклапанів, вентилів, оглядовому вікні та ін.).

Існують теплорегулюючі вентилі з зовнішнім і внутрішнім вирівнюванням. Для зменшення тиску в випарнику в першому випадку додають зовнішню трубку, яка пов'язана з виходом з випарника. ТРВ із зовнішнім вирівнюванням відрізняється трубою, призначеної для передачі тиску холодоагенту. Вона змінює тиск в випарнику і подає його до мембрани з боку пружини. Виходить, що він підтримує баланс між силою пружини - тиску на виході з випарника - і в термобалоні.

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.03	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		53

Терморегулюючі вентилі з внутрішнім вирівнюванням використовуються в торгових і промислових системах. Вони підходять до будь-якого холодоагенту і мають високу продуктивність. Дія ТРВ базується на підтримці перегріву в випарнику - він дозволяє йому заповнити випарник необхідною кількістю рідкого холодоагенту незалежно від наявної навантаження. Також немає небезпеки, що рідина може потрапити в компресор або всмоктуючий трубопровід. В результаті забезпечується максимально ефективне застосування поверхні випарника. Даний вид ТРВ підходить для систем з часто змінними навантаженнями.

Враховуючи всі фактори було вибрано ТРВ виробництва компанії Danfoss TGE-10 12,5 R407C з зовнішнім вирівнюванням. Що працює діапазоні температур кипіння $T_0 = -30 \dots 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

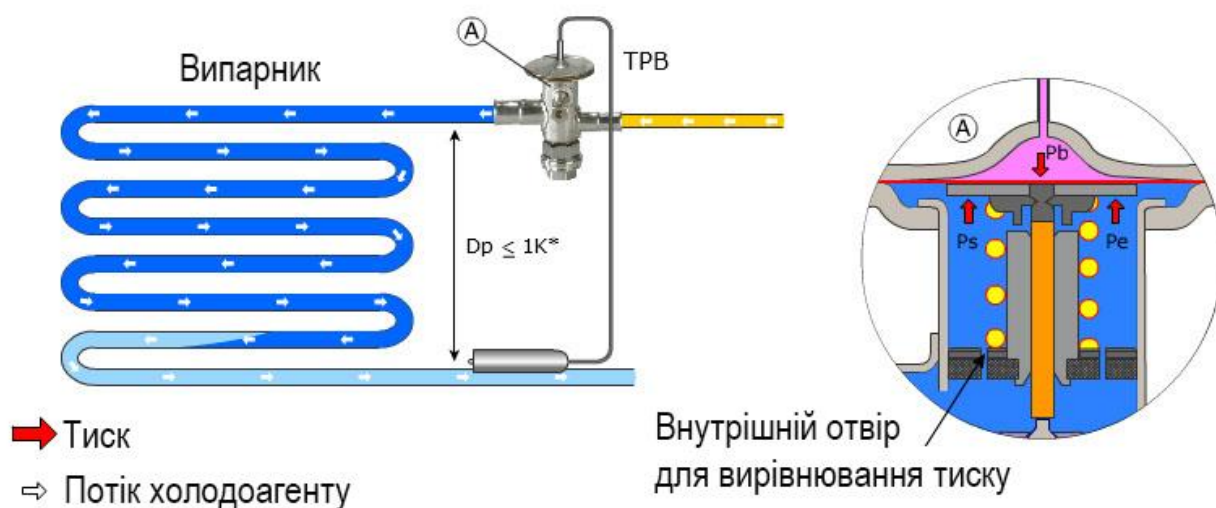


Рис. 3.12. Схема встановлення механічного ТРВ Danfoss TGE-10

3.3. Висновки за розділом 3.

У розділі 3 виконано комплексний теплотехнічний розрахунок робочого циклу одноступеневої парокомпресорної суднової холодильної установки, що функціонує на базі холодоагенту R407C. Графічну побудову термодинамічного процесу реалізовано в діаграмі стану $p-i$, за результатами

якої визначено точні параметри робочого тіла в усіх характерних вузлових точках контуру. На підставі отриманих даних здійснено інженерний підбір та розрахунок основного й допоміжного обладнання СХУ: напівгерметичного поршневого компресора, випарника-повітроохолоджувача з примусовою циркуляцією повітря, масловідділювача, також визначено оптимальні внутрішні діаметри трубопроводів та укомплектовано лінійну автоматику системи.

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.03	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					<i>КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.04</i>		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<i>Розділ 4</i>		
Студент		<i>Рогачко К.М.</i>					
Керівник		<i>Грич А.В.</i>					
Консульт.							
Зав.каф.		<i>Кобалава Г.О.</i>			<i>ХННІ НУК</i> 56		

РОЗДІЛ 4. КОНСТРУКТИВНИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИКА

4.1. Основні характеристики повітроохолоджувачів.

У сучасних суднових холодильних установках найширшого впровадження набули горизонтальні кожухотрубні конденсатори. Конструктивно такий апарат складається із циліндричного сталевих кожуха, до торцевих частин якого приварені міцні трубні решітки. У цих решітках за допомогою розвальцьовування або зварювання герметично закріплені теплообмінні трубки діаметром від 1 до 2 дюймів (25 ... 50 мм). З торців трубні решітки закриваються знімними кришками з внутрішніми розділовими перегородками. Ці перегородки забезпечують багаторазову зміну напрямку руху охолоджувальної заборотної води по трубному простору, що дозволяє оптимізувати швидкість потоку та інтенсифікувати теплообмін (зазвичай кількість ходів води у суднових апаратах становить від 2 до 12).

В одній із торцевих кришок виконані фланцеві патрубки для підведення та відведення проточної води, а також інтегровані вентилі для повітровідведення та повного зливання рідини з контуру під час ремонтних чи докових робіт.

На верхній твірній кожуха конденсатора передбачено вхідний штуцер для подачі перегрітої пари холодоагенту з компресора, а також арматурні вузли для підключення манометра, запобіжного клапана, вентиля для випуску пароповітряної суміші та штуцера вирівнювальної магістралі, що з'єднує конденсатор із лінійним ресивером. У нижній частині корпусу облаштовано маслозбірник (грязьовик) із запірними вентилями для дренажу вловленого компресорного мастила та випуску зрідженого холодоагенту, а також змонтовано пристрій візуального контролю — індикатор (показчик) рівня рідкого фреону.

					<i>КРБ.142.4257cm3.02.05.ПЗ.04</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		57

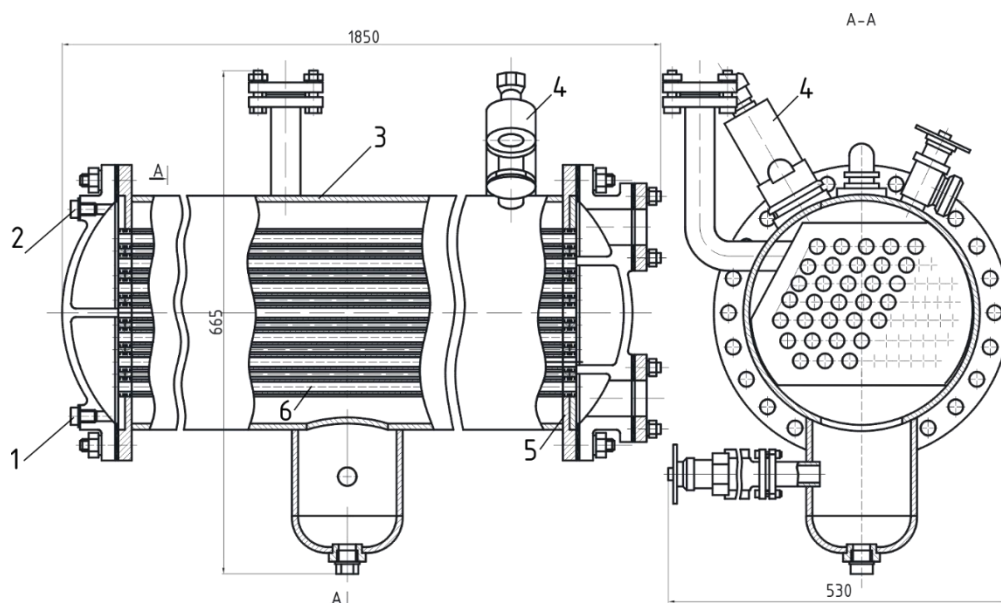


Рис.4.1. Горизонтальний кожухотрубний хладоновий конденсатор [12]:
1 – пробка для спуску води; 2 – пробка для випуску повітря; 3 – зварний кожух; 4 – клапан запобіжний; 5 – трубні дошки; 6 – трубки з накатними ребрами.

В теплообмінних апаратах морського виконання особлива увага приділяється захисту конструкційних елементів від агресивного впливу забортної води. З метою запобігання інтенсивній гальванічній корозії та ерозійному зносу, специфіка суднових кожухотрубних конденсаторів передбачає нанесення захисного плакованого шару (наплавлення тонкого шару міді або мідно-нікелевого сплаву) на робочі поверхні сталевих трубних решіток.

Аналогічному захисному обробленню підлягають внутрішні поверхні зварних сталевих кришок та їхні розподільні перегородки. Ці вузли зазнають підвищеного гідродинамічного впливу і схильні до кавітаційного та ударно-ерозійного руйнування внаслідок турбулізації високошвидкісного потоку морської води під час зміни напрямку ходів в апараті. Додатково для пасивного протикорозійного захисту у водяних порожнинах кришок конденсатора встановлюють змінні протектори (зазвичай цинкові або залізо-алюмінієві), які є анодами і руйнуються замість основного металу корпусу.

					КРБ.142.4257cm3.02.05.ПЗ.04	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		58

4.2. Розрахунок та підбір повітроохолоджувача.

Обираємо конденсатор з водяним охолодженням. Рух води всередині труб забезпечується насосом.

Визначаємо теплове навантаження на конденсатор за формулою:

$$Q_K = Q_0 + N_e \cdot k, \text{ кВт}$$

де Q_0 – холодопродуктивність компресору, кВт;

N_e – електрична потужність компресору на розрахунковому режимі, кВт;

k – коеф., якій враховує втрати тепла до навколишнього середовища.

Для герметичних суднових компресорів $k = 0,85$.

$$Q_K = 140 + 77 \cdot 0,85 = 205 \text{ кВт}$$

Для попереднього компонування конденсатору необхідно оцінити площу поверхні теплообміну по внутрішній поверхні трубок:

$$F_K = \frac{Q_K \cdot 10^3}{k_{BH} \cdot \theta} \cdot \eta_K, \text{ м}^2$$

$Q_K = 205$ кВт – теплове навантаження на конденсатор;

k_{BH} – коефіцієнт теплопередачі $k_{BH} = 1100 \dots 1800 \text{ Вт/м}^2\text{К}$;

η_K – коефіцієнт запасу поверхні $\eta_K = 1,05 \dots 1,1$;

θ – повний температурний напір в конденсаторі, °С

$$\theta = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{2,3 \lg \frac{t_K - t_{w1}}{t_K - t_{w2}}},$$

де $t_{w1} = t_{3.B.} = 30^\circ\text{С}$ - температура води на вході до конденсатору;

$t_{w2} = t_{w1} + (2 \dots 4)^\circ\text{С} = 30 + 5 = 34^\circ\text{С}$ – температура води на виході з конденсатору;

$t_K = 45^\circ\text{С}$ – температура конденсації.

$$\theta = \frac{34 - 30}{2,3 \lg \left(\frac{45 - 30}{45 - 34} \right)} = 12,89 \text{ К}$$

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.04	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$F_k = \frac{270 \cdot 10^3}{1300 \cdot 12,89} \cdot 1,05 = 15,72 \text{ м}^2$$

Як прототип приймаємо фреоновий кожухотрубний конденсатор КТР-25 $F_{кн.} = 30 \text{ м}^2$.

Для суднових фреонових конденсаторів рекомендується мідна трубка з накатним оребренням, яка має наступні характеристики:

- зовнішній діаметр ребер $D_p = 16,6 \text{ мм};$
- діаметр трубки в просвітах $d_3 = 14,2 \text{ мм};$
- внутрішній діаметр трубки $d_{вн} = 12,6 \text{ мм};$
- крок ребер $S_p = 1,18 \text{ мм};$
- товщина ребер у торця $\delta_T = 0,65 \text{ мм};$
- товщина ребер у основи $\delta_{осн} = 0,8 \text{ мм};$
- ступень оребрення $\beta = 3,3.$
- крок трубок в пучці по горизонталі $S_1 = 22 \text{ мм}$

Витрата води через конденсатор:

$$G_w = Q_k / c_w(t_{w2} - t_{w1}) = 275 / (4,19 \cdot (34 - 30)) = 15,14 \text{ кг/с};$$

де $c_w = 4,19 \text{ кДж/кг} \cdot ^\circ\text{С}$ – теплоємність морської води.

Число трубок в одному ході:

Орієнтовно визначаємо загальну довжину трубок.

$$L_p = \frac{F_k \cdot 10^3}{\pi \cdot d_{вн}} = \frac{16 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 12,6} = 444 \text{ м}$$

За значенням F_k орієнтовно обираємо довжину одної трубки $l_{тр} = 2 \text{ м}.$

Приймаємо $L_{мп} = 555 \text{ м}$, тому загальна кількість трубок в конденсаторі:

$$n_{мп} = \frac{L_{мп}}{l_{мп}} = \frac{444}{2} = 222 \text{ шт.}$$

Кількість ходів води $-z = 2.$

Кількість трубок в одному ході:

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.04	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		60

$$n_X = \frac{n_{mp}}{z} = \frac{222}{2} = 111 \text{ шт.}$$

Дійсний тепловий потік в конденсаторі визначається за умов рівності теплових потоків від холодоагенту до стінки та від стінки до води, тобто при перетинанні кривих $q_a = f(t_{ct})$ та $q_w = \psi(t_{ct})$.

Чисельні значення цих функцій розраховуються з шагом $0,1^\circ\text{C}$ в діапазоні $t_k = t_{wcp}$, приймаючи в першому наближенні $t_{cp} = 0,5 \cdot (t_k + t_{wcp})$;

$$t_{wcp} = 0,5 \cdot (t_{w1} + t_{w2}) = 0,5 \cdot (30 + 34) = 32^\circ\text{C};$$

$$t_{cp} = 0,5 \cdot (45 + 32) = 38,5^\circ\text{C}.$$

Для випадку конденсації на пучці оребрених горизонтальних труб питомий тепловий потік з боку холодоагенту розраховують за формулою [1]:

$$q_a = 0,43b \cdot \Delta i_k^{0,25} \cdot d_3^{-0,25} \cdot \beta \cdot \psi_a \cdot n_p^{-0,167} \cdot (t_k - t_{cm})^{0,75}$$

Значення коефіцієнту $b = \sqrt[4]{\frac{v^2 \cdot \lambda^3}{\mu}} \approx 1200$, визначають за середньою температурою

плівки конденсату $t_{\Pi} = 0,5 \cdot (t_k + t_{ct}) = 37,85^\circ\text{C}$.

Коефіцієнт $\psi_a = 1,3(F_B/F_3) \cdot (d_H/n_p)^{0,25} + (F_{\Gamma}/F_H)$,

Де $F_{\Gamma} = \pi \cdot d_3(1 - \delta_{\text{осн}}/S_p) + \pi \cdot D_p \cdot \delta_{\Gamma} \cdot \delta_{\text{осн}}/S_p = 3,14 \cdot 14,2(1 - 0,8/1,18) + 3,14 \cdot 16,6 \cdot 0,65 \cdot 0,8/1,18 = 40,3 \text{ мм}^2$

$$F_B = \pi \cdot (D_p^2 - d_{\text{вн}}^2) / (2 S_p) = 98,4 \text{ мм}^2$$

$$F_H = F_B + F_{\Gamma} = 98,4 + 37,35 = 135,75 \text{ мм}^2$$

$$h'_p = \pi/4 \cdot ((D_p^2 - d_3^2)/D_p) = 3,14/4 \cdot ((16,6^2 - 14,2^2)/16,6) = 3,5$$

$$\psi_a = 1,3 \cdot (98,4/135,75) \cdot (14,2/3,5)^{0,25} + (37,35/135,75) = 1,6$$

$$\Delta i_k^{0,25} = 205^{0,25} = 3,765$$

$$d_3^{-0,25} = (14,2 \cdot 10^{-3})^{-0,25} = 2,897$$

Тепловий потік до води:

$$q_w = (1430 + 22,1 t_{wcp}) \cdot (W_w^{0,8}/d_{\text{вн}}^{0,2}) \cdot (t_{ct} - t_{wcp}),$$

де $W_w = 1,3 \text{ м/с}$ – швидкість води.

Розрахунок значень q_a та q_w зведений до табл. 4.1.

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.04	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		61

На рис.4.3 показані графіки залежностей $q_a=f(t_{ст})$ та $q_w=f(t_{ст})$. Точка перетину цих графіків вказує на значення дійсного теплового потоку в конденсаторі $q=12500 \text{ Вт/м}^2$.

Табл. 4.1. Значення q_a та q_w в залежності від $t_{ст}$.

$t_{ст}, ^\circ\text{C}$	$q_a, \text{Вт/м}^2$	$q_w, \text{Вт/м}^2$
35	18707,69	5345,26
35,2	18426,37	5701,61
35,4	18143,61	6057,96
35,6	17859,37	6414,31
35,8	17573,62	6770,66
36	17286,30	7127,01
36,2	16997,39	7483,36
36,4	16706,83	7839,71
36,6	16414,58	8196,06
36,8	16120,58	8552,41
37	15824,78	8908,76
37,2	15527,13	9265,11
37,4	15227,56	9621,46
37,6	14926,02	9977,81
37,8	14622,43	10334,16
38	14316,73	10690,51
38,2	14008,83	11046,86
38,4	13698,66	11403,21
38,6	13386,14	11759,56
38,8	13071,16	12115,91
39	12753,63	12472,26
39,2	12433,44	12828,61
39,4	12110,48	13184,96
39,6	11784,62	13541,31
39,8	11455,73	13897,66

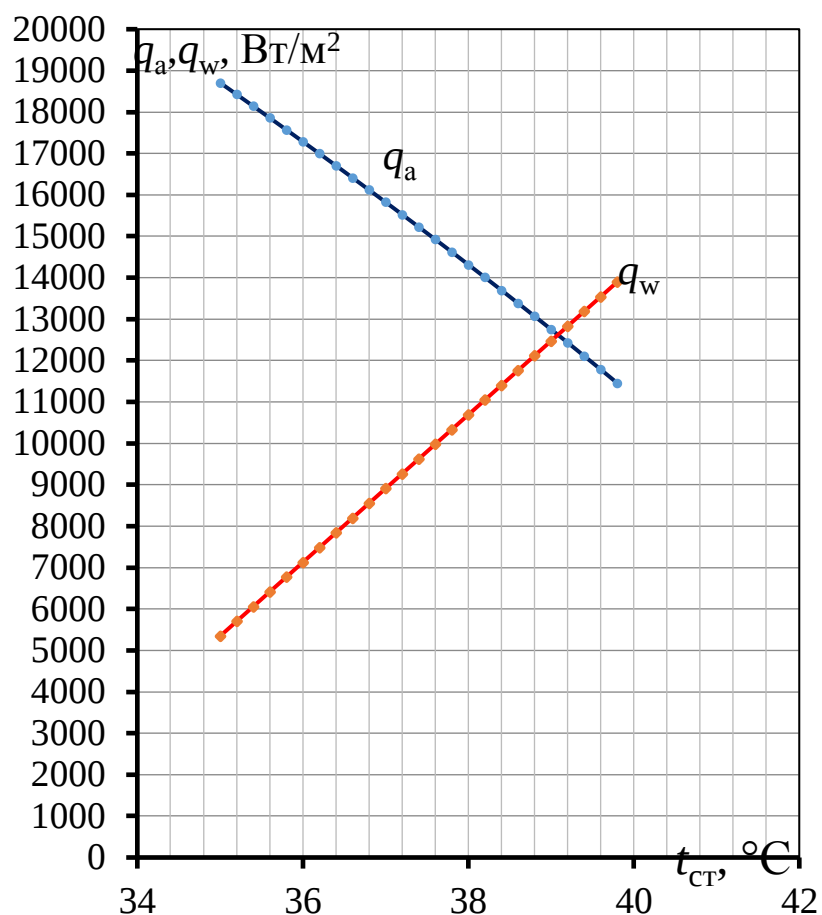


Рис. 4.3. Графік встановлення теплового потоку графічним методом

Потрібна, поверхня конденсатора.

$$F_{\kappa} = \frac{Q_{\kappa} \cdot 10^3}{q} \cdot \eta_{\kappa}', \text{ де}$$

η_{κ}' – коефіцієнт запасу поверхні (на забруднення, заглушення частини трубок) $\eta_{\kappa}' = 1,2$.

$$F_{\kappa} = \frac{270 \cdot 10^3}{12500} \cdot 1,2 = 24,19 \text{ м}^2$$

Загальна довжина трубок:

$$L_p = \frac{24 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 12,6} = 600 \text{ м, приймаємо } L_p = 600 \text{ м}$$

Загальна кількість трубок в конденсаторі:

$$n = 600 / 2 = 300 \text{ шт.}$$

Витрата води через конденсатор:

$$G_w = \frac{Q_k}{c_w \cdot (t_{w2} - t_{w1})} = \frac{270}{4,19 \cdot (35 - 30)} = 15,035 \text{ кг/с}$$

Уточнюємо швидкість води у трубках:

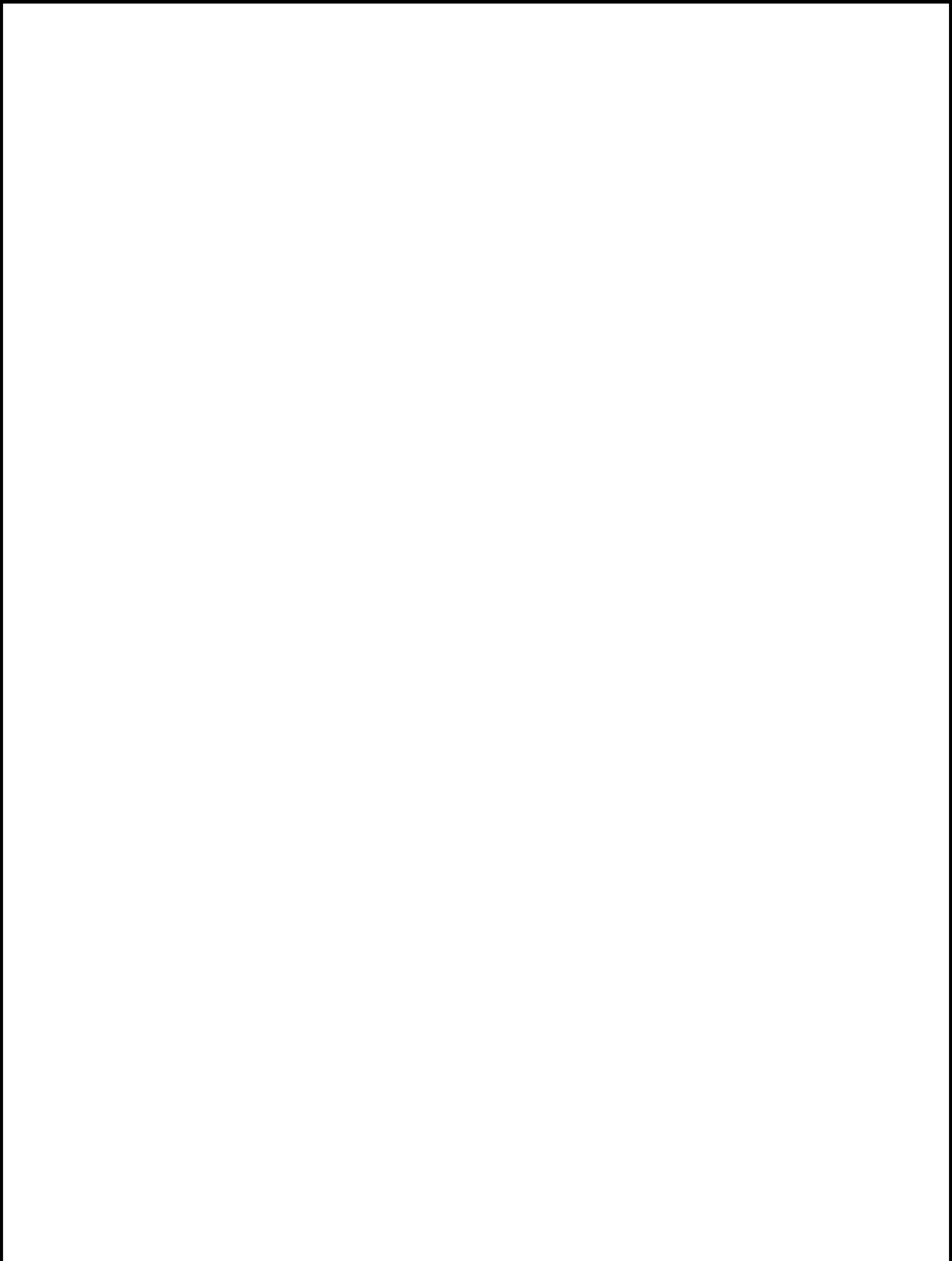
$$W_w = \frac{4G_w}{n_x \cdot \gamma_w \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}} = \frac{4 \cdot 15,34}{1150 \cdot 1020 \cdot 3,14 \cdot (12,6 \cdot 10^{-3})^2} = 0,85 \text{ м/с}$$

Отже виходячи з зовнішньої площі обираємо фреоновий кожухотрубний конденсатор КТР-25 $F_{\text{кн.}} = 30 \text{ м}^2$. Як еквівалентна альтернатива даному конденсатору може бути кожухотрубний конденсатор фірми Bitzer K2923 виробництва Євросоюзу. Розрахунок проводився згідно програмного забезпечення фірми виробника Bitzer Software online 2024.

4.3 Висновки по розділу 4

У розділі 4 представлено конструктивний теплотехнічний розрахунок судового горизонтального кожухотрубного конденсатора хладонової холодильної установки. На підставі виконаних розрахунків визначено оптимальну площу теплообмінної поверхні апарата, геометричні розміри трубного пучка та необхідну кількість теплообмінних трубок, що забезпечують повну конденсацію робочого тіла R407C за максимальних літніх температур заборотної води.

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.04	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		64



					<i>КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.05</i>			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент		<i>Рогачко К.М.</i>			<i>Розділ 5</i>			
Керівник		<i>Грич А.В.</i>						
Консульт.								
Зав.каф.		<i>Кобалава Г.О.</i>						
						Літ.	Арк.	Аркушів
						<i>ХННІ НУК</i>		
						65		

РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ

5.1. Аналіз небезпек в машинному відділенні на рефрижераторних суднах.

Формування безпечних умов діяльності суднового персоналу базується на комплексному впровадженні правових норм, інженерно-технічних рішень, санітарно-епідеміологічних стандартів та організаційних методів, спрямованих на абсолютне нівелювання професійних ризиків. Створення такого середовища дозволяє не лише повністю захистити психофізичне здоров'я та функціональну спроможність фахівців під час виконання службових обов'язків, а й підтримати високий рівень їхньої працездатності. При цьому ключовий вектор інженерії безпеки спрямований на максимальне зниження коефіцієнта ймовірності виникнення виробничих травм чи професійних патологій, що досягається паралельно з оптимізацією ергономічних параметрів робочих місць для досягнення найвищої ефективності праці.

Особливу специфіку в контексті суднової безпеки має рефрижераторне відділення машинного відділення (РВМ). Для механіків та мотористів, які задіяні у безпосередньому обслуговуванні систем хладонового контуру, критично важливим є досконале володіння профільними інженерними знаннями та беззаперечне виконання регламентів експлуатаційної безпеки. Специфічні властивості фреону R407C вимагають від екіпажу суворого дотримання інструкцій з техніки безпеки для запобігання аварійним ситуаціям на борту.

У процесі експлуатації та сервісного обслуговування суднової холодильної установки персонал рефрижераторного відділення машинного відділення (РВМ) піддається комплексному впливу специфічних чинників робочого середовища. Згідно з нормативно-правовими актами про охорону праці, ці чинники поділяють на дві основні категорії: шкідливі виробничі

					<i>КРБ.142.4257cm3.02.05.ПЗ.05</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		66

фактори, тривалий вплив яких призводить до розвитку професійних захворювань або зниження загальної працездатності екіпажу, та небезпечні виробничі фактори, що за певних умов викликають раптові травми, каліцтва або різке погіршення стану здоров'я. Залежно від природи виникнення, усі потенційні загрози класифікують на фізичні, хімічні, біологічні та психофізіологічні.

Окрему високу небезпеку для життя суднових спеціалістів становлять електричні та хімічні чинники. Специфіка РВМ передбачає насиченість енергоємним обладнанням, що створює ризик ураження електричним струмом у разі виникнення критичної напруги на металевих корпусах машин внаслідок пошкодження ізоляції або короткого замикання крізь тіло людини. Хімічна небезпека безпосередньо пов'язана із потенційною загазованістю робочої зони парою холодильного агенту R407C. У разі аварійної розгерметизації елементів суднової установки або провізійних комор, накопичення фреону в повітрі призводить до витіснення кисню, загрози задухи для персоналу, а за умов контакту газу з розпеченими поверхнями чи відкритим вогнем — до появи високотоксичних продуктів розпаду.

5.2. Витяг з правил техніки безпеки хладонових ХУ.

При проектуванні та експлуатації суднових холодильних установок (СХУ) критерій токсичності робочого тіла є одним із визначальних для забезпечення безпеки екіпажу в замкнених просторах судна. Відповідно до нормативної бази медико-санітарної безпеки, усі холодильні агенти за ступенем їхнього отруйного впливу на організм людини поділяють на шість основних класів небезпеки. В основу цієї класифікації покладено гранично допустиму об'ємну частку газу в повітрі робочої зони та критичний час експозиції, що викликає летальні наслідки або, навпаки, не становить загрози для здоров'я персоналу.

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.05	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		67

Для детального аналізу та порівняльної оцінки потенційних ризиків у разі виникнення аварійних витоків фреонів або інших агентів, диференціацію речовин за класами токсичності зведено у таблицю нижче[2].

- **клас 1** (SO_2) – Об'ємна частка від 0,5 до 1% смертельні протягом 5 хвилин;
- **клас 2** (NH_3) – Об'ємна частка від 0,5 до 1% смертельні протягом 1 години;
- **клас 3** (R20 , CCl_4). Об'ємна частка 2...2,5% смертельна у разі впливу протягом 60 хв.
- **клас 4** ($\text{C}_2\text{H}_2\text{Cl}_2$, $\text{C}_2\text{H}_3\text{Br}$, CH_2Cl_2). Об'ємна частка 2...2,5% нешкідлива до 2 год.
- **клас 5** (CO_2 , R11 , R113 , R22). Об'ємна частка 20% нешкідлива до 2 год.
- **клас 6** (R12 , R114). Об'ємна частка понад 20% не викликає шкідливого впливу впродовж двох годин. До того ж класу належать фреони з великим вмістом фтору або повністю фторизовані (R23 , R115 , R134 , R143 , R152).

З погляду суднової екології та охорони праці, озонобезпечна зеотропна суміш R407C , компоненти якої (R32 , R125 , R134a) належать до вищого (6-го) класу класифікації, забезпечує мінімальний рівень первинної токсичної загрози для обслуговуючого персоналу рефрижераторного відділення порівняно з класичними холодоагентами перших трьох груп. Проте, безпечність цього фреону гарантується лише за умов дотримання нормативного температурного режиму в приміщенні, оскільки у разі пожежі під дією високих температур відбувається його деструкція з утворенням небезпечних токсинів.

У разі порушення герметичності технологічного контуру суднової холодильної установки та виникнення аварійних ситуацій, пов'язаних із прямим ураженням персоналу холодоагентом, невідкладні дії екіпажу мають чітко відповідати затвердженим медико-санітарним інструкціям. Алгоритм надання першої домедичної допомоги диференціюється залежно від шляхів проникнення та характеру патологічного впливу робочої речовини на організм потерпілого.

					<i>КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.05</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		68

При гострому інгаляційному отруєнні парами хладону, викликаному загазованістю рефрижераторного відділення, першочерговою дією є негайна евакуація потерпілого із небезпечної зони на свіже повітря або в чисте, тепле приміщення з одночасним забезпеченням теплового комфорту (зігріванням). Для стабілізації дихальної функції необхідно організувати безперервну інгаляцію киснем за допомогою суднової кисневої подушки або стаціонарного дихального апарату тривалістю 30...40 хвилин. Як стимулювальні засоби допускається внутрішнє вживання гарячого міцного чаю або кави. У критичному випадку, за умови повної зупинки або різкого пригнічення природного дихання, виконується комплекс серцево-легеневої реанімації, включаючи штучну вентиляцію легень. Потерпілому обов'язково забезпечують стан повного фізичного та психологічного спокою до моменту прибуття медичного персоналу.

У разі аварійного викиду та потрапляння газоподібного або рідкого хладону в органи зору, очі слід негайно промити великою кількістю проточної води кімнатної температури. Після первинного очищення для захисту слизової оболонки ока рекомендується закапати кілька крапель стерильної вазелінової олії. Якщо явища гострого подразнення чи гіперемії кон'юнктиви не зникають, виконують повторне ретельне промивання слабким водним розчином борної кислоти або 2%-им ізотонічним розчином кухонної солі (хлориду натрію). Накладання будь-яких компресів чи щільних пов'язок на ділянку очей у цьому разі суворо заборонено.

При безпосередньому контакті з рідкою фазою хладону високого тиску, що супроводжується термічним обмороженням шкірних покривів, уражену ділянку тіла занурюють у воду кімнатної температури на 5...10 хвилин для відновлення локальної терморегуляції. Потім шкіру обережно осушують методом промокання за допомогою м'якого стерильного рушника, повністю виключаючи розтирання тканин для запобігання їхньому механічному руйнуванню. На пошкоджену поверхню накладають асептичну суху або

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.05	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		69

спеціалізовану гідрогелеву протиопікову пов'язку. Виниклі опікові пухирі (везикули) забороняється розтинати чи проколювати в суднових умовах задля уникнення вторинного інфікування рани. Незалежно від ступеня важкості травми та ефективності вжитих первинних заходів, судновий медичний працівник або лікар мають бути викликані негайно.

5.3. Розрахунок освітлення РМВ.

Оцінка та проектування систем освітлення суднових приміщень базується на комплексі кількісних та якісних світлотехнічних параметрів. До базових кількісних показників, що визначають ефективність світлового середовища, належать світловий потік, сила світла, освітленість робочих поверхонь та їхня яскравість. Залежно від джерела світлової енергії, під час експлуатації технологічних комплексів застосовують природне освітлення, що забезпечується прямим або розсіяним сонячним випромінюванням; штучне освітлення, яке реалізується за допомогою електричних світильників; а також суміщене (комбіноване) освітлення, за якого в денний час природний світловий потік, що є недостатнім за діючими стандартами, підсилюється роботою електричних ламп.

До систем штучного освітлення на судах висувається низка жорстких експлуатаційних та ергономічних вимог. Перш за все, рівень індукованої освітленості на кожному робочому місці має чітко відповідати характеру та точності зорової праці, яка, у свою чергу, детермінується розмірами об'єкта розрізнення, характеристиками фону та коефіцієнтом контрасту між ними. Світлотехнічна схема повинна гарантувати рівномірний розподіл яскравості в межах робочої зони та повністю виключати появу різких або глибоких динамічних тіней на технологічних поверхнях. У полі зору суднового спеціаліста має бути відсутня пряма або відбита блискість джерел світла, яка викликає засліплення та швидку втому органів зору. Окрім того, величина

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.05	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		70

світлового потоку та загальний рівень освітленості повинні характеризуватися високою стабільністю у часі, не допускаючи пульсацій, а спрямованість випромінювання має бути оптимальною для виконання конкретних операцій з обслуговування обладнання.

Усі конструктивні елементи суднових освітлювальних установок підбираються з урахуванням високої тривалості експлуатаційного ресурсу (довговічності) та належного класу захисту. Вони мають бути повністю електробезпечними у вологих умовах машинного відділення, а також мати вибухо- та пожежобезпечне виконання для запобігання ініціюванню аварійних ситуацій. Конкретні кількісні значення та норми штучного освітлення для всіх типів суднових просторів суворо регламентуються відповідно до чинних санітарних правил і норм штучного освітлення на суднах морського флоту (НАОП 5.1.11-3.01-81 / Санітарні норми № 2506-81).

Довжина $A = 16$ м, ширина $B = 11$ м, висота $H = 3,7$ 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 $\rho_{\pi} = 70\%$, стін $\rho_c = 50\%$, робочої поверхні $\rho_p = 10\%$. Напруга мережі 220 В.

Відстань від стелі до робочої поверхні

$$H_o = H - h_p = 3,7 - 1 = 2,7 \text{ м.}$$

Відстань від стелі до світильника

$$h_c = 0,2 H_o = 0,2 \cdot 2,7 = 0,54 \text{ м.}$$

Висота підвішування світильника над освітлюваною поверхнею

$$h = H_o - h_c = 2,7 - 0,54 = 2,16 \text{ м.}$$

Висота підвішування світильника над підлогою

$$H_{\pi} = h + h_p = 2,16 + 1 = 3,16 \text{ м.}$$

(величина, що знаходиться в межах норм). Для досягнення найбільшої рівномірності освітлення приймаємо відношення

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

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.05	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		71

Тоді відстань між центром світильників

$$L = 1,5h = 1,5 \cdot 2,16 = 3,24 \text{ м.}$$

Необхідна кількість світильників

$$N = \frac{S}{L^2} = \frac{16 \cdot 11}{3,24^2} = 12,1 = 12.$$

Приймаємо 22 світильників (2 ряди по 12 світильники).

Індекс приміщення

$$i = \frac{A \cdot B}{h(A+B)} = \frac{16 \cdot 11}{2,16 \cdot (16+11)} = 3,01.$$

При $i = 3$, $\rho_n = 70\%$, $\rho_c = 50\%$, $\rho_p = 10\%$ для світильника типу УПМ-15 коефіцієнт використання світлового потоку $\eta = 0,68$.

Світловий потік однієї лампи

$$\Phi = \frac{E_{\min} \cdot S \cdot K_3 \cdot Z}{N \cdot \eta} = \frac{100 \cdot 176 \cdot 1,3 \cdot 1,15}{12 \cdot 0,68} = 3040_{\text{лм}}$$

Де $K_3 = 1,3$;

$Z = 1,15$ для ламп розжарювання.

За знайденим світловим потоком вибираємо лампу потужністю 200 Вт, що має світловий потік 3200 лм, найбільш близький до розрахункового.

При цьому фактична освітленість

$$E_{\phi} = E_n \cdot \frac{\Phi_{\text{л}}}{\Phi_p} = 100 \cdot \frac{3200}{3040} = 105_{\text{лк}}.$$

Загальна потужність освітлюваної установки

$$P_3 = P_n \cdot N = 200 \cdot 12 = 2400 \text{ Вт} = 2,4 \text{ кВт}.$$

Для штучного освітлення приміщення провізійної холодильної комори 20x15x4,1 м. приймаємо два світильника типу УПМ-15 з урахування того, що кожен світильник містить лампу Г125-135-200 потужністю 200 Вт.

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.05	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		72

5.4. Висновки за розділом 5.

У даному розділі проведено комплексний аналіз потенційно небезпечних та шкідливих виробничих факторів, що виникають під час експлуатації та сервісного обслуговування суднових провізійних холодильних комор. На основі ідентифікованих ризиків розроблено організаційно-технічні заходи щодо забезпечення безпечних умов праці екіпажу відповідно до чинних нормативно-правових актів, санітарних норм та правил судноплавства, що дозволяє мінімізувати негативний вплив робочого середовища на організм людини. Окрім того, виконано інженерний розрахунок загального штучного освітлення рефрижераторного приміщення методом коефіцієнта використання світлового потоку, за результатами якого обґрунтовано оптимальний тип світильників у судновому виконанні та визначено їхню необхідну кількість для забезпечення нормованого рівня освітленості робочих зон.

					<i>КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.05</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		73

ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі бакалавра виконано проєктування суднової холодильної установки для низькотемпературного вантажного трюму багатоцільового транспортного рефрижератора «Frio Hellenic» дедвейтом 11100 тонн. На основі проведених досліджень, термодинамічних та теплотехнічних розрахунків сформульовано такі основні висновки:

Проведено аналіз архітектурно-конструктивних характеристик судна й умов його експлуатації в необмеженому районі плавання. Обґрунтовано вибір холодоагенту R407C. Для охолодження вантажного простору обрано повітряну систему безпосереднього кипіння, що забезпечує високу інтенсивність теплообміну та точне підтримання температурного поля.

Проведено розрахунок теплоізоляції вантажного трюму. Визначено сумарні теплоприпливи в трюм у розрахункових літніх умовах експлуатації (з урахуванням радіаційного нагріву, інфільтрації та внутрішніх джерел тепла), що стало базою для визначення необхідної холодопродуктивності установки.

Розраховано та побудовано дійсний термодинамічний цикл парокомпресорної холодильної машини на $P-i$ діаграмі для заданих температурних режимів кипіння та конденсації холодоагенту. Визначено питомі теплові й масові характеристики циклу, витрату робочого тіла, а також теоретичну та індикаторну потужність стиснення в компресорі.

Здійснено технічний підбір основного та допоміжного обладнання рефрижераторного комплексу від провідних світових виробників. Обрано напівгерметичний поршневий компресор компанії *Bitzer*, а також ребристі повітроохолоджувачі *Guntner* і лінійну автоматику *Danfoss*. Виконано конструктивний розрахунок кожухотрубного конденсатора морської води, визначено його площу теплообмінної поверхні та геометричні розміри.

У роботі опрацьовано питання безпечної експлуатації рефрижераторного комплексу. Розроблено заходи з охорони праці, техніки безпеки та виробничої санітарії у рефрижераторному машинному відділенні. Розраховано систему освітлення рефрижераторного машинного відділення.

					КРБ.142.4257cm3.02.05.ПЗ.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		74

ЛІТЕРАТУРА

1. Захаров Ю. В. Суднові установки кондиціювання повітря та холодильні машини: Підручник. – 3-є вид., перероб. і доп. – Л.: Суднобудування, 1994. – 504 с. (1-ше вид. – Л., 1972; 2-ге вид. – Л., 1979).
2. Загоруйко В.О., Голіков О.А. Суднова холодильна техніка: Підручник. – К.: Наукова думка, 2002. - 576 с.
3. Доссат Рой Дж. Основи холодильної техніки: Підручник / Рой Дж. Доссат — М: Легка та харчова промисловість, 1984. — 520с.
4. MAN B&W S35ME-B9 Project Guide Electronically Controlled Two-stroke Engines [Текст]: – 1st Edition December 2006 - 309 p.
5. Гапонов С.А., Лехмус А.А., Журавльов Г.Б. Проектування і розрахунків теплової ізоляції суднових рефрижераторних приміщень. – Ч.І. Ізоляційні матеріали і конструкції, Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 44 с.
6. Кузнєцов В.В. Економічна оцінка проектних рішень в судновій енергетиці. Миколаїв: Видавництво НУК, 2005.
7. Тубольцев А.М. Виробниче освітлення та його розрахунків. Методичні вказівки. Миколаїв. УДМТУ 2001. - 86 с.
8. М.І Радченко. Теплообмінники суднових систем кондиціонування та рефрижерації [Текст]: навч. посібник // М.І. Радченко, А.М. Радченко, Д.В. Коновалов, Р.М. Радченко Миколаїв: НУК, 2014. 258 с.
9. Зубарев А.А., Трушляков Є.І. Автоматизація суднових установок кондиціонування та рефрижерації. Методичні вказівки. Миколаїв: НУК, 2009. 40
10. Холодильна технологія та техніка : навч. посіб. / І. П. Єсін та ін. Миколаїв : НУК, 2023. 150 с.
11. Радченко М.І. Суднові холодильні машини: навчальний посібник / М.І. Радченко, О.О. Лехмус. – Миколаїв: НУК. – 2015. – 392 с.

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.00	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

12. Єсін І.П., Зубарєв А.А. Холодильна техніка та технологія. Конспект лекцій з дисципліни “Холодильна техніка та технологія” Частина І – Холодильна технологія - Миколаїв: НУК, 2010, - с 40.

13. Єсін І.П. Холодильна техніка та технологія. Конспект лекцій з дисципліни “Холодильна техніка та технологія” - Миколаїв: НУК, 2009, - 52 с.

14. Артемов, Г.А. Суднові енергетичні установки [Текст]: навчальний посібник / Г.А. Артемов, В.М. Горбов. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 356 с.

15. Горбов, В.М. Пропульсивні комплекси морських суден [Текст]: навчальний посібник / В.М. Горбов, Б.М. Личко, В.С. Мітєнкова. – Миколаїв: НУК, 2012. – 104 с.

16. Горбов, В.М. Суднова енергетика та Світовий океан [Текст]: підручник / В.М. Горбов, І.О. Ратушняк, Є.І. Трушляков, О.К. Чередніченко. – Миколаїв: НУК, 2007. – 596 с.

17. Горбов В.М. Энциклопедия судовой энергетики [Текст]: ученик / В.М. Горбов, В.П. Кот – Николаев: НУК, 2013. – 607 с.

18. Михайлюк, В.О. Методичні вказівки до виконання розділу з питань безпеки життєдіяльності та цивільної оборони у дипломних роботах (проектах) студентів [Текст] / В.О. Михайлюк, В.І. Ізотов, П.В, Штейн. – Миколаїв: НУК, 2009. – 56 с.

19. Правила класифікації та побудови морських суден [Текст]. – У 4-х томах. – К.: Регістр судноплавства України, 2002.

20. Правила классификации и постройки морских судов Российского Морского Регистра Судоходства [Текст]. – В 3-х томах. – СПб.: Транспорт, 2011.

21. Проектне керівництво до двигуна S35ME-B9 MAN B&W [Текст]: – Данія: МБД.

22. Судовой механик [Текст]: справочник / Авт. кол.; под ред. А.А. Фока. – В 3-х томах. – Т.2. – Одесса: Фенікс, 2010. – 1032 с.

					<i>КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.00</i>	Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

23. Шостак, В.П. Потоки енергії в дизельних установках морських суден [Текст]: навчальний посібник / В.П. Шостак. – Миколаїв: УДМТУ, 1997. – 57 с.

24. *Marine Engine IMO Tier II and Tier III Programme 2015* [Текст]: MAN Diesel & Turbo – a member of the B&W Group. Aug 2015 - 204 p.

25. Піскун І.П. Охорона праці в суднобудуванні [Текст]: навч. посібник / І.П.Піскун, А.М. Тубальцев, Н.П.Тубальцева. –Львів: ”Тріада плюс”, 2009.–580 с.

					КРБ.142.4257см3.02.05.ПЗ.00	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

[illegible]

ЦИКЛ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

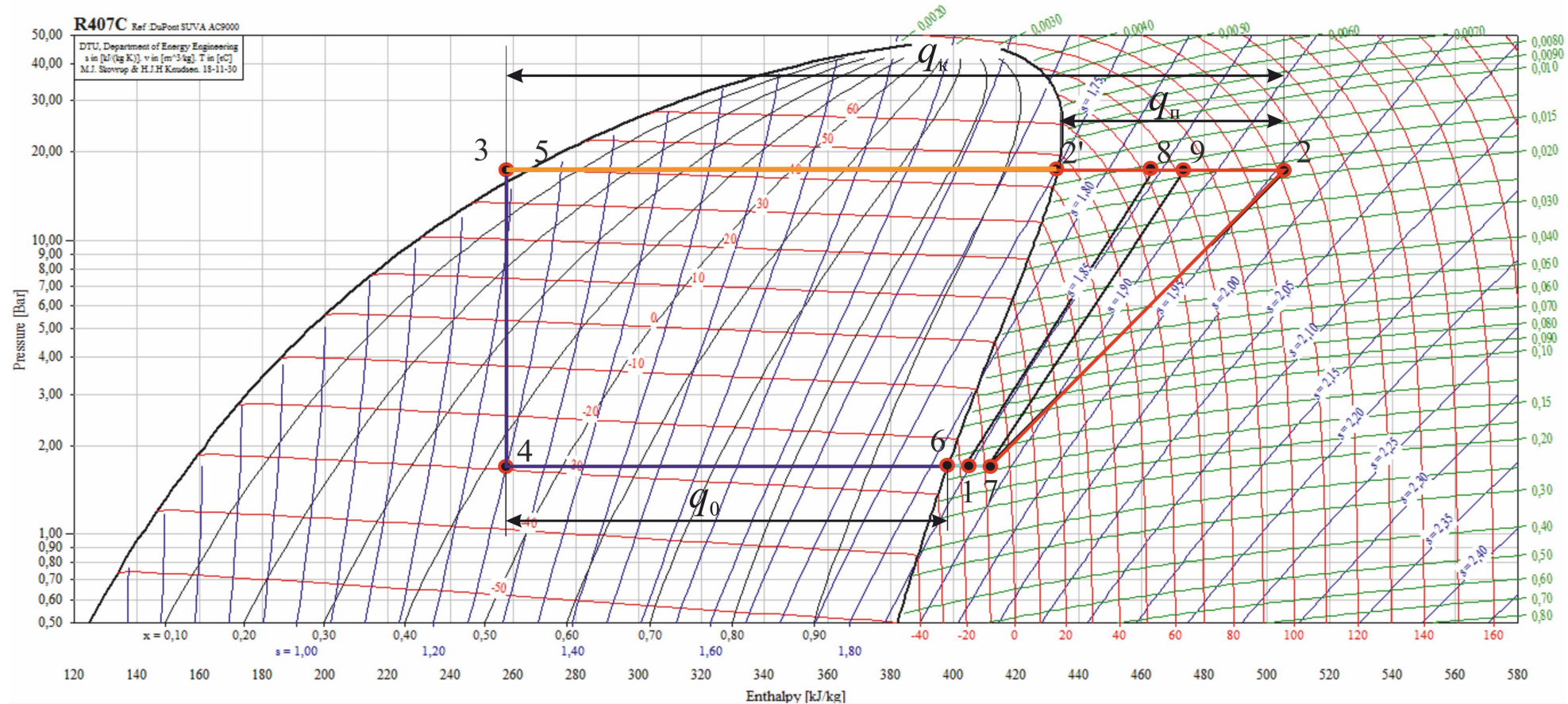


Схема циклу ПКХМ на P - h діаграмі

4-6 - кипіння холодильного агенту в випарнику;

6-1 - перегрів в трубопроводах; 1-7 - перегрів від електро двигуна компресора;

7-2 - стиснення в компресорі; 2-2' - охолодження парів холодильного агенту;

2'-5 - конденсація парів холодильного агенту; 5-3 - переохолодження рідкого холодоагенту;

3-4 - роселювання рідкого холодильного агенту в ТРВ;