

Міністерство освіти і науки України
Одеський національний технологічний університет
Кафедра холодильних установок і кондиціонування повітря



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

на тему: Дослідження та розробка холодильної установки для
риболовецького траулера з використанням екологічно безпечних
холодоагентів

Здобувача (ки) Заруба Г.Г.

2 курсу ХМ-161МН групи

Керівники: д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.

к.т.н., доц. Яковлева О.Ю.

Консультанти:

д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від 1 червня 2023 р., протокол № 10

Завідувач кафедри ХУКП Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса - 2023 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет	Низькотемпературної техніки та інженерної механіки
Кафедра	Холодильних установок і кондиціонування повітря
Ступінь вищої освіти	Магістр
Спеціальність	142 Енергетичне машинобудування
Освітня програма	Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.

«30» листопада 2022 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Заруба Гліб Геннадійович

1. Тема роботи Дослідження та розробка холодильної установки для риболовецького траулера з використанням екологічно безпечних холодоагентів

Затверджена наказом ОНТУ від 30.09.2021 р. наказ № 793-03

2. Термін задачі здобувачем закінченої роботи 24.05.2023 р.

3. Вихідні дані роботи

Каскадна холодильна установка, що працює на R717(NH₃) у верхньому каскаді та R744(CO₂) у нижньому, споживачем холоду є роторний швидкоморозильний апарат типу ARCA, у якому холодом обробляються блоки океанічної риби розміром 800x250x60 мм, кінцева температура $t_{кін} = -25\text{ }^{\circ}\text{C}$, місце проведення вилову риби – північно західна частина Атлантичного океану, температури конденсації $t_k = 25...35\text{ }^{\circ}\text{C}$, температури кипіння $t_0 = -55...-40\text{ }^{\circ}\text{C}$,

4. Перелік питань, які потрібно розробити

Вступ, Визначення вихідних розрахункових параметрів, 1. Розрахунок робочих характеристик швидкоморозильного апарата, 2. Розрахунок характеристик компресорів верхнього та нижнього каскаду, 3. Розрахунок характеристик теплообмінних апаратів, 4. Техніко-комерційна пропозиція, 5. Охорона праці, Висновки, Література

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

1. Креслення загального виду теплообмінного апарату Alfa Laval T20-MFG,
2. Креслення загального виду відцентрової помпи Calpeda BN 50-250A/A,
3. Презентація в PowerPoint (14 слайдів).

6. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи, що стосуються їх

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання видав
Охорона праці	д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.	30.04.2023	07.05.2023

7. Дата видачі завдання _____ 30.11.2022 р.

Керівники _____ Хмельнюк М.Г.

_____ Яковлева О.Ю.

Завдання прийняв до виконання _____ Заруба Г.Г.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Огляд літератури з питань роботи	09.01-31.01.2023	
2	Вступ	01.02-07.02.2023	
3	Визначення вихідних розрахункових параметрів	08.02-19.02.2023	
4	Розрахунок швидкомерозильного апарата	20.02-04.03.2023	
5	Визначення параметрів у вузлових точках циклу	05.03-08.03.2023	
6	Тепловий розрахунок компресорів	09.03-24.03.2023	
7	Розрахунок теплообмінних апаратів	25.03-20.04.2023	
8	Підбір устаткування	21.04-25.04.2023	
9	Техніко-комерційна пропозиція	26.04-29.04.2023	
10	Охорона праці	30.04-07.05.2023	
11	Висновки	08.05-10.05.2023	
12	Список використаної літератури	11.05-12.05.2023	
13	Креслення обладнання	13.05-24.05.2023	
14	Презентація в PowerPoint	25.05-27.05.2023	

Здобувач-дипломник _____ Заруба Г.Г..

Керівники роботи _____ Хмельнюк М.Г.

_____ Яковлева О.Ю.

Несу відповідальність за ідентичність електронного та друкованого варіантів кваліфікаційної роботи, даю згоду на обробку персональних даних та не заперечую проти розміщення кваліфікаційної роботи на офіційних web-ресурсах ОНТУ.

Підтверджую, що в кваліфікаційній роботі відсутні порушення норм академічної доброчесності.

Здобувач-дипломник _____ Заруба Гліб Геннадійович _____

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота складається з: 91 сторінки друкованого тексту, 33 рисунків, 21 таблиць, 26 посилань на літературні джерела.

Вже певний час спостерігається значне зростання прагнень світу до екологічності та енергоефективності. Це пов'язано з підвищенням свідомості про вплив людської діяльності на довкілля та наслідки глобального потепління. Світова спільнота ставить перед собою завдання зниження викидів шкідливих речовин та зменшення споживання енергії за рахунок енергоефективних технологій та відновлюваних джерел енергії.

Це дослідження розглядає проблему створення екологічно безпечної холодильної установки на траулері. У зв'язку зі світовими трендами до екологічності та боротьбі зі зміною клімату, що постійно зростають, використання ефективних і безпечних холодоагентів є важливим завданням.

Дипломна робота присвячена дослідженню можливостей переходу на екологічно безпечні холодильні речовини, зокрема на аміак та діоксид вуглецю. У роботі розглядається використання каскадних холодильних установок на основі CO₂ та аміаку, їх переваги та особливості.

Відповідно до отриманих результатів роботи можна зробити висновок про переваги каскадних холодильних установок на основі CO₂ та аміаку. Описано особливості використання цих речовин у системах постачання холоду та наведено аргументи на користь їх використання в майбутньому.

Результати досліджень можуть бути використані для розробки більш екологічно безпечних холодильних систем, що в свою чергу допоможе зменшити вплив на довкілля.

Ключові слова: Каскадна холодильна установка, діоксид вуглецю, аміак, роторний швидкокоморозильний апарат

ABSTRACT

Qualification work consists of 91 pages of printed text, 21 tables, 33 figures, 26 references.

For some time now, there has been a significant increase in the world's aspirations for environmental friendliness and energy efficiency. This is due to increased awareness of the impact of human activity on the environment and the consequences of global warming. The world community sets itself the task of reducing emissions of harmful substances and reducing energy consumption due to energy-efficient technologies and renewable energy sources.

This study examines the problem of creating an environmentally safe refrigeration plant on a trawler. In connection with the ever-increasing global trends towards environmental sustainability and the fight against climate change, the use of efficient and safe refrigerants is an important task.

The thesis is devoted to researching the possibilities of switching to environmentally safe refrigerants, in particular to ammonia and carbon dioxide. The work considers the use of cascade refrigeration units based on CO₂ and ammonia, their advantages and features.

According to the obtained work results, it is possible to conclude about the advantages of cascade refrigeration units based on CO₂ and ammonia. Features of the use of these substances in cold supply systems are described and arguments in favor of their use in the future are given.

Research results can be used to develop more environmentally friendly refrigeration systems, which in turn will help reduce the impact on the environment.

Keywords: Cascade refrigeration unit, carbon dioxide, ammonia, rotary quick-freezer

ЗМІСТ

Розділ 1. Теоретична частина	8
Вступ.....	8
Роль рибальства у забезпеченні продовольства для світу та зайнятості мільйонів людей.....	10
Виробництво замороженої риби на рибальському траулері: процес від риболовлі до замороження.....	12
Запровадження заходів щодо зниження використання R-22 в морських установках: необхідний крок для боротьби зі зміною клімату та збереження довкілля.....	15
Перехід на екологічно безпечні холодильні речовини: Аміак та діоксид вуглецю як перспективні варіанти.....	19
Каскадні холодильні установки на основі CO ₂ та аміаку: переваги та особливості.....	21
Визначення вихідних розрахункових параметрів.....	23
Розділ 2. Аналітична частина	26
2.1. Розрахунок робочих характеристик швидкоморозильного апарата.....	26
2.2. Розрахунок характеристик компресорів верхнього та нижнього каскаду.....	34
2.2.1. Визначення параметрів у вузлових точках циклу.....	34
2.2.2. Розрахунок компресора нижнього каскаду.....	37
2.2.3. Розрахунок компресора верхнього каскаду.....	43
2.2.4. Загальні показники холодильної установки.....	47
2.3. Розрахунок характеристик теплообмінних апаратів.....	49
2.3.1. Розрахунок розбірного пластинчатого конденсатора.....	49
2.3.2. Розрахунок розбірного пластинчатого конденсатора-випарника.....	57

						<i>КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.1</i>		
Зм.	Лист	№ докум	Підпис	Дата	<i>Дослідження та розробка холодильної установки для риболовецького траулера з використанням екологічно безпечних холодоагентів</i>	Літера	Лист	Листів
Розроб		Заруба Г.Г.						
Перев		Хмельнюк М.Г.					6	92
		Яковлева О.Ю.				<i>ОНТУ, гр. ХМ-161МН</i>		
Реценз.		Олійник К.В.						
Н. Контр.		Хмельнюк М.Г.						

2.3.3. Розрахунок розбірного пластинчатого форконденсатора.....	63
Розділ 3. Економічна частина.....	72
3.1. Техніко-комерційна пропозиція.....	71
Розділ 4. Охорона праці.....	74
4.1. Загальні положення.....	74
4.2. Теплофізичні властивості аміаку, як робочої речовини промислової установки.....	75
4.3. Теплофізичні властивості діоксиду вуглецю, як робочої речовини промислової установки.....	76
4.4. Судини та трубопроводи, що працюють під тиском.....	77
4.5. Розрахунок і підбір запобіжного клапана.....	78
4.6. Методи визначення місць витоків холодильного агенту.....	80
4.7. Контрольно-вимірювальні прилади.....	81
4.8. Основні правила безпеки при обслуговуванні холодильної установки.....	82
4.9. Розміщення обладнання.....	83
4.10. Електробезпека обладнання.....	84
4.11. Пожежна профілактика.....	85
4.12. Перша допомога при ураженні аміаком.....	86
4.13. Зниження ємності заправки робочої речовини.....	87
ВИСНОВКИ.....	88
ЛІТЕРАТУРА.....	89

					<i>КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.1</i>			
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	<i>Дослідження та розробка холодильної установки для риболовецького траулера з використанням екологічно безпечних холодоагентів</i>	<i>Літера</i>	<i>Лист</i>	<i>Листів</i>
<i>Розроб</i>		<i>Заруба Г.Г.</i>						
<i>Перев</i>		<i>Хмельнюк М.Г.</i>					7	92
		<i>Яковлева О.Ю.</i>				<i>ОНТУ, гр. ХМ-161МН</i>		
<i>Реценз.</i>		<i>Олійник К.В.</i>						
<i>Н. Контр.</i>		<i>Хмельнюк М.Г.</i>						

Розробляючи холодильну установку, з екологічно безпечними холодоагентами, проект спрямований на: приведення рибальських траулерів у відповідність до стійких методів, зменшення їх впливу на навколишнє середовище та просування відповідального управління ресурсами; допомогу рибальським траулерам дотримуватися нових екологічних законів, уникаючи штрафів та забезпечуючи дотримання екологічних стандартів.

Націленість проекту на дослідження та розробку холодильної установки, спеціально призначеної для рибальських траулерів, демонструє прагнення технологічного прогресу в рибній промисловості, проект може сприяти розвитку стійких технологій та методів у цій галузі, заохочуючи інновації та прогрес

Метою і завданням даної роботи є розробка і дослідження холодильної установки для заморожування риби на рибальському траулері з використанням екологічних холодильних агентів. Аналіз сучасного стану ринку робочих речовин наголошує на необхідності дотримання вибухо-пожежобезпечності, мінімізації токсичності, низькі показники ODP і GWP, високі термодинамічні властивості та ефективність в експлуатації.

Об'єктом дослідження є каскадна холодильна установка на агентах R717/R744 з роторним швидкоморозильним апаратом. Виходячи з розрахунків холодопотужності системи складає 142.2 кВт.

Основним методом дослідження є: проведення розрахунків швидкоморозильного апарата за різних температур кипіння; проведення теплових розрахунків компресорів холодильної установки за різних режимів роботи; розрахунки теплообмінних апаратів системи.

\

					<i>КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.1</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		9

Роль рибальства у забезпеченні продовольства для світу та зайнятості мільйонів людей

Рибальство - це одна з найдавніших галузей господарства, яка зародилася на початку цивілізації. Люди здавна залежали від риби як джерела харчування та забезпечення виживання. Навіть сьогодні, в епоху розвинутих технологій та широкого асортименту продуктів харчування, риба залишається важливим джерелом білка для багатьох людей.

Рибальство виконує ключову роль у забезпеченні продовольства для населення світу. Риба є важливим джерелом білка, вітамінів та мінералів, які необхідні для здорового розвитку та функціонування організму. Крім того, рибальство забезпечує зайнятість мільйонам людей по всьому світу, зокрема населенню прибережних регіонів, де рибальство є основним джерелом доходу.

За оцінками, у 2018 році у світі було вироблено близько 179 млн. тонн риби (Рисунок 1.1) [1].

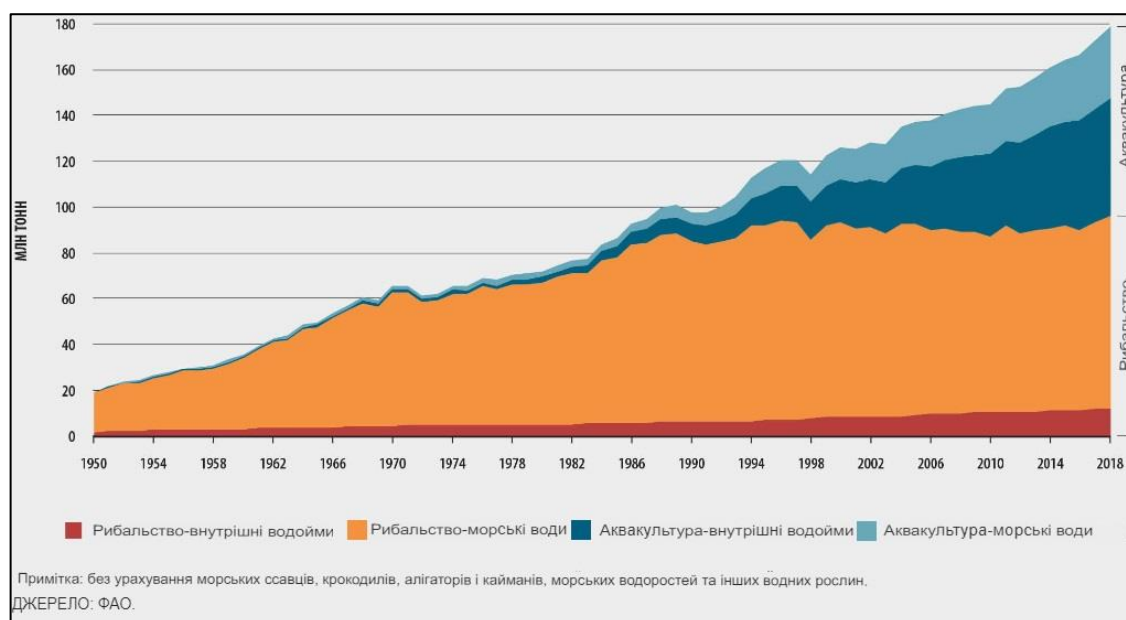


Рисунок 1.1 – Продукція світового промислового рибальства та аквакультури.

Загальний обсяг початкових продажів риби у грошовому вираженні є дуже значущим і становить 401 млрд. доларів США. Якщо порівняти обсяги продажу, то можна побачити, що 82 млн. тонн аквакультури були оцінені в 250 млрд.

Зм.	Лист	№ докум	Підпис	Дата

доларів США. За даними, з загального обсягу 156 млн. тонн риби було використано для споживання людиною, що еквівалентно 20.5 кг на душу населення на рік. Інші 22 млн. тонн призначалися для використання в нехарчових цілях, таких як виготовлення рибного борошна та риб'ячого жиру (Рисунок 1.2).

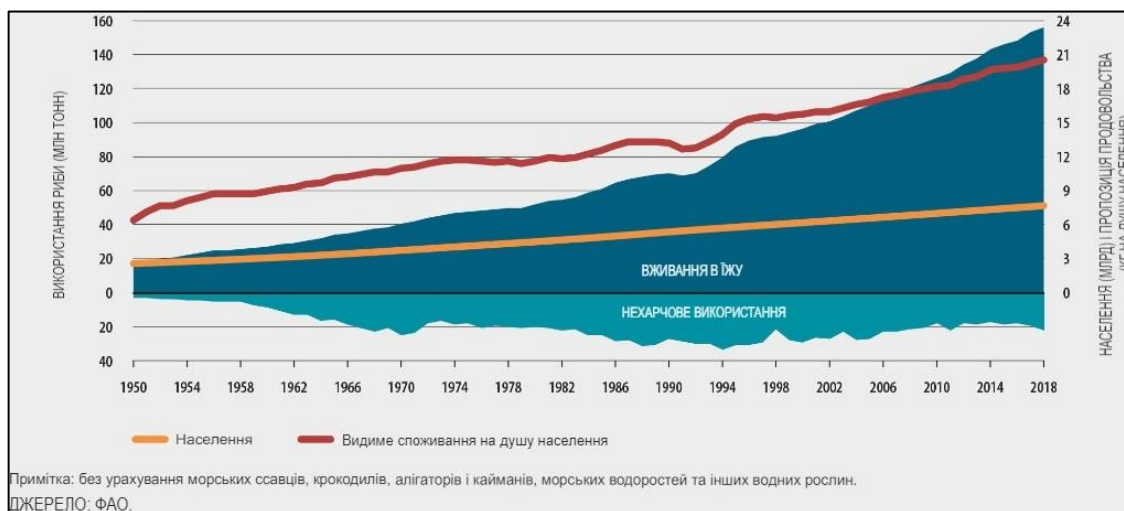


Рисунок 1.2 – Використання і бачене споживання риби у світі.

Загальний обсяг світового рибальства значно збільшився в порівнянні з минулим століттям. Одним із ключових чинників зростання обсягу рибальства є використання сучасних технологій та обладнання. Застосування новітніх технологій, таких як гідроакустичні системи та геологічні локатори, дозволяє збільшити точність та ефективність лову риби. У світі рибальства тралова ловля займає провідне місце та становить понад 70% загального обсягу видобутку. Значна частина, а саме 47%, припадає на лов різноглибинними тралами. На другому місці за питомою вагою знаходиться гаманець, вага якого становить приблизно 13%. З іншого боку, існують й інші види лову, які наразі мають незначну питому вагу, проте постійно вдосконалюються, щоб зайняти більш вагому частку ринку.

Зм.	Лист	№ докум	Підпис	Дата

Виробництво замороженої риби на рибальському траулері: процес від риболовлі до замороження

Рибальський траулер є унікальним комерційним судном, що призначене для видобутку аквакультури за допомогою рибальських тралів. Ці трали, які можуть бути двох- або багатоосьовими, дозволяють вилучати рибу з дна моря або з товщ води на певній глибині. Щоб зберегти свіжість і якість риби, траулери зазвичай оснащені холодильними установками, що дозволяють виробляти швидкозаморожену продукцію, яка зберігає всі корисні властивості протягом тривалого перебування на морі під час рейсів.

Окрім того, на судах є спеціальні технологічні цехи для виробництва рибної продукції. Ці цехи дозволяють ефективно використовувати рибу, що виловлюється, для виробництва різноманітних продуктів, таких як рибне борошно і жир. До того як риба попаде до пристроїв холодильної обробки вона повинна пройти шлях попередньої підготовки (Рисунок 1.3)

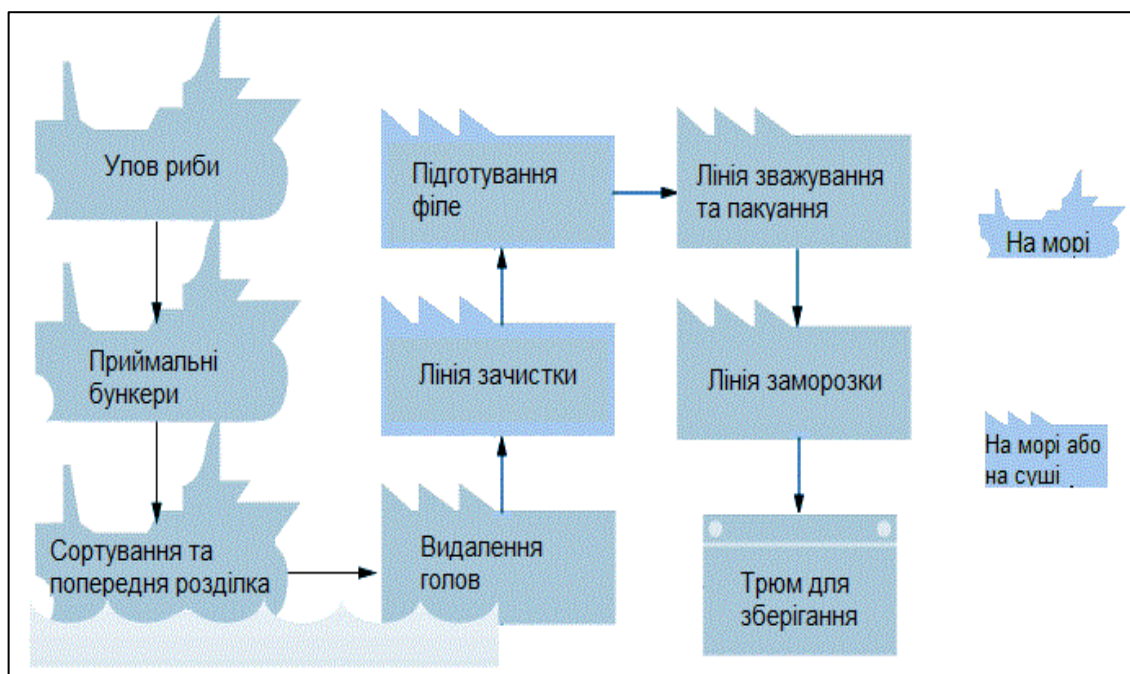


Рисунок 1.3 – Графік лову та переробки риби.

На борту судна риба проходить складний процес обробки - з високою точністю вона зважується та сортується на 3-5 фракцій за допомогою спеціальної машини, що дозволяє досягнути максимально можливого виходу філе. Кожна з

фракцій, як окрема сировина, направляється на обробні машини, що ефективно відокремлюють голови та нутрощі.

Після того, як риба була оброблена, її поміщають у спеціальний бак-накопичувач, заповнений холодною водою. Потім, за допомогою машин, з риби робиться філе, а отримані шматки відправляються на машини для знімання шкіри. Після цього, філе переходить на столи для додаткової зачистки та інспекції, де відбувається сортування на якісне та відбраковане. Якісне філе зважується та дозується в блок-форми, після чого заморожується в плиткових морозильних апаратах. Таким чином, забезпечується висока якість та свіжість продукту.

Для замороження риби використовують спеціальні плити, до яких через гнучкі високонапірні шланги подається холодильний агент. Плити переміщуються за допомогою гідравлічного або механічного пристрою, щоб забезпечити найкращий контакт між рибою та плитою. Для захисту замороженого продукту від розчавлювання та отримання брикетів однакової товщини між плитами встановлюють проміжні рами. Плити можуть розташовуватись вертикально, горизонтально або радіально.

Контактні плиткові апарати забезпечують швидке і рівномірне замороження продуктів, а також мають високу питому продуктивність, віднесену, до займаного обсягу. Їх санітарний стан залишається на високому рівні, що є дуже важливим фактором для безпеки продуктів харчування. Однак, важливо зазначити, що ці апарати мають обмеження в розмірі продуктів, які можна заморожувати.

Холодильна обробка риби - унікальний метод консервації, однією з головних переваг якої є збереження натуральних властивостей продукту. Застосування охолодження дозволяє відразу після вилову значно уповільнити розвиток посмертних змін та діяльність мікроорганізмів, що позитивно впливає на якість та термін зберігання риби.

Швидкість дії цього методу зумовлює його високу ефективність, яка досягається завдяки застосуванню таких процесів, як охолодження,

					<i>КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.1</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		13

підморожування, заморожування, холодильне зберігання та розморожування. Оптимальною температурою до якої заморожується риба є $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$, така температура сприяє рівномірному та стійкому зберіганню продукту.

Даний спосіб обробки риби дозволяє автоматизувати процес та забезпечити його високу ефективність. Варто також зазначити, що успішність холодильної обробки залежить від якості сировини та тривалості зберігання. В цілому, обробка риби холодом є важливим та ефективним способом консервації, який забезпечує збереження якості та корисних властивостей продукту.

Холодильні установки для обробки риби на судах є необхідним елементом у риболовній промисловості, який дозволяє зберегти свіжість та якість продукту на протязі довгих періодів. Однак, для забезпечення ефективної роботи таких установок, необхідне використання різних холодильних агентів, які можуть мати негативний вплив на навколишнє середовище. Тому важливо розробляти та використовувати екологічно безпечні методи охолодження, які дозволять зменшити вплив на навколишнє середовище та зберегти рибний ресурс для майбутніх поколінь.

					<i>КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.1</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		14

Запровадження заходів щодо зниження використання R-22 в морських установках: необхідний крок для боротьби зі зміною клімату та збереження довкілля

Запровадження заходів щодо зниження використання R-22 є надзвичайно важливим завданням в контексті збереження довкілля. За даними Програми Організації Об'єднаних Націй з навколишнього середовища (ЮНЕП, 2006 року), близько 70% торговельних, рибальських і військово-морських суден використовують R-22 як холодоагент для охолодження та кондиціонування повітря на глобальній основі. У таблиці 1 показано заправлення R-22 порівняно з іншими холодоагентами, з якої видно, що судна, що використовують R-22, становлять 70% флоту, але на них припадає 83% заправки (Рисунок 1.4). Це свідчить про те, що системи R-22 у середньому більше, ніж системи, які використовують інші холодоагенти [2].

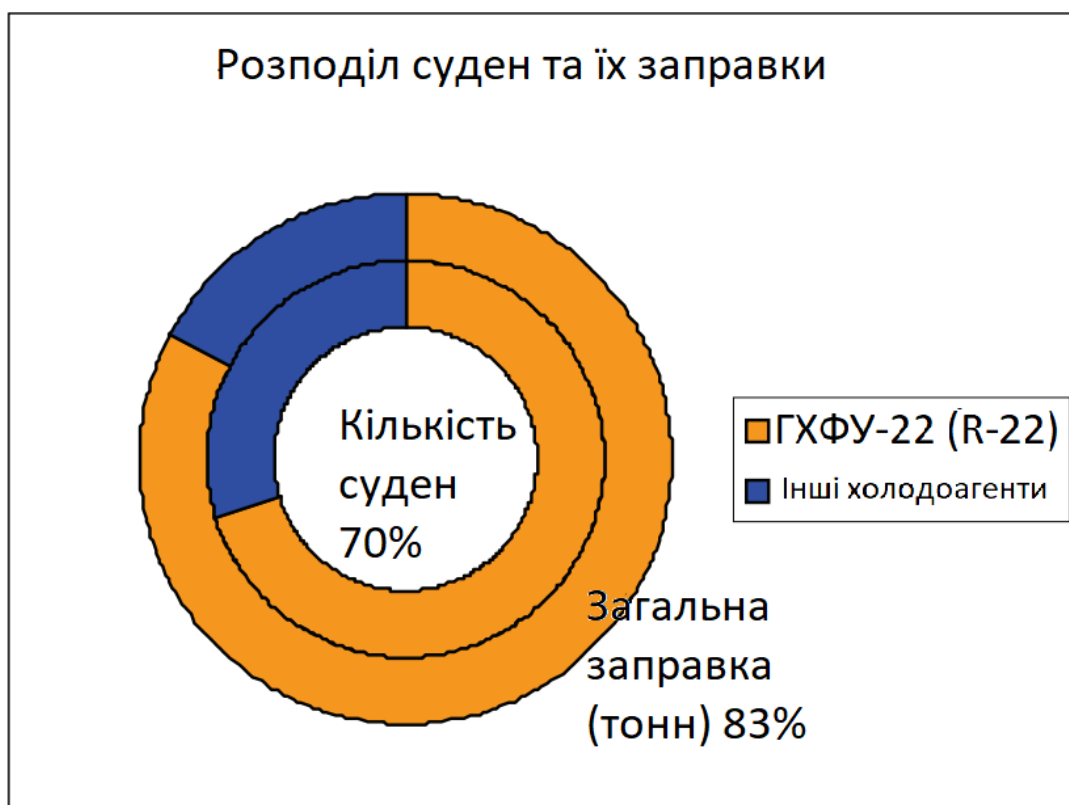


Рисунок 1.4 – Заправка холодоагентом у світовому флоті. Дані ЮНЕП (2006).

зустрічаються в природі. Проте ГФВ мають високий потенціал глобального потепління (ППП), від 1300 до 3300 разів більше, ніж CO₂, що призводить до їх оподаткування екологічним податком. Наприклад, R-404A оподатковується близько 60 доларів/кг. Попередні дослідження показують, що втрати холодоагентів на рибальських суднах становлять у середньому близько 25% на рік, що створює проблему для навколишнього середовища, а також призводить до великих витрат для власників суден.

Регламент ЄС про парникові гази, що містять фтор, вступив в дію з 2015 року та містить систему квот. Згідно з цією системою, з 2017 року постачання холодагентів з високим ППП, які широко використовуються в секторі холодильних технологій, обмежено. Це дозволяє зменшити негативний вплив на довкілля. Нижче наведена з інформацією про заплановане скорочення споживання ГФВ в Європі (Таблиця 1.2), а також глобальні тренди використання холодильних агентів у індустрії низьких температур (Таблиця 1.3).

Таблиця 1.2 – Заплановане скорочення споживання ГФВ в Європі.

Year	Phase down %	Average GWP
2015	100%	2300
2016 - 17	93%	2139
2018 – 20	63%	1449
2021 – 23	45%	1035
2024 - 26	31%	713
2027 - 30	24%	552
2030	21%	483

Таблиця 1.3 – Глобальні тренди використання холодильних агентів у індустрії низьких температур.

		Refrigeration											
Application		Domestic-Household refrigeration			Light Commercial refrigeration			Commercial Racks and Condensing Units			Industrial Refrigeration		
Watt		50 – 300			150 – 5000			> 5.000			> 1.000.000		
Refrigerant	Region/Year	2018	2022	2027	2018	2022	2027	2018	2022	2027	2018	2022	2027
CO ₂ R744	NAM												*
	Europe												*
	China												*
	ROW												*
NH ₃ (2L) R717	NAM												*
	Europe												*
	China												*
	ROW												*
HC	NAM												
	Europe												
	China												
	ROW												
HFC	NAM												
	Europe												
	China												
	ROW												
HFC/HFO below GWP 700	NAM												
	Europe												
	China												
	ROW												

■ Main refrigerant
 ■ Regular use
 ■ Limited use and only niche applications

Not applicable or unclear situation

матеріалів, дешевизна і доступність), а в замкнутих контурах має зневажливо малий потенціал всесвітнього потепління. Високі тиски в області робочих температур з одного боку накладають спеціальні вимоги до конструкції обладнання, яке працює на CO₂, які потрібно враховувати при проектуванні, з іншого дозволяють домагатися підвищеної холодопродуктивності.

Основні недоліки діоксиду вуглецю - низька критична температура та високі тиски в області робочих температур. Однак високий тиск визначає і переваги CO₂ порівняно з іншими холодоагентами: холодопродуктивність компресора при заданій його об'ємній продуктивності при роботі на діоксиді вуглецю вище внаслідок високої густини газу; падіння тиску у випарниках слабо впливає зміни температури кипіння, оскільки крива фазового переходу у CO₂ виявляється більш крутий проти іншими холодоагентами. Це дозволяє збільшити масову витрату холодоагенту через випарник і тим самим підвищити ефективність тепловіддачі.

Одними з основних недоліків діоксиду вуглецю є його низька критична температура та високий тиск в області робочих температур. Однак, високий тиск визначає і переваги. Зокрема, він забезпечує високу холодопродуктивність компресора, що працює на ньому, завдяки високій густині газу. Крім того, падіння тиску у випарниках майже не впливає на зміну температури кипіння, завдяки крутій кривій фазового переходу CO₂, що робить його більш ефективним холодоагентом. Ці переваги дозволяють збільшувати масову витрату холодоагенту через випарник та підвищувати ефективність тепловіддачі.

					<i>КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.1</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		20

Каскадні холодильні установки на основі CO₂ та аміаку: переваги та особливості

В низькотемпературному секторі, де потрібна температура кипіння холодильної системи від -35°C до -55°C , одноступенева парокомпресійна холодильна система не може задовольнити вимоги. Для таких випадків використовують каскадну холодильну установку, яка складається з двох одноступеневих систем, пов'язаних термічно через випарник-конденсатор. У високотемпературному контурі каскадної холодильної системи використовують аміак (R717), тоді як низькотемпературний контур може бути заправлений двоокисом вуглецю (R744). Каскадна холодильна установка забезпечує необхідну температуру для швидкого заморожування та зберігання заморожених продуктів [3].

Холодильні каскадні системи, які використовують двоокис вуглецю (CO₂) на стороні низької температури та аміак на стороні високої температури, є дуже ефективними та екологічно безпечними. Використання CO₂ дозволяє отримати значно більшу холодопродуктивність порівняно з R22, який є холодоагентом, що старіє. Крім того, зменшення габаритів низькотемпературного компресора дозволяє значно зменшити розміри всієї установки, що робить каскадні холодильні установки значно більш компактними, ніж стандартні двоступеневі агрегати, що працюють на R22.

Каскадна система холодильної установки є сукупністю двох окремих одноступеневих холодильних циклів, кожен з яких функціонує з використанням різних холодоагентів, які оптимально підходять для умов роботи. Ця установка складається з двох окремих холодильних контурів: високотемпературного (ВТК) та низькотемпературного (НТК) контурів (Рисунок 1.5).

Кожен контур включає компресор, конденсатор, розширювальний клапан і випарник. Контури термічно пов'язані між собою через випарник-конденсатор, який є випарником для ВТК та конденсатором для НТК. Тепло, що поглинається випарником НТК, разом з роботою, що підводиться до компресора НТК,

					<i>КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.1</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		21

дорівнює теплу, що поглинається випарником ВТК. T_K^H і T_0^B позначають температури конденсації та випаровування випарника-конденсатора відповідно. ΔT , тобто різниця між температурою конденсації НТК і температурою випаровування ВТК є ключовим показником для визначення ефективності даної системи.

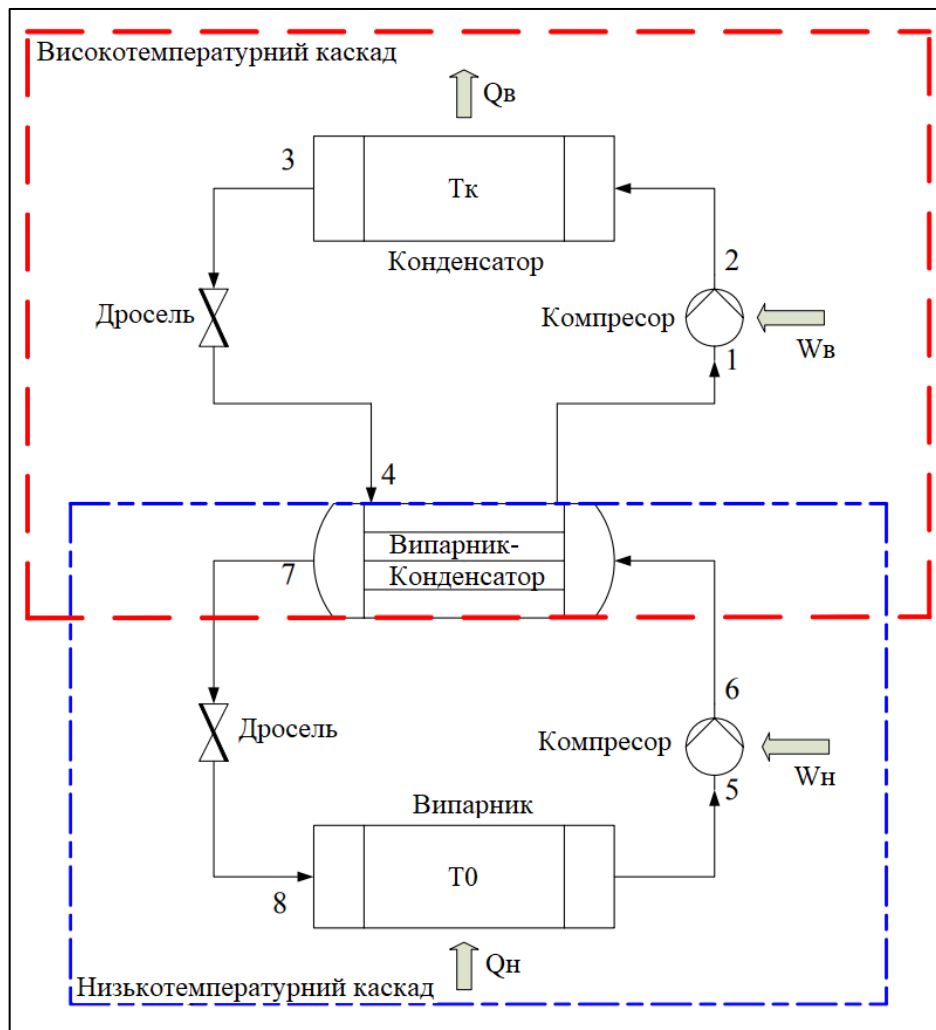


Рисунок 1.5 – Схема каскадної системи R744/R717.

Зм.	Лист	№ докум	Підпис	Дата

ВИЗНАЧЕННЯ ВИХІДНИХ РОЗРАХУНКОВИХ ПАРАМЕТРІВ

Щоб знайти ідеальне місце для лову риби, яке б відповідало вимогам екології, можна скористатися інформацією зі статті "Marine fish stocks", опублікованої European Environment Agency у 2019 році [4]. Цей документ містить цінні відомості про рибні запаси в морях, що дозволить знайти місце для риболовлі, яке найкраще відповідає умовам екології. Такий підхід дозволяє виконувати риболовлю з урахуванням екологічних факторів та збереженням природних ресурсів.

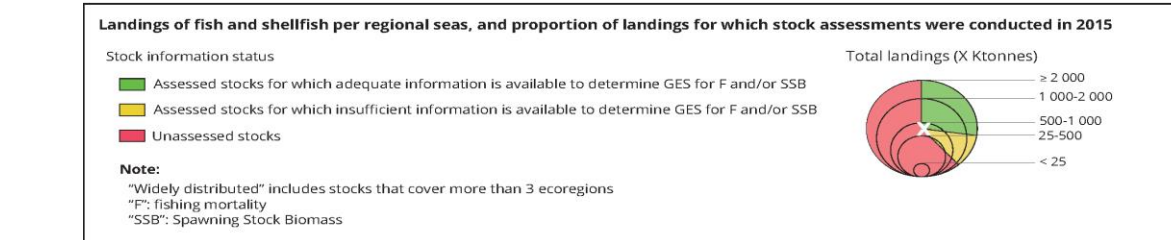
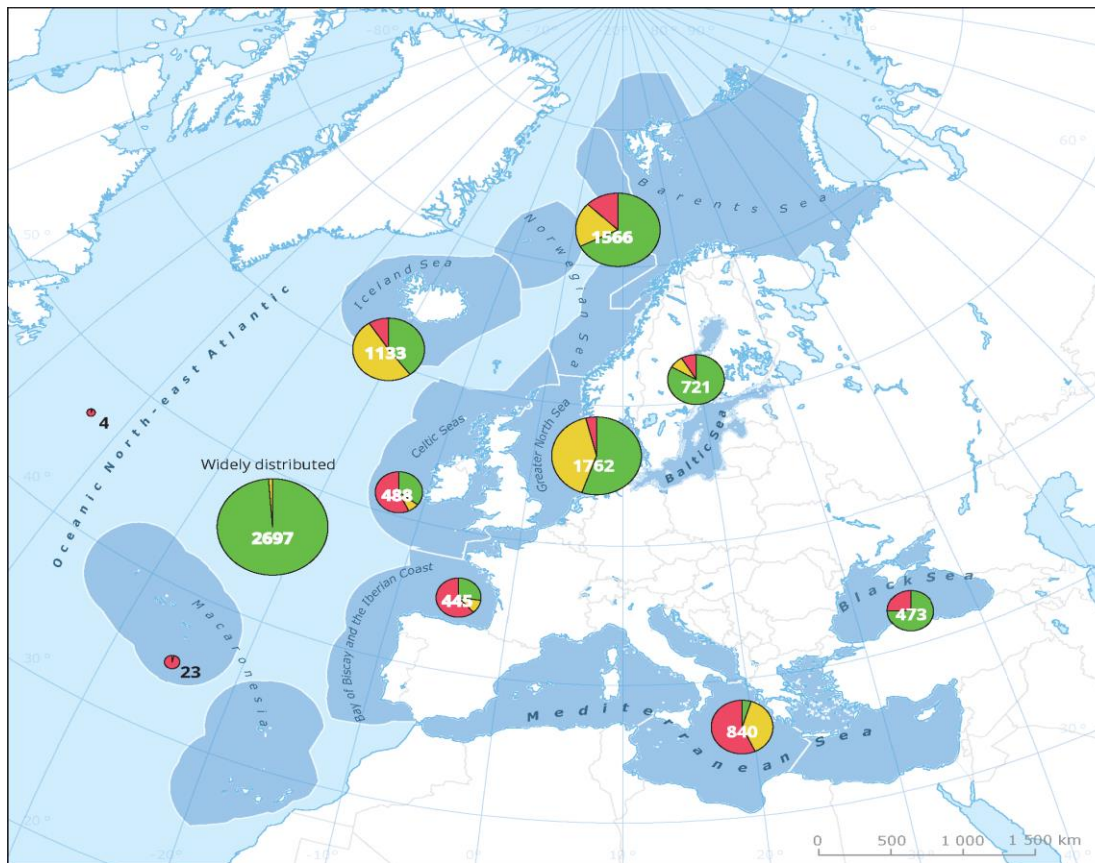


Рисунок 1.6 – Рибальство по регіональних морях для яких були проведені оцінки запасів і стану навколишнього середовища (GES).

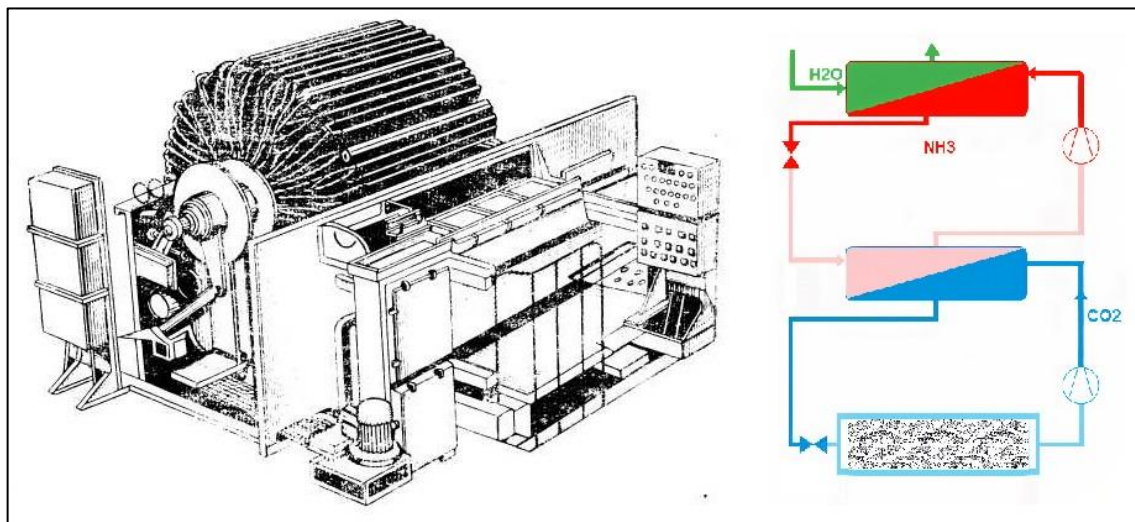


Рисунок 1.7 – а) Роторний швидкоморозильний апарат АРСА-3-15Р, б) Спрощена принципова схема холодильної машини.

На підставі досліджень, проведених фірмою «Grasso» для різних холодильних систем у діапазоні температур кипіння $-54\dots-40^{\circ}\text{C}$, було зроблено висновок, що при цих температурах каскадна холодильна установка R717/R744 ефективніша, ніж аміачна двоступенева [5]. Виходячи з цього обмежуємося верхньою та нижньою температурами кипіння відповідно $t_0^{\max} = -40^{\circ}\text{C}$, $t_0^{\min} = -55^{\circ}\text{C}$.

Таким чином ми маємо наступні температури кипіння для розрахунку:

$$t_0 = -55, -50, -45, -40 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Зм.	Лист	№ докум	Підпис	Дата

РОЗДІЛ 2. АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА

2.1. РОЗРАХУНОК РОБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК ШВИДКОМОРОЗИЛЬНОГО АПАРАТА

Вихідні дані для розрахунку:

Швидкоморозильний апарат АРСА-3-15Р;

Робоча речовина – R744 (CO₂);

Температури кипіння – $t_0 = -55, -50, -45, -40$ °С.

Л. В. Степанова та В. Б. Ржевська (ЛТІХП) дослідили, що формула Планка не дозволяє точно обчислити тривалість заморожування блоків у плиткових морозильних апаратах [6]. З численних спроб удосконалити формулу Р. Планка пропонується використовувати формулу Д.Г. Рютова, що набула найбільшого поширення для розрахунку тривалості процесу холодильної обробки блоків у плиткових морозильних апаратах.

Тривалість холодильної обробки блока [7]:

$$\tau = \frac{\rho_{\text{бл}}}{\lambda_{\text{мр}}} \cdot F \cdot \left[\frac{\Sigma q_p \cdot (1 + 0.0053 \cdot t_{\text{поч}})}{8 \cdot (T_{\text{кр}} - T_{\text{ст}})} + \frac{n \cdot C_{\text{мр}}}{\pi^2} \cdot \left(\ln \left(\frac{T_{\text{кр}} - T_{\text{ст}}}{T_{\text{кін}} - T_{\text{ст}}} - 0.21 \right) \right) \right] \cdot \delta_{\text{бл}} \cdot \left(\delta_{\text{бл}} + \frac{4 \cdot \lambda_{\text{мр}}}{\alpha_p} \right), [c] \quad (2.1.1)$$

де:

$\rho_{\text{бл}} = 917$ кг/м³ – густина рибного блока;

$\lambda_{\text{мр}}$, Вт/(м·К) – теплопровідність мороженої риби;

$F = 1$ – коефіцієнт форми блока;

Σq_p , кДж/кг – загальна питома теплота, що відводиться під час заморожування;

$t_{\text{поч}} = 20$ °С, $T_{\text{поч}} = 293$ К – початкова температура рибного блока;

$t_{\text{кр}} = -1$ °С, $T_{\text{кр}} = 272$ К – криоскопічна температура;

$t_{\text{ст}}$, °С, $T_{\text{ст}}$, К – температура стінки морозильної плити;

$n = 1.03$ – поправний коефіцієнт, що залежить від швидкості заморожування;

$C_{\text{мр}}$, кДж/(кг·К) – теплоємність мороженої риби;

										Лист
Зм.	Лист	№ докум	Підпис	Дата						26

відповідати нормі похибки.

Дійсна тривалість заморожування:

$$\tau_d = \frac{\tau \cdot \phi_0}{3600}, [\text{год}] \quad (2.1.21)$$

де:

$\phi_0 = 0.9$ – коефіцієнт, що враховує зростання тривалості заморожування блоку, внаслідок нещільного контакту продукту та морозильної плити.

Тривалість одного циклу:

$$\tau_{\text{ц}} = \tau_d + \tau_{\text{зв}}/60, [\text{год}] \quad (2.1.22)$$

де:

$\tau_{\text{зв}} = 15$ хв – тривалість завантаження і вивантаження апарата.

Кількість циклів:

$$n_{\text{ц}} = \tau_p / \tau_{\text{ц}}, \left[\frac{\text{циклів}}{\text{добу}} \right] \quad (2.1.23)$$

де:

$\tau_p = 22$ год – тривалість роботи апарата за добу.

Округляємо до найближчого цілого значення $n_{\text{ц}} \approx n_{\text{ц}}^*$.

Добова продуктивність апарата:

$$N_a = \frac{n_{\text{ц}}^* \cdot m_a}{1000}, \left[\frac{\text{ТОНН}}{\text{добу}} \right] \quad (2.1.24)$$

Ваговий обіг риби у циклі апарата:

$$M_a = m_a \cdot \tau_d, [\text{кг/год}] \quad (2.1.25)$$

Необхідна кількість холоду для заморозки риби у циклі:

$$Q_1 = \frac{\sum q_p \cdot M_a}{3600}, [\text{кВт}] \quad (2.1.26)$$

Теплоприпливи, пов'язані з охолодженням металевих частин:

$$Q_2 = \frac{m_{\text{рам}} \cdot n_{\text{рам}} \cdot C_{\text{рам}} \cdot (T_{\text{рам}} - T_0)}{\tau_d \cdot 3600}, [\text{кВт}] \quad (2.1.27)$$

де:

$m_{\text{рам}} = 1$ кг – маса однієї рамки;

$C_{\text{рам}} = 0.897$ кДж/кг·К – теплоємність матеріалу рамки;

$T_{\text{рам}} = 293 \text{ K} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ – початкова температура рамки.

Площа поверхні ізолюваної огорожі морозильного апарата:

$$F_{\text{із}} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} + \pi \cdot D \cdot L, [\text{м}^2] \quad (2.1.28)$$

де:

$D = 1.9 \text{ м}$ – діаметр ізоляції морозильного апарата;

$L = 1.8 \text{ м}$ – довжина ізоляції морозильного апарата.

Теплоприпливи через ізолювані огорожі:

$$Q_3 = \frac{k_{\text{із}} \cdot F_{\text{із}} \cdot (T_{\text{суд}} - T_0)}{1000}, [\text{кВт}] \quad (2.1.29)$$

де:

$k_{\text{із}} = 0.226 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ – коефіцієнт теплопередачі ізолюваної огорожі морозильного апарату;

$T_{\text{суд}} = 293 \text{ K} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ – температура на судні.

Загальні теплоприпливи:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3, [\text{кВт}] \quad (2.1.30)$$

Необхідна холодопродуктивність:

$$Q_0^{\text{H}} = Q \cdot k_3, [\text{кВт}] \quad (2.1.31)$$

$k_3 = 1.1$ – коефіцієнт запасу, що враховує додаткові можливі експлуатаційні теплові навантаження

Результати розрахунків заносимо до таблиці (Таблиця 1.1).

Таблиця 2.1.1 – Результати розрахунків швидкоморозильного апарата

$T_0^{\text{H}}, \text{ }^\circ\text{C}$	-55	-50	-45	-40
$\tau_{\text{д}}, \text{ хв}$	60	66	74	84
$N_{\text{а}}, \text{ ТОНН/добу}$	23.8	21.1	19.8	17.2
$Q_0^{\text{H}}, \text{ кВт}$	142.2	127.6	112.6	97.6

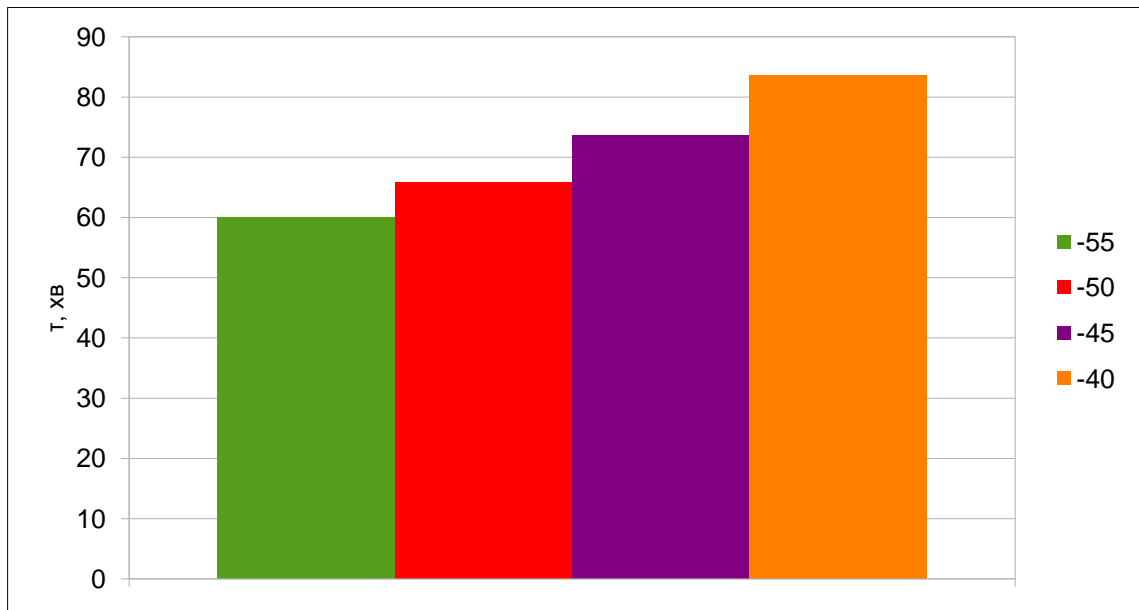


Рисунок 2.1.1 – Тривалість холодильної обробки τ в залежності від температури кипіння t_0 .

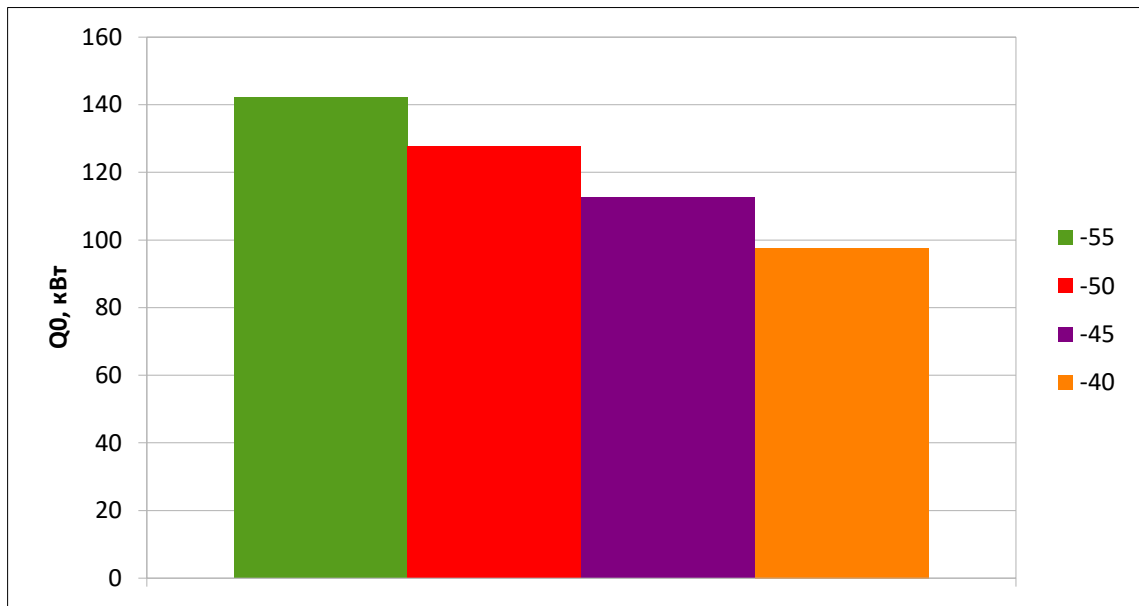


Рисунок 2.1.2 – Необхідна холодопродуктивність Q_0^H в залежності від температури кипіння t_0 .

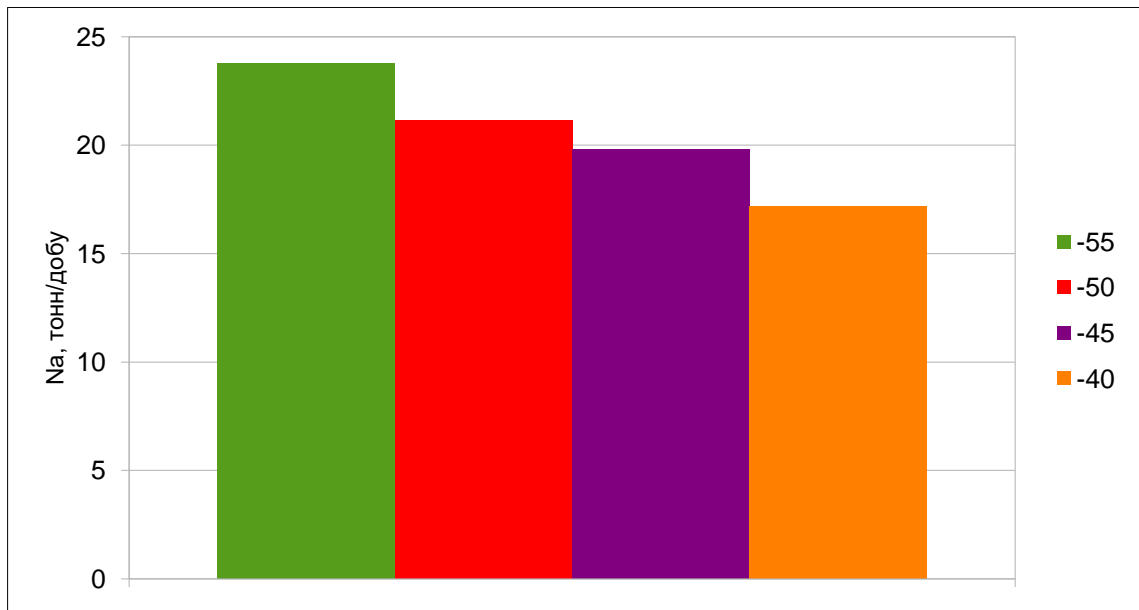


Рисунок 2.1.3 – Добова продуктивність апарата N_a в залежності від температури кипіння t_0 .

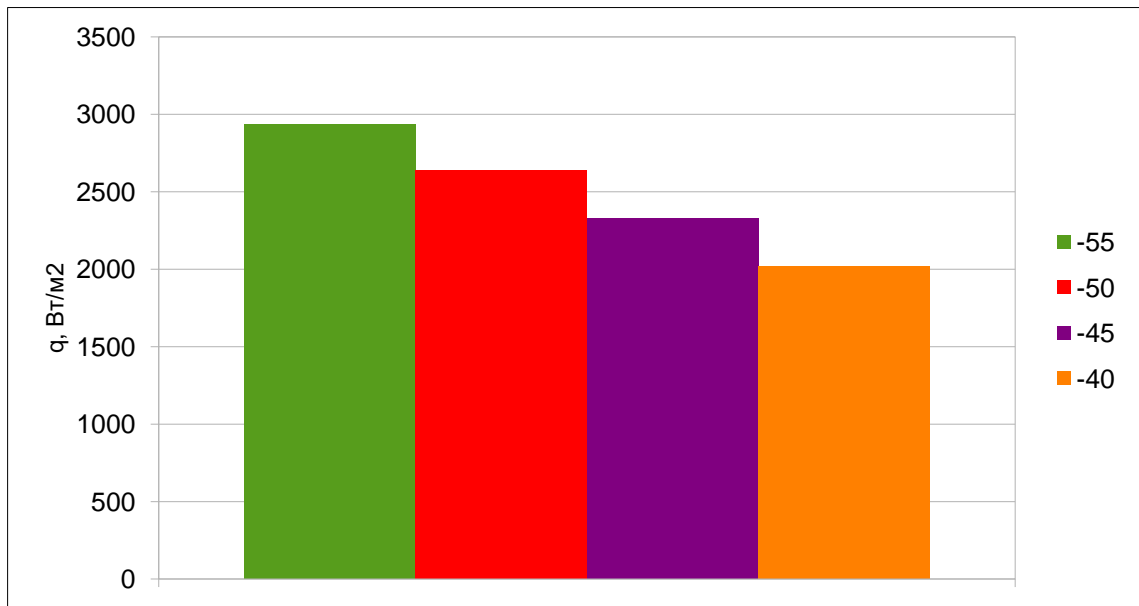


Рисунок 2.1.4 – Середній питомий тепловий потік q в залежності від температури кипіння t_0 .

2.2. РОЗРАХУНОК ХАРАКТЕРИСТИК КОМПРЕСОРІВ ВЕРХНЬОГО ТА НИЖНЬОГО КАСКАДУ

2.2.1. Визначення параметрів у вузлових точках циклу

Вихідні дані:

Робочі речовини – R744 (CO₂), R717(NH₃);

Температури кипіння – $t_0 = -55, -50, -45, -40$ °C;

Температури конденсації – $t_k = 35, 30, 25$ °C;

Повний перегрів на всмоктуванні – $\Delta_{пр} = 5$ K;

Повне переохолодження перед дроселюванням – $\Delta_{по} = 5$ K.

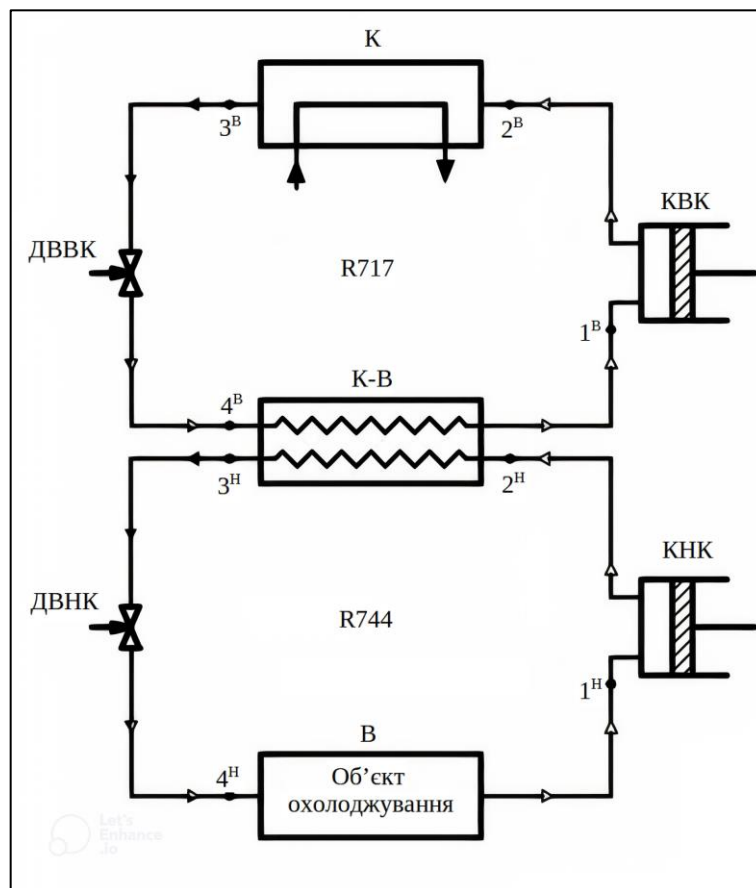


Рисунок 2.2.1.1 – Принципова схема холодильної машини.

Зм.	Лист	№ докум	Підпис	Дата

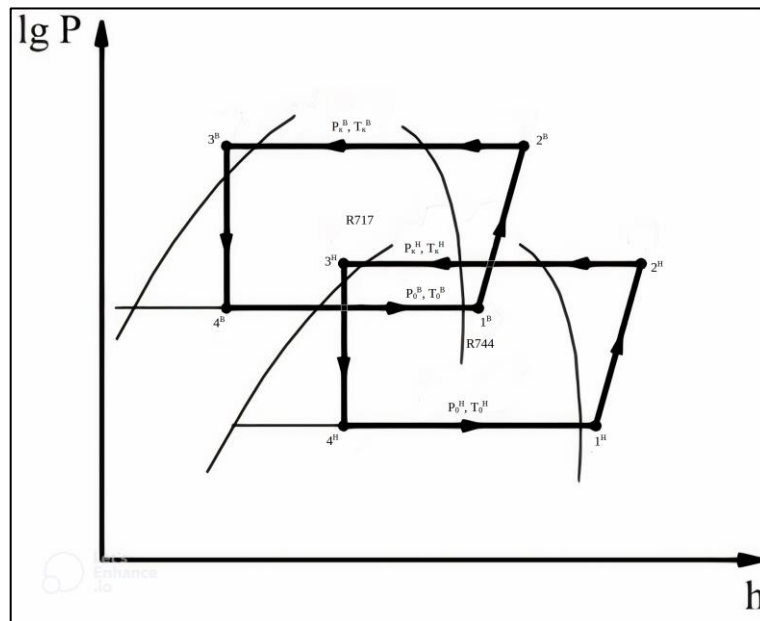


Рисунок 2.2.1.2 – Цикл у діаграмі $\lg(P)$ - h .

Середня розрахункова температура у конденсаторі-випарнику [9]:

$$T_{\text{сер}} = \sqrt{T_0^H \cdot T_K^B}, [\text{K}] \quad (2.2.1.1)$$

Температура кипіння холодильного агента у верхньому каскаді:

$$T_0^B = T_{\text{сер}} - 0.5 \cdot \Delta T_{\text{к-в}}, [\text{K}] \quad (2.2.1.2)$$

де:

$\Delta T_{\text{к-в}} = 6 \text{ K}$ – температурне напирання в конденсаторі-випарнику.

Температура конденсації холодильного агента у нижньому каскаді:

$$T_K^H = T_{\text{сер}} + 0.5 \cdot \Delta T_{\text{к-в}}, [\text{K}] \quad (2.2.1.3)$$

Перегрів холодильного агента перед всмоктуванням у верхньому каскаді:

$$T_1^B = T_0^B + \Delta_{\text{пг}}, [\text{K}] \quad (2.2.1.4)$$

Перегрів холодильного агента перед всмоктуванням у нижньому каскаді:

$$T_1^H = T_0^H + \Delta_{\text{пг}}, [\text{K}] \quad (2.2.1.5)$$

Переохолодження холодильного агента перед дроселюванням у верхньому каскаді:

$$T_3^B = T_K^B - \Delta_{\text{по}}, [\text{K}] \quad (2.2.1.6)$$

Переохолодження холодильного агента перед дроселюванням у нижньому каскаді:

$$T_3^H = T_K^H - \Delta_{\text{по}}, [\text{K}] \quad (2.2.1.7)$$

Зм.	Лист	№ докум	Підпис	Дата

Переносимо дані з lg(P)-h діаграм холодильних агентів R717 та R744 до таблиці 2.2.1.1 і 2.2.1.2 для кожного режиму роботи [10].

Таблиця 2.2.1.1 – Параметри у вузлових точках циклу для R717.

Точка	1 ^B	2 ^B	3 ^B	4 ^B
t, °C	*	*	*	*
p, бар	*	*	*	*
v, м ³ /кг	*			
h, кДж/кг	*	*	*	*

Таблиця 2.2.1.2 – Параметри у вузлових точках циклу для R744.

Точка	1 ^H	2 ^H	3 ^H	4 ^H
t, °C	*	*	*	*
p, бар	*	*	*	*
v, м ³ /кг	*			
h, кДж/кг	*	*	*	*

2.2.2. Розрахунок компресора нижнього каскаду

Вихідні дані для розрахунку:

Робоча речовина – R744 (CO₂);

Холодопродуктивність нижнього каскаду – Q_0^H , [кВт] (з пункту 2.1);

Параметри у вузлових точках циклу t , [°C]; P [бар]; v [м³/кг]; h [кДж/кг] (з пункту 2.2.1).

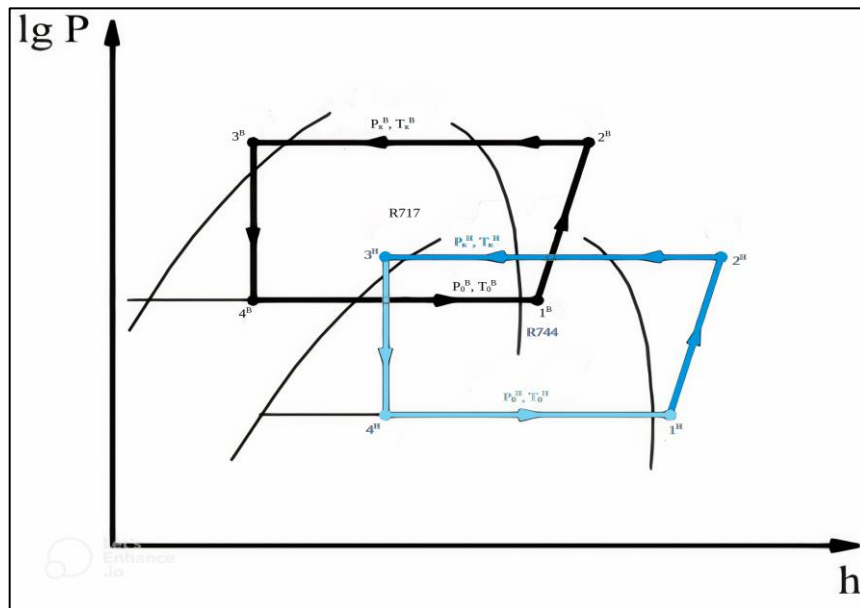


Рисунок 2.2.2.1 – Цикл НК у діаграмі $\lg(P)$ - h .

Питома масова холодопродуктивність:

$$q_0^H = h_1^H - h_4^H, \left[\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right] \quad (2.2.2.1)$$

Питома об'ємна холодопродуктивність:

$$q_v^H = \frac{q_0^H}{v_1^H}, \left[\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3} \right] \quad (2.2.2.2)$$

Питома адіабатна робота стиснення:

$$l_a^H = h_2^H - h_1^H, \left[\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right] \quad (2.2.2.3)$$

Питоме теплове навантаження на конденсатор:

$$q_k^H = h_2^H - h_3^H, \left[\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right] \quad (2.2.2.4)$$

Зм.	Лист	№ докум	Підпис	Дата

Масова витрата холодильного агенту:

$$M_a^H = \frac{Q_0^H}{q_0^H}, [\text{кг/с}] \quad (2.2.2.5)$$

Тепловий потік, що відводиться в конденсаторі-випарнику:

$$Q_k^H = M_a^H \cdot q_k^H = Q_0^B, [\text{кВт}] \quad (2.2.2.6)$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

$$V_d^H = M_a^H \cdot v_1^H, [\text{м}^3/\text{с}] \quad (2.2.2.7)$$

Зовнішній ступінь стиснення:

$$\pi^H = \frac{P_k^H}{P_0^H} \quad (2.2.2.8)$$

Коефіцієнт подавання, що враховує мертвий простір:

$$\lambda_c^H = 1 - C \cdot \left[(\pi^H)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] \quad (2.2.2.9)$$

де:

$C = 0.03$ – відносна величина мертвого простору;

$m = 1.1$ – коефіцієнт політропи розширення з мертвого простору для R717 та R744.

Коефіцієнт подавання, що враховує перетікання, дроселювання і підігрів:

$$\lambda_w^H = \frac{T_0}{T_k} \quad (2.2.2.10)$$

Загальний коефіцієнт подавання:

$$\lambda^H = \lambda_c \cdot \lambda_w \quad (2.2.2.11)$$

Теоретична об'ємна продуктивність компресора:

$$V_h^H = \frac{V_d^H}{\lambda^H}, [\text{м}^3/\text{с}] \quad (2.2.2.12)$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a^H = M_a^H \cdot l_a^H, [\text{кВт}] \quad (2.2.2.13)$$

Індикаторний ККД компресора:

$$\eta_i^H = \lambda_w^H + b \cdot t_0^H \quad (2.2.2.14)$$

де:

$b = 0.001$ – емпіричний коефіцієнт.

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i^H = \frac{N_a^H}{\eta_i^H}, [\text{кВт}] \quad (2.2.2.15)$$

Потужність тертя компресора:

$$N_{\text{тер}}^H = \frac{V_h^H}{P_{\text{тер}}}, [\text{кВт}] \quad (2.2.2.16)$$

де:

$P_{\text{тер}} = 60$ кПа – індикаторний тиск тертя.

Ефективна потужність компресора:

$$N_e^H = N_i^H + N_{\text{тер}}^H, [\text{кВт}] \quad (2.2.2.17)$$

Результати розрахунків заносимо до таблиці (Таблиця 2.2.2.1).

Таблиця 2.2.2.1 – Результати розрахунків нижнього каскаду.

R744				
$T_0^H, ^\circ\text{C}$	-55	-50	-45	-40
$T_k^B = 35 ^\circ\text{C}$				
$T_k^H, ^\circ\text{C}$	-11	-8	-5	-2
$M_a^H, \text{кг/с}$	0.52	0.48	0.43	0.38
$Q_0^H, \text{кВт}$	142.2	127.6	112.6	97.6
$Q_k^H, \text{кВт}$	179.6	158.8	138.2	118.2
$N_e^H, \text{кВт}$	51.1	41.6	33.3	26.2
$T_k^B = 30 ^\circ\text{C}$				
$T_k^H, ^\circ\text{C}$	-13	-10	-7	-4
$M_a^H, \text{кг/с}$	0.52	0.47	0.42	0.37
$Q_0^H, \text{кВт}$	142.2	127.6	112.6	97.6
$Q_k^H, \text{кВт}$	177.4	156.9	136.5	116.8
$N_e^H, \text{кВт}$	47.8	38.8	31	24.3
$T_k^B = 25 ^\circ\text{C}$				
$T_k^H, ^\circ\text{C}$	-15	-12	-9	-6
$M_a^H, \text{кг/с}$	0.51	0.46	0.42	0.37
$Q_0^H, \text{кВт}$	142.2	127.6	112.6	97.6
$Q_k^H, \text{кВт}$	175.3	155	134.9	115.4
$N_e^H, \text{кВт}$	44.6	36.1	28.7	22.5

По найважчому режиму роботи ($t_0 = -55 ^\circ\text{C}$, $t_k = 35 ^\circ\text{C}$) підбираємо напівгерметичний поршневий компресор фірми GEA Grasso моделі 65HP [11].

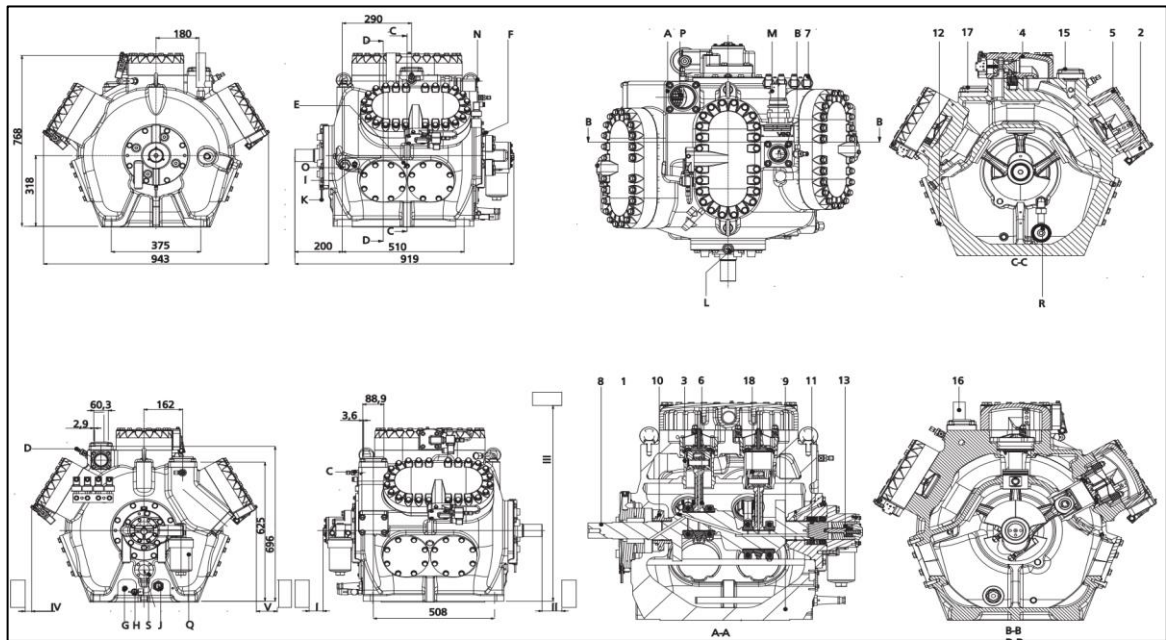


Рисунок 2.2.2.2 – Ескізи компресора GEA Grasso моделі 65HP.

Таблиця 2.2.2.3 – Легенда до ескізів компресора.

Об'єкт	№	Розмір / Примітка
Лінія всмоктування	A	80 мм
Лінія нагнітання	B	50 мм
Температура / тиск всмоктування	C	1/4" BSP
Температура / тиск нагнітання	D	1/4" BSP
Тиск картера	E	1/4" BSP
Тиск мастила	F	1/4" BSP
Температура мастила	G	1/4" BSP
Злив і заправка мастила	H	1/2" BSP
Повертач мастила / мастиловіддільник	I	1/4" BSP
Підігрівач картера	J	1/2" BSP
Дренаж для витоку масла з ущільнення поворотного вала	K	Затискна муфта з прецизійною сталевією трубкою Ø6 x 1,0 мм
Дренаж для витоку масла з ущільнення	L	
Запобіжний клапан	M	
Продувний і вакуумний клапан	N	1/2" BSP
Регулятор тиску мастила	O	
Всмоктувальний фільтр	P	
Масляний зливний фільтр	Q	
Фільтр всмоктування масла	R	
Оглядове скло	S	
Кришка ущільнення поворотного вала	1	

Зм.	Лист	№ докум	Підпис	Дата
-----	------	---------	--------	------

КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.1

Лист

40

Контроль ємності	2	
Гільза циліндра	3	
Кришка циліндра, тільки один керований циліндр	4	
Кришка циліндра, два керованих циліндра	5	
Шатун	6	
Датчики тиску (опціонально)	7	
Колінчастий вал	8	
Корпус компресора	9	
Підшипник	10	
Упорний підшипник	11	
Оглядова кришка	12	
Масляний насос і фільтри	13	
Запобіжний клапан нагнітання-всмоктування	14	
Нагнітальний колектор	15	
Запобіжний клапан лінія всмоктування - середовище	16	Тільки для R744
Всмоктувальний колектор	17	
Поршень	18	
Мінімально необхідний вільний простір для зняття всмоктувального фільтра, гільзи циліндра та поршня	I	650
	II	200
	III	850
	IV	50
	V	50

Таблиця 2.2.2.2 – Основні характеристики компресора.

Модель	65HP
Кількість	1
Розміри	
Довжина	919 мм
Ширина	943 мм
Висота	768 мм
Число циліндрів x Діаметр x Хід поршня	6 x 85 мм x 66 мм
Вага	633 кг
Технічні характеристики	
Швидкість компресора	500 – 1500 об/хв
Загальний робочий об'єм при повному навантаженні	202 м ³ /год
Тиск всмоктування (температура)	5.3 – 17 бар (-55 – -25 °C)
Максимальний тиск нагнітання (температура)	50 бар (155 °C)
Максимальна температура насичення конденсації	14.3 °C
Ступінь стиснення (різниця тисків)	1.5 – 6 (<=30 бар)
Заправка мастила в картер і масляний контур (центральна лінія / макс. оглядового скла)	25 дм ³

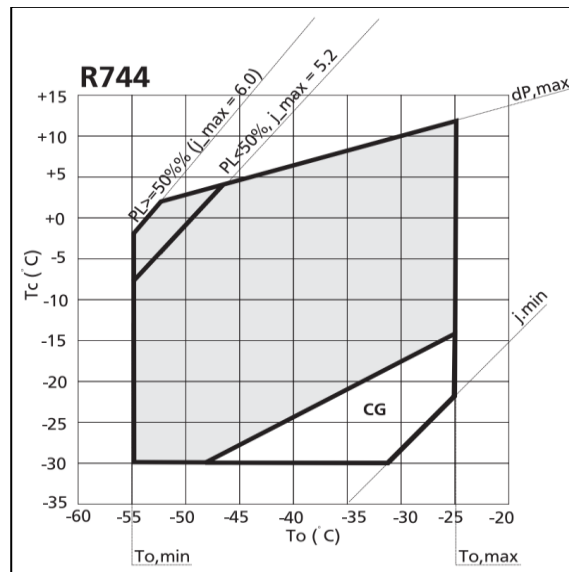


Рисунок 2.2.2.3 – Діаграма обмежень робочих параметрів компресора.

Зм.	Лист	№ докум	Підпис	Дата
-----	------	---------	--------	------

2.2.3. Розрахунок компресора верхнього каскаду

Вихідні дані для розрахунку:

Робоча речовина – R717 (NH₃);

Холодопродуктивність нижнього каскаду – Q_0^B , [кВт] (з пункту 2.2.2);

Параметри у вузлових точках циклу t , [°C]; P [бар]; v [м³/кг]; h [кДж/кг] (з пункту 2.2.1).

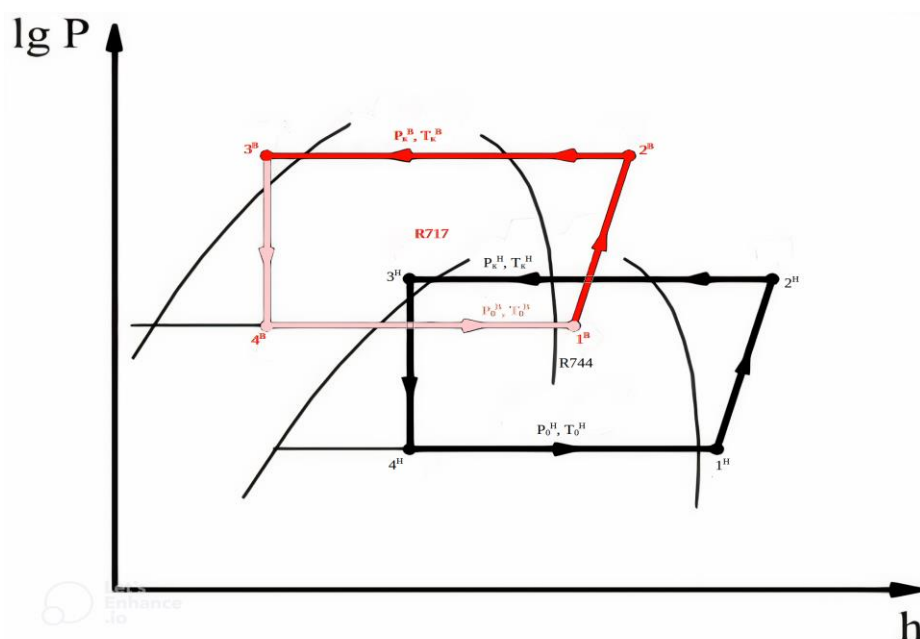


Рисунок 2.2.3.1 – Цикл ВК у діаграмі lg(P)-h .

Верхній каскад розраховується по формулам 2.2.2.1 – 2.2.2.17 нижнього каскаду за своїми вихідними даними.

Результати розрахунків заносимо до таблиці (Таблиця 2.2.3.1).

Зм.	Лист	№ докум	Підпис	Дата

Таблиця 2.2.3.1 – Результати розрахунків нижнього каскаду

R717			
$T_k^B, ^\circ\text{C}$	35	30	25
$T_0^H = -55 ^\circ\text{C}$			
$T_0^B, ^\circ\text{C}$	-17	-19	-21
$M_a^B, \text{кг/с}$	0.161	0.156	0.152
$Q_0^B, \text{кВт}$	179.6	177.4	175.3
$Q_k^B, \text{кВт}$	224.3	218.8	213.6
$N_e^B, \text{кВт}$	62.4	58.4	54.5
$T_0^H = -50 ^\circ\text{C}$			
$T_0^B, ^\circ\text{C}$	-14	-16	-18
$M_a^B, \text{кг/с}$	0.142	0.138	0.134
$Q_0^B, \text{кВт}$	158.8	156.9	155
$Q_k^B, \text{кВт}$	195.1	190.5	185.9
$N_e^B, \text{кВт}$	49.6	46.2	43
$T_0^H = -45 ^\circ\text{C}$			
$T_0^B, ^\circ\text{C}$	-11	-13	-15
$M_a^B, \text{кг/с}$	0.123	0.12	0.116
$Q_0^B, \text{кВт}$	138.2	136.5	134.9
$Q_k^B, \text{кВт}$	167.1	163.2	159.4
$N_e^B, \text{кВт}$	38.7	35.9	33.2
$T_0^H = -40 ^\circ\text{C}$			
$T_0^B, ^\circ\text{C}$	-8	-10	-12
$M_a^B, \text{кг/с}$	0.105	0.102	0.099
$Q_0^B, \text{кВт}$	118.2	116.8	115.4
$Q_k^B, \text{кВт}$	140.8	137.5	134.3
$N_e^B, \text{кВт}$	29.7	27.4	25.2

По найважчому режиму роботи ($t_0 = -55 ^\circ\text{C}$, $t_k = 35 ^\circ\text{C}$) підбираємо напівгерметичний поршневий компресор фірми GEA Grasso моделі V 600 [12].

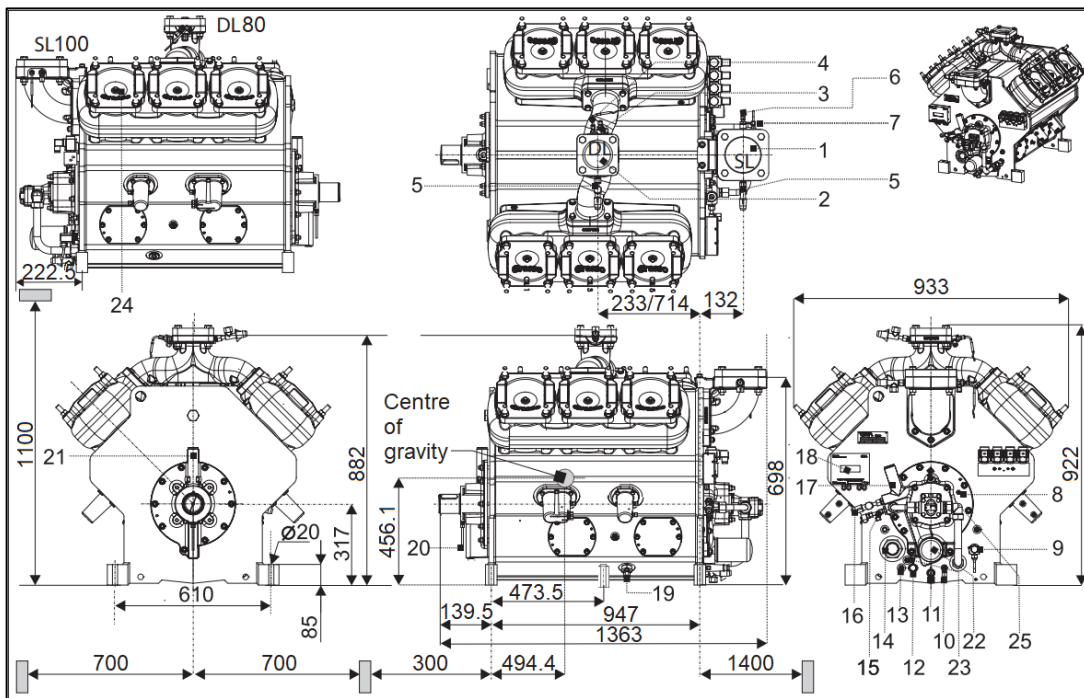


Рисунок 2.2.3.2 – Ескізи компресора GEA Grasso моделі V 600.

Таблиця 2.2.3.3 – Легенда до ескізів компресора.

Об'єкт	№	Вимірювання / Примітка
Лінія всмоктування	1	80 мм
Лінія нагнітання	2	65 мм
Тиск / температура нагнітання	3	G1/4"
Температура нагнітання Grasso Maintenance Monitor	4	G1/4"
Продувний і вакуумний клапан у нагнітальній лінії,	5	G1/4"
Тиск / температура всмоктування	6	G1/4"
Температура всмоктування Grasso Maintenance Monitor	7	G1/4"
Датчик швидкості компресора Grasso Maintenance Monitor	8	G1/4"
Реле рівня мастила	9	M20 x 1,5
Тиск у картері / температура мастила	10	G1/4"
Клапан зливу мастила	11	G1/4"
Підігрівач картера	12	G1/2"
Температура мастила Grasso Maintenance Monitor	13	G1/4"
Оглядове скло	14	G 2"
Вимірювач контрольного тиску мастила	15	G1/4"
Клапан заправки мастила	16	G1/4"
Контрольний регулятор тиску мастила	17	-
Монітор технічного обслуговування Grasso	18	-
Повертач мастила / мастиловіддільник	19	G3/4"
Дренаж для витоків мастила з ущільнення	20	Захисна муфта з

Зм.	Лист	№ докум	Підпис	Дата
-----	------	---------	--------	------

КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.1

Лист

45

поворотного вала		прецизійною сталевую трубкою 6x1,5 мм
Регулятор тиску мастила	21	-
Масляний зливний фільтр	22	-
Температура масла для Thermo-Master	23	G1/4"
Температура нагнітання Thermo-Master	24	G1/2"
Тиск мастила	25	G1/4"

Таблиця 2.2.3.2 – Основні характеристики компресора.

Модель	V 600
Кількість	1
Розміри	
Довжина	1363 мм
Ширина	933 мм
Висота	922 мм
Число циліндрів x Діаметр x Хід поршня	8 x 110 мм x 85 мм
Вага	1042 кг
Технічні характеристики	
Швидкість компресора	500 – 1500 об/хв
Загальний робочий об'єм при повному навантаженні	580 м ³ /год
Тиск всмоктування (температура)	0.3 – 8.5 бар (-55 – 19 °C)
Максимальний тиск нагнітання (температура)	26 бар (170 °C)
Максимальна температура насичення конденсації	60 °C
Ступінь стиснення (різниця тисків)	1.5 – 10 (<=25.5 бар)
Заправка мастила в картер і масляний контур (центральна лінія / макс. оглядового скла)	28 – 34.6 дм ³

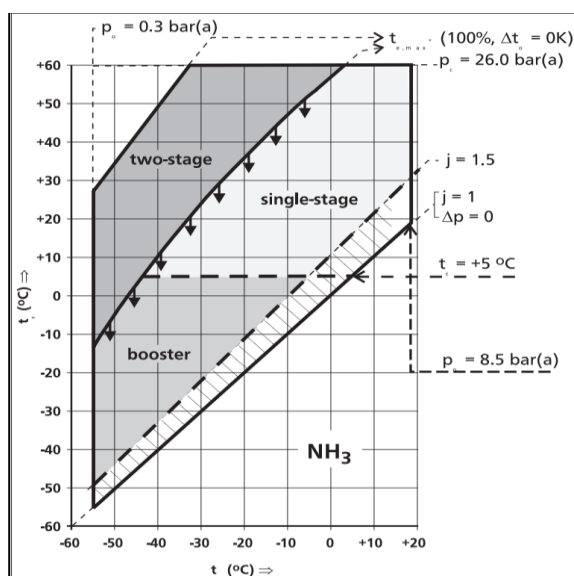


Рисунок 2.2.3.3 – Діаграма обмежень робочих параметрів компресора.

Зм.	Лист	№ докум	Підпис	Дата
-----	------	---------	--------	------

2.2.4. Загальні показники холодильної установки

Підведемо підсумки результатів розрахунку пунктів 2.2.2 і 2.2.3.

Загальна ефективна потужність компресорів:

$$\Sigma N_e = N_e^H + N_e^B, [\text{кВт}] \quad (2.2.4.1)$$

Коефіцієнт перетворення відповідного циклу Карно:

$$COP_K = \frac{T_0^H}{T_K^B - T_0^H} \quad (2.2.4.2)$$

Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$COP = \frac{Q_0^H}{\Sigma N_e} \quad (2.2.4.3)$$

Дійсна ступінь термодинамічної досконалості:

$$\eta_{стс} = \frac{COP}{COP_K} \quad (2.2.4.4)$$

Результати розрахунків заносимо до таблиці (Таблиця 2.2.4.1).

Таблиця 2.2.4.1 – Результати розрахунків показників холодильної установки.

$T_K^B, ^\circ\text{C}$	35	30	25
$T_0^H = -55 ^\circ\text{C}$			
$\Sigma N_e, \text{кВт}$	113.5	106.2	99.2
COP_K	2.422	2.565	2.725
COP	1.252	1.339	1.434
$\eta_{стс}$	0.517	0.522	0.526
$T_0^H = -50 ^\circ\text{C}$			
$\Sigma N_e, \text{кВт}$	91.2	85	79.1
COP_K	2.624	2.788	2.973
COP	1.4	1.502	1.614
$\eta_{стс}$	0.534	0.539	0.543
$T_0^H = -45 ^\circ\text{C}$			
$\Sigma N_e, \text{кВт}$	72	66.9	62
COP_K	2.85	3.04	3.257
COP	1.564	1.684	1.817
$\eta_{стс}$	0.549	0.554	0.558
$T_0^H = -40 ^\circ\text{C}$			
$\Sigma N_e, \text{кВт}$	55.9	51.7	47.7
COP_K	3.107	3.329	3.585
COP	1.747	1.889	2.048
$\eta_{стс}$	0.562	0.567	0.571

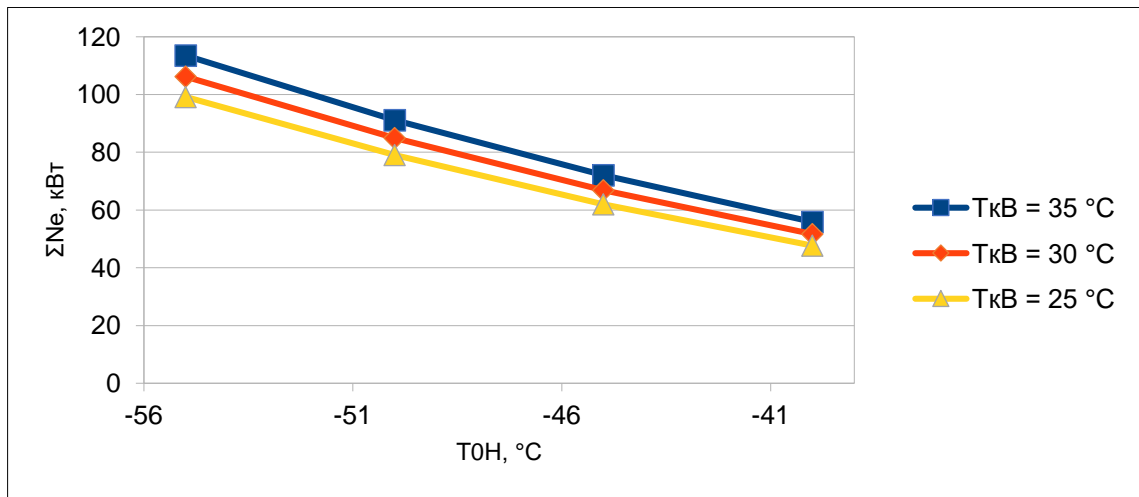


Рисунок 2.2.4.1 – Загальна ефективна потужність компресорів ΣN_e в залежності від температури кипіння t_0^H .

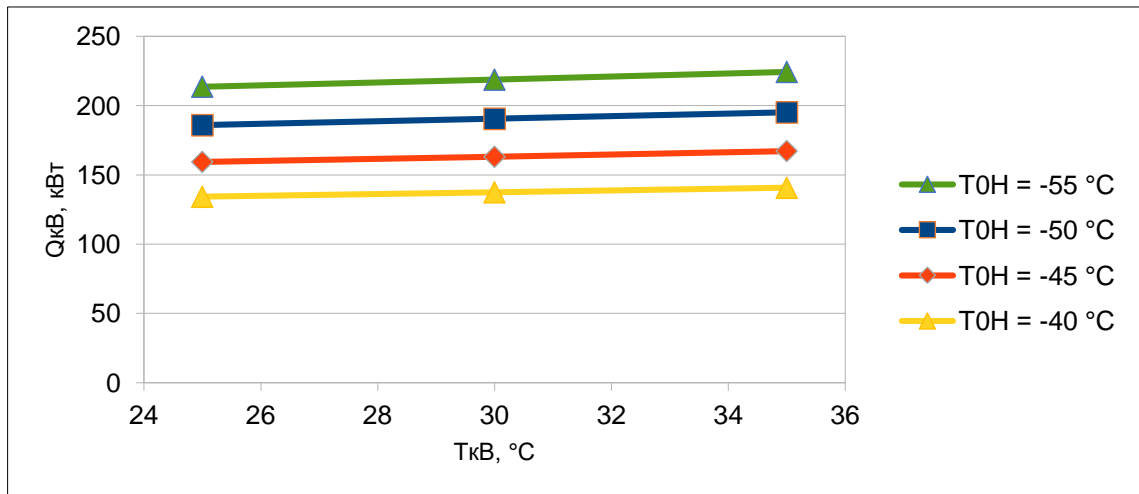


Рисунок 2.2.4.2 – Теплове навантаження на конденсатор $Q_{кВ}^B$ в залежності від температури конденсації $t_{кВ}^B$.

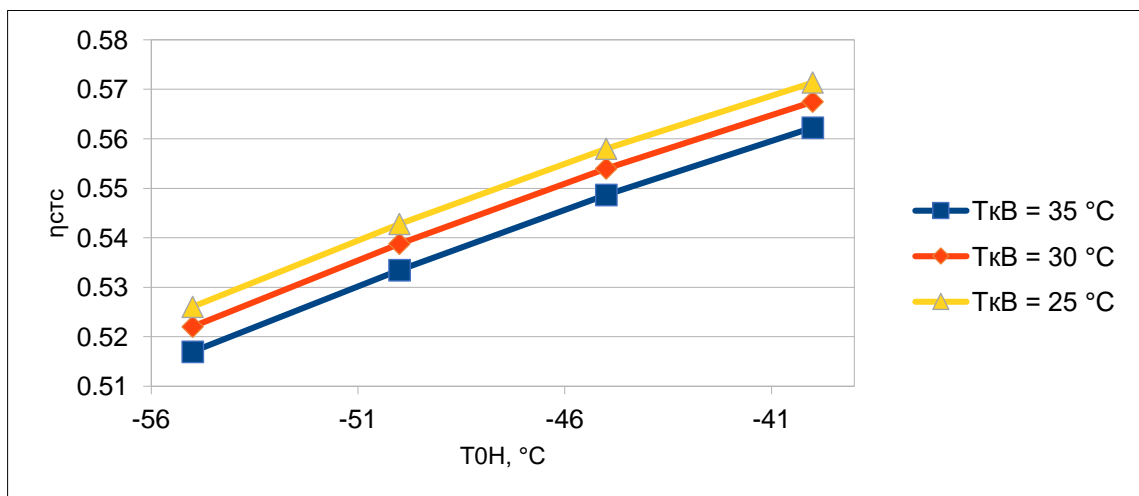


Рисунок 2.2.4.3 – Ступінь термодинамічної досконалості $\eta_{сгс}$ в залежності від температури кипіння t_0^H .

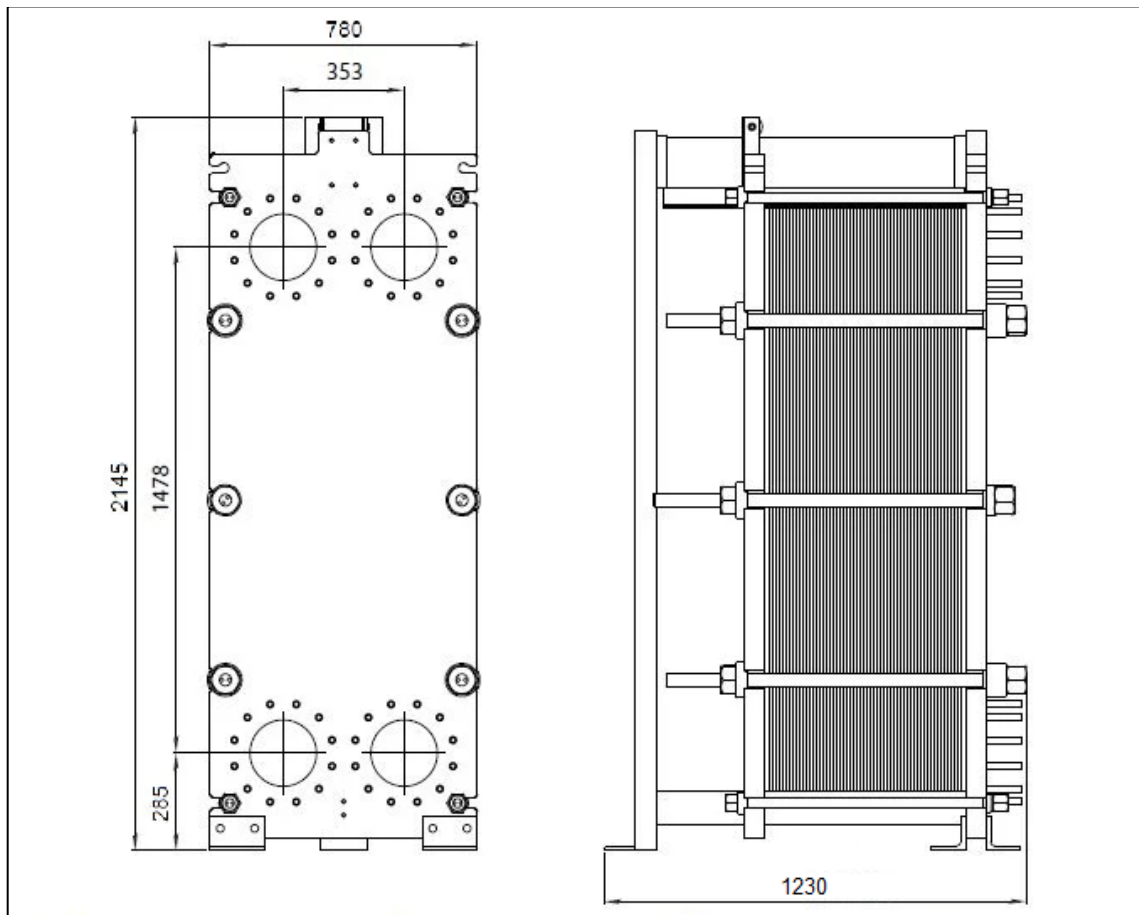


Рисунок 2.3.1.1 – Теплообмінний апарат Alfa Laval T20-MFG.

Теплообмінна поверхня однієї пластини:

$$f_{\text{пл}} = L_{\text{к}} \cdot B_{\text{к}} = 1.15 \cdot 0.45 = 0.518 \text{ м}^2 \quad (2.3.1.1)$$

Живий перетин одного каналу:

$$f_{\text{к}} = B_{\text{к}} \cdot u_{\text{к}} = 0.45 \cdot 0.004 = 0.0018 \text{ м}^2 \quad (2.3.1.2)$$

Змочений периметр каналу:

$$P_{\text{к}} = 2 \cdot (B_{\text{к}} + u_{\text{к}}) = 2 \cdot (0.45 + 0.004) = 0.908 \text{ м} \quad (2.3.1.3)$$

Еквівалентний діаметр каналу:

$$d_{\text{е}} = \frac{4 \cdot f_{\text{к}}}{P_{\text{к}}} = \frac{4 \cdot 0.518}{0.908} = 0.00793 \text{ м} \quad (2.3.1.4)$$

Логарифмічний температурний напір в конденсаторі:

$$\theta_{\text{л}} = \frac{(t_{\text{к}} - t_{\text{в}}^{\text{ВХ}}) - (t_{\text{к}} - t_{\text{в}}^{\text{ВНХ}})}{\ln\left(\frac{t_{\text{к}} - t_{\text{в}}^{\text{ВХ}}}{t_{\text{к}} - t_{\text{в}}^{\text{ВНХ}}}\right)} = \frac{(35 - 25) - (35 - 28)}{\ln\left(\frac{35 - 25}{35 - 28}\right)} = 8.411 \text{ К} \quad (2.3.1.5)$$

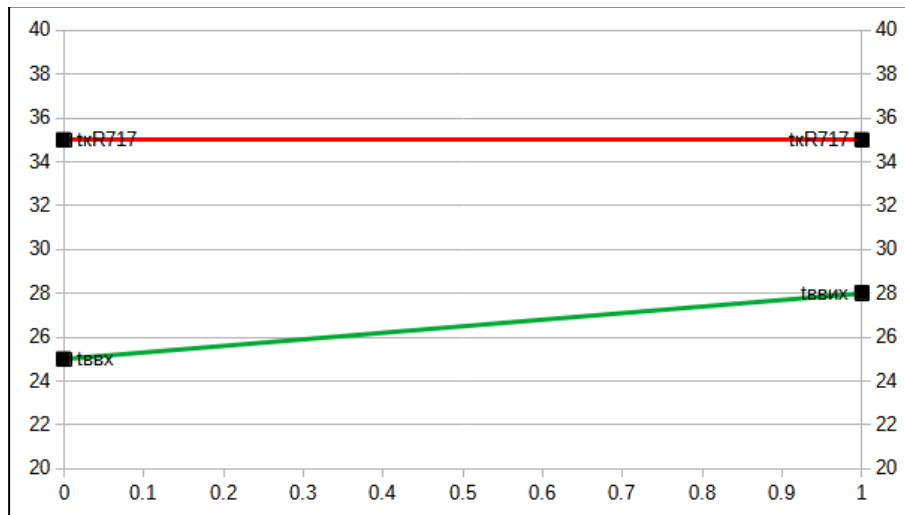


Рисунок 2.3.1.2 – Графік температур робочої речовини і води.

Середня температура води:

$$t_B^{сep} = \frac{t_B^{ВХ} + t_B^{ВИХ}}{2} = \frac{25 + 28}{2} = 26.5 \quad (2.3.1.6)$$

Теплофізичні властивості води при її середній температурі [10, 14]:

$\rho_B = 1023.3 \text{ кг/м}^3$ – густина океанічної води;

$Cp_B = 3.928 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ – питома ізобарна теплоємність океанічної води;

$\lambda_B = 0.587 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ – коефіцієнт теплопровідності океанічної води;

$\nu_B = 8.339 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості океанічної води;

$Pr_B = 5.708$ – число Прандтля океанічної води.

Задаємося середньою швидкістю потоку води $\omega_B = 0.2 \text{ м/с}$.

Масова витрата води:

$$M_B = \frac{Q_K}{Cp_B \cdot (t_B^{ВИХ} - t_B^{ВХ})} = \frac{246.7}{1023.3 \cdot (28 - 25)} = 20.94 \text{ кг/с} \quad (2.3.1.7)$$

Число паралельних каналів у пакеті пластин апарату:

$$z = \frac{M_B}{\omega_B \cdot \rho_B \cdot f_K} = \frac{20.94}{0.2 \cdot 1023.3 \cdot 0.0018} = 56.83 \text{ шт.} \quad (2.3.1.8)$$

Отриманий показник числа каналів округляємо до цілого більшого значення $z^* = 57 \text{ шт.}$

Коригована середня швидкість потоку води:

$$\omega_B^* = \frac{M_B}{z^* \cdot \rho_B \cdot f_K} = \frac{20.94}{57 \cdot 1023.3 \cdot 0.0018} = 0.199 \text{ м/с} \quad (2.3.1.9)$$

Таблиця 2.3.1.1 – Залежність питомого теплового потоку агенту q_{717} від температури стінки $t_{ст}$.

$t_{ст}, ^\circ\text{C}$	35	34	33	32	31	30	29	28	27	26
$q_{717}, \text{Вт/м}^2$	0	1128.9	1898.6	2573.4	3193	3774.7	4327.9	4858.3	5370	5866

Таблиця 2.3.1.2 – Залежність питомого теплового потоку теплоносія q_v від температури стінки $t_{ст}$.

$t_{ст}, ^\circ\text{C}$	26.589	27	27.5	28	28.5	29	29.5	30	30.5	31
$q_v, \text{Вт/м}^2$	0	633.4	1249.8	1866.2	2482.6	3099	3715.4	4331.8	4948.2	5564.6

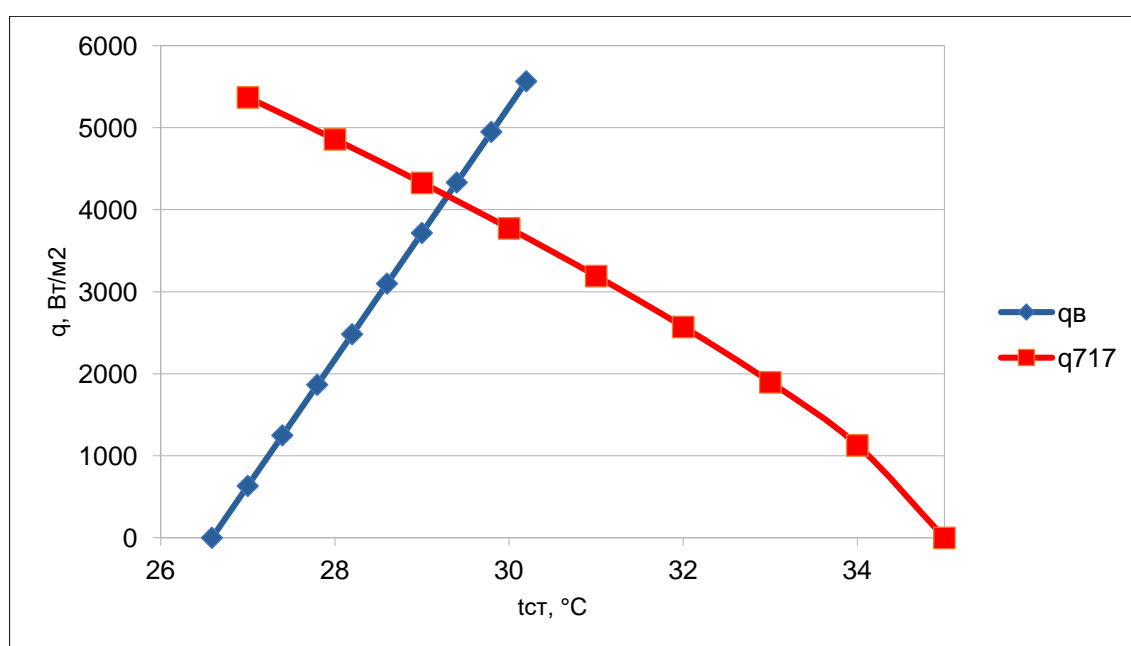


Рисунок 2.3.1.3 – Графоаналітичний метод визначення густини теплового потоку q від температури стінки $t_{ст}$ у пластинчатому конденсаторі.

Використовуючи графоаналітичний метод розрахунку, визначаємо розрахункову густину теплового потоку апарату $q = 4168 \text{ Вт/м}^2$, за температури стінки $t_{ст} = 29.3^\circ\text{C}$.

Розрахункова площа поверхні теплообміну:

$$F = \frac{Q_k}{q} = \frac{246700}{4168} = 59.19 \text{ м}^2 \quad (2.3.1.19)$$

Кількість пластин в апараті:

$$n = \frac{F}{f_{\text{пл}}} = \frac{59.19}{0.518} = 114.4 \text{ шт.} \quad (2.3.1.20)$$

Отримане значення розрахункового числа пластин округляємо до близького цілого непарного значення $n^* = 113$ шт.

Кориговане значення площі поверхні апарату:

$$F^* = n^* \cdot f_{\text{пл}} = 113 \cdot 0.518 = 58.48 \text{ м}^2 \quad (2.3.1.21)$$

Число паралельних каналів (і по воді і по аміаку):

$$z^{**} = \frac{n^* - 1}{2} = \frac{113 - 1}{2} = 56 \text{ шт.} \quad (2.3.1.22)$$

Розрахункове значення швидкості води в апараті:

$$\omega_B^p = \frac{M_B}{\rho_B \cdot f_K \cdot z^{**}} = \frac{20.94}{1023.3 \cdot 0.0018 \cdot 56} = 0.203 \text{ м/с} \quad (2.3.1.23)$$

Перевірка відповідності прийнятого і розрахункового значень швидкості води у просторі між пластинами:

$$\left| \frac{\omega_B^p - \omega_B}{\omega_B^p} \right| \cdot 100\% = 1.459\% \leq 5\% \quad (2.3.1.24)$$

Умовний коефіцієнт тертя на стороні води при турбулентному русі потоку [16]:

$$\xi = \frac{A}{\text{Re}^{0.25}} = \frac{22.4}{1896.1^{0.25}} = 3.395 \quad (2.3.1.25)$$

де:

$A = 22.4$ – коефіцієнт для пластини з теплообмінною поверхнею близько 0.5 м^2 .

Гідравлічний опір апарату по воді [16]:

$$\Delta P = \xi \cdot \left(\frac{L_K \cdot z^{**}}{d_e} \right) \cdot \left(\frac{(\omega_B^p)^2 \cdot \rho_B}{2} \right) = 3.401 \cdot \left(\frac{1.15 \cdot 56}{0.00793} \right) \cdot \left(\frac{0.203^2 \cdot 1023.3}{2} \right) = 581060 \text{ П} \quad (2.3.1.26)$$

Потужність водяної помпи:

$$N_{\text{п}} = \frac{M_B \cdot \Delta P}{\eta_{\text{п}} \cdot \rho_B} = \frac{20.94 \cdot 581060}{0.6 \cdot 1023.3} = 19812.7 \text{ Вт} \quad (2.3.1.27)$$

де:

$\eta_{\text{п}} = 0.6$ – ККД помпи.

Підбираємо відцентрову помпу фірми Calpeda моделі BN 50-250A/A.

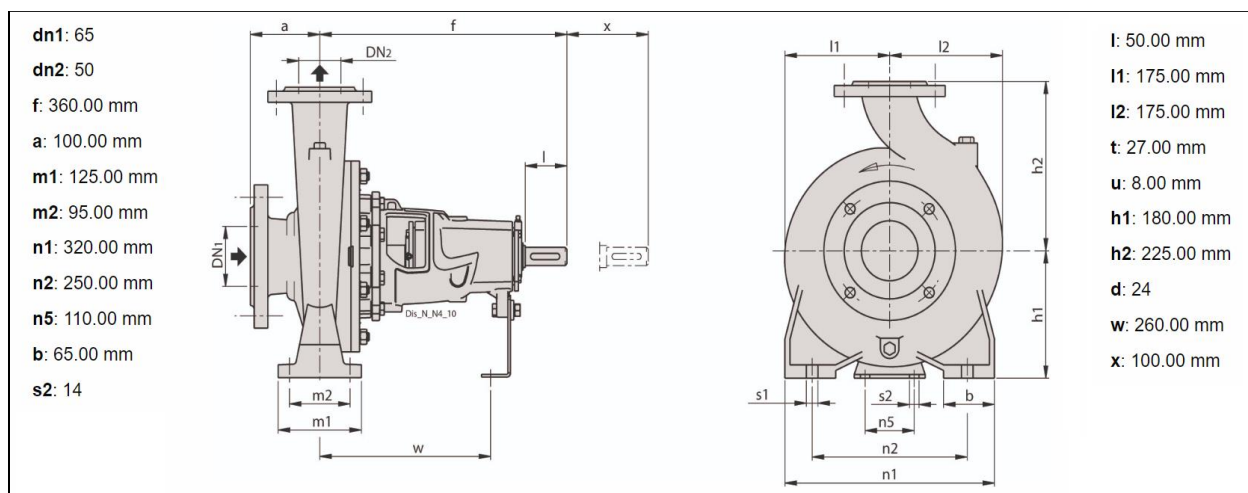


Рисунок 2.3.1.4 – Відцентрова помпа Calpeda BN 50-250A/A [17].

Таблиця 2.3.1.3 – Характеристики помпи Calpeda BN 50-250A/A.

Дані насоса та двигуна	
п (кількість обертів за хвилину):	2900
Кількість робочих коліс:	1
Максимальний робочий тиск (бар):	10
Н макс (м):	80.5
Н мін. (м):	58.5
Q мін (куб.м/год):	24
Q макс (куб.м/год):	69
Pn (кВт):	18.5
Pn (HP):	25
Діаметр робочого колеса (мм):	245
fn (Гц):	50
Полюси:	2
Коефіцієнт:	S1
Мінімальна температура рідини (°C):	-10.00 °C
Матеріали	
Корпус насоса:	Bronze G-Cu Sn 10 EN 1982
Сполучна втулка:	Bronze G-Cu Sn 10 EN 1982
Робоче колесо:	Bronze G-Cu Sn 10 EN 1982
Вал:	Cr-Ni-Mo steel 1.4401 EN 10088 (AISI 316)
Механічне ущільнення:	Carbon-Ceramic-NBR
Контрофланці:	Steel S235JR 1.0038 EN 10025-2

Зм.	Лист	№ докум	Підпис	Дата

KPM.XYKП.ПЗ.793-03.1.1

Лист

56

2.3.2. Розрахунок розбірного пластинчатого конденсатора-випарника

Вихідні дані для розрахунку:

Робочі речовина – R717 (NH₃) та R717 (NH₃)

Температура конденсації – $t_k^{744} = -11$ °С;

Температура кипіння – $t_0^{717} = -17$ °С;

Масова витрата аміаку – $M_{717} = 0.177$ кг/с (з розрахунку пункту 2.2.3 з 10% запасу);

Масова витрата діоксиду вуглецю – $M_{744} = 0.576$ кг/с (з розрахунку пункту 2.2.2 з 10% запасу);

Теплове навантаження на конденсатор-випарник – $Q = 197.6$ кВт (з розрахунку пункту 2.2.2 з 10% запасу);

Теплообмінний апарат – Alfa Laval T20-MFS [13]:

Наведена довжина каналу – $L_k = 1.15$ м;

Ширина каналу – $B_k = 0.45$ м;

Середній зазор у каналі для проходу середовища – $u_k = 0.004$ м;

Товщина пластини – $\delta_{пл} = 0.001$ м;

Коефіцієнт теплопровідності матеріалу пластини (нержавіюча сталь AISI 316) – $\lambda_{пл} = 15$ Вт/(м·К).

Компонування апарату:

$$C = \frac{1_{744}^1 + 1_{744}^2 + \dots + 1_{744}^Z}{1_{717}^1 + 1_{717}^2 + \dots + 1_{717}^Z}$$

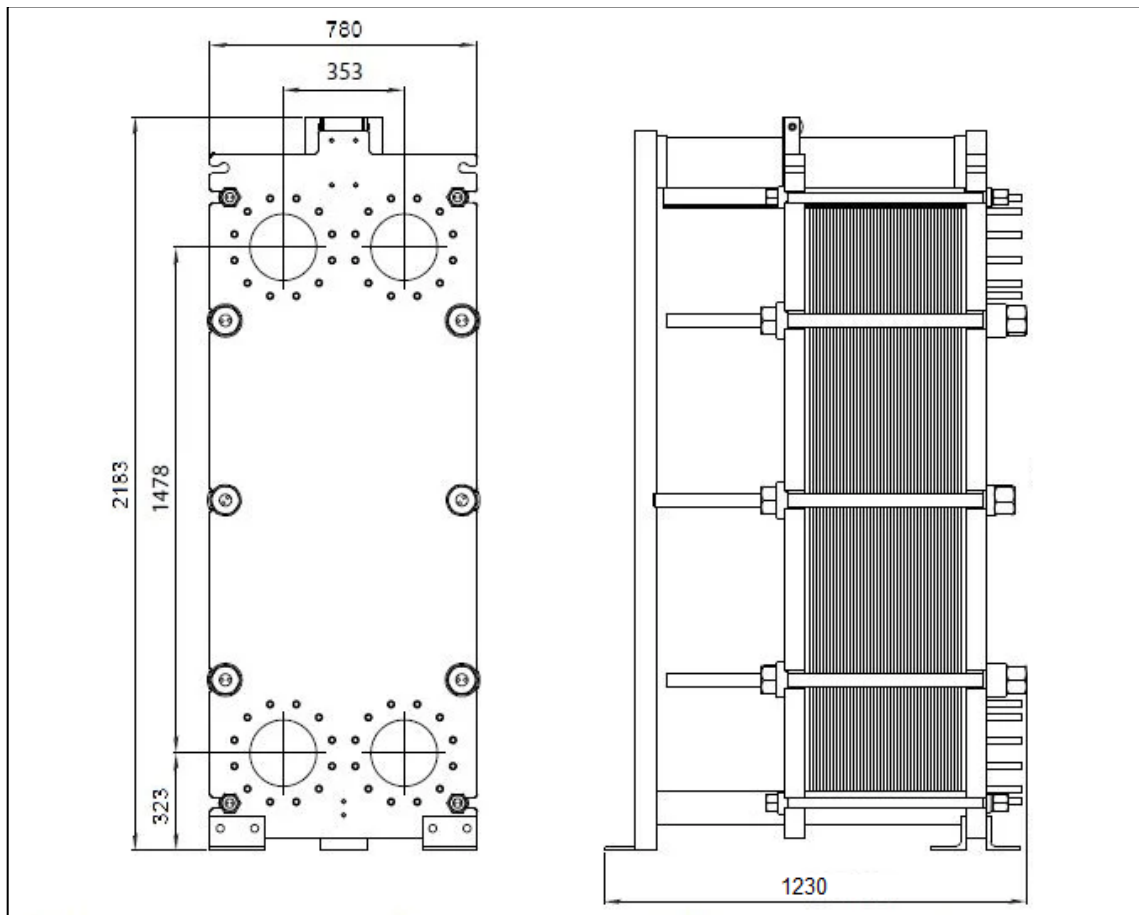


Рисунок 2.3.2.1 – Теплообмінний апарат Alfa Laval T20-MFS.

Теплообмінна поверхня однієї пластини:

$$f_{\text{пл}} = L_{\text{к}} \cdot B_{\text{к}} = 1.15 \cdot 0.45 = 0.518 \text{ м}^2 \quad (2.3.2.1)$$

Живий перетин одного каналу:

$$f_{\text{к}} = B_{\text{к}} \cdot u_{\text{к}} = 0.45 \cdot 0.004 = 0.0018 \text{ м}^2 \quad (2.3.2.2)$$

Змочений периметр каналу:

$$P_{\text{к}} = 2 \cdot (B_{\text{к}} + u_{\text{к}}) = 2 \cdot (0.45 + 0.004) = 0.908 \text{ м} \quad (2.3.2.3)$$

Еквівалентний діаметр каналу:

$$d_{\text{е}} = \frac{4 \cdot f_{\text{к}}}{P_{\text{к}}} = \frac{4 \cdot 0.518}{0.908} = 0.00793 \text{ м} \quad (2.3.2.4)$$

Теплофізичні властивості діоксиду вуглецю при температурі конденсації [10, 14]:

$\rho_{744}^{\text{п}} = 68.97 \text{ кг/м}^3$ – густина пари холодильного агента;

$\nu_{744}^{\text{п}} = 2.06 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості пари холодильного агента;

$\text{Pr}_{744}^{\text{п}} = 1.125$ – число Прандтля пари холодильного агента;

Зм.	Лист	№ докум	Підпис	Дата

$\rho_{744}^p = 988.6 \text{ кг/м}^3$ – густина рідкого холодильного агента;

$\mu_{744}^p = 1.11 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ – коефіцієнт динамічної в'язкості рідкого холодильного агента;

$\lambda_{744}^p = 0.125 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ – коефіцієнт теплопровідності рідкого холодильного агента;

$r_{744} = 260.8 \text{ кДж/кг}$ – питома теплота фазового переходу холодильного агента.

Середня швидкість потоку CO₂:

$$\omega_{744} = \frac{M_{744}}{\rho_{744}^p \cdot f_k \cdot z} = \frac{0.576}{68.97 \cdot 0.0018 \cdot 1} = 4.636 \text{ м/с} \quad (2.3.2.5)$$

Число Рейнольдса для CO₂:

$$\text{Re}_{744} = \frac{\omega_{744} \cdot L_k}{\nu_{744}^p} = \frac{4.636 \cdot 1.15}{2.06 \cdot 10^{-7}} = 25875261 \quad (2.3.2.6)$$

Коефіцієнт, що враховує вплив швидкості пара холодоагенту в щілинних каналах [15]:

$$\Pi = 0.246 \cdot 10^{-3} \cdot (\text{Re}_{744})^{0.55} \cdot (Pr_{744}^p)^{-0.33} = 0.246 \cdot 10^{-3} \cdot (25875261)^{0.55} \cdot 1.125^{-0.33} = 2.826 \quad (2.3.2.7)$$

Коефіцієнт теплосприйняття при конденсації холодоагенту у вертикальних щілинних каналах [15]:

$$\alpha_{744} = 1.15 \cdot \Pi \cdot \sqrt[4]{\frac{r_{744} \cdot (\rho_{744}^p)^2 \cdot (\lambda_{744}^p)^3 \cdot g}{\mu_{744}^p \cdot L_k}} \cdot \theta_{744}^{0.25}, \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right] \quad (2.3.2.8)$$
$$\alpha_{744} = 1.15 \cdot 2.826 \cdot \sqrt[4]{\frac{253.2 \cdot 973.2^2 \cdot 0.122^3 \cdot 9.81}{1.1 \cdot 10^{-4} \cdot 1.43}} \cdot \theta_{744}^{-0.25} = 1437.3 \cdot \theta_{744}^{-0.25} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

де:

$g = 9.81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння.

Середній коефіцієнт теплосприйняття при кипінні у вертикальних каналах для аміаку [18]:

$$\alpha_{717} = (14.3 + 0.04 \cdot t_0^{717}) \cdot q_{717}^{0.55} \cdot d_e^{-0.14}, \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right] \quad (2.3.2.9)$$
$$\alpha_{717} = (14.3 + 0.04 \cdot (-17)) \cdot q_{717}^{0.55} \cdot 0.00793^{-0.14} = 26.81 \cdot q_{717}^{0.55} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Термічний опір стінки пластини:

$$\Sigma R = \frac{\delta_{\text{пл}}}{\lambda_{\text{пл}}} = \frac{0.001}{15} = 6.67 \cdot 10^{-5} \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}} \quad (2.3.1.10)$$

Щільність теплового потоку, віднесеного до поверхні апарату з боку R744:

$$q_{744} = \frac{\theta_{744}}{\frac{1}{\alpha_{744}} + \Sigma R} = \frac{t_{\text{к}}^{744} - t_{\text{ст}}}{\frac{1}{1437.3 \cdot (t_{\text{к}}^{744} - t_{\text{ст}})^{-0.25}} + \Sigma R}, [\text{Вт}/\text{м}^2] \quad (2.3.1.11)$$

$$q_{744} = \frac{1}{\frac{1}{1437.3 \cdot ((-11) - t_{\text{ст}})^{-0.25}} + 6.67 \cdot 10^{-5}} \text{Вт}/\text{м}^2$$

Щільність теплового потоку, віднесеного до поверхні апарату з боку R717:

$$q_{717} = \alpha_{717} \cdot \theta_{717}, [\text{Вт}/\text{м}^2] \quad (2.3.1.12)$$

$$q_{717} = 26.81 \cdot q_{717}^{0.55} \cdot \theta_{717} = 26.81^{\frac{1}{0.45}} \cdot (t_{\text{ст}} - t_0^{717})^{\frac{1}{0.45}} = 1492.8 \cdot (t_{\text{ст}} - (-17))^{0.75} \text{Вт}/\text{м}^2$$

Розрахунки щільності теплового потоку здійснюємо графоаналітичним методом, переймаючись значенням $t_{\text{ст}}$. Результати розрахунків надано у таблицях 2.3.2.1 і 2.3.2.2, у графічній формі результати рішення системи рівнянь надано на рисунку 2.3.2.2.

Таблиця 2.3.2.1 – Залежність питомого теплового потоку R744 q_{744} від температури стінки $t_{\text{ст}}$.

$t_{\text{ст}}, \text{°C}$	-11	-12	-13	-14	-15	-16	-17
$q_{744}, \text{Вт}/\text{м}^2$	0	1437.3	2417.2	3276.3	4065.2	4805.8	5510

Таблиця 2.3.2.2 – Залежність питомого теплового потоку R717 q_{717} від температури стінки $t_{\text{ст}}$.

$t_{\text{ст}}, \text{°C}$	-17	-16.6	-16.2	-15.8	-15.4	-15
$q_{717}, \text{Вт}/\text{м}^2$	0	194.8	909.1	2238.3	4241.9	6964.9

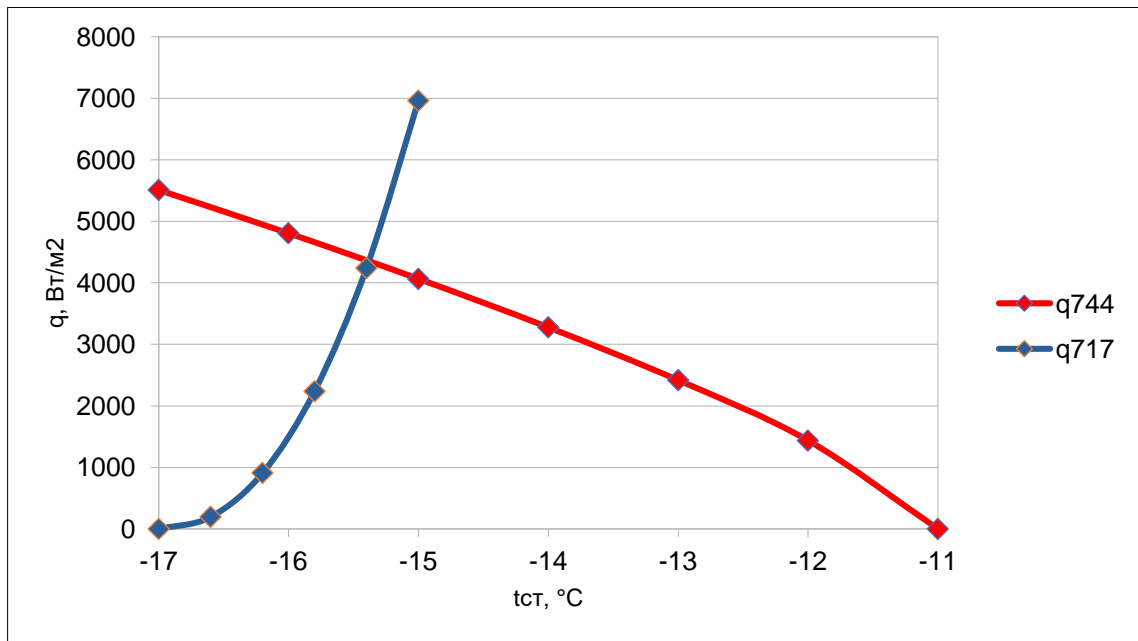


Рисунок 2.3.2.2 – Графоаналітичний метод визначення густини теплового потоку q від температури стінки $t_{ст}$ у пластинчатому конденсаторі-випарнику.

Використовуючи графоаналітичний метод розрахунку, визначаємо розрахункову густина теплового потоку апарату $q = 4111.4 \text{ Вт/м}^2$, за температури стінки $t_{ст} = -15.4^\circ\text{C}$.

Розрахункова площа поверхні теплообміну:

$$F = \frac{Q}{q} = \frac{1976000}{4111.4} = 48.06 \text{ м}^2 \quad (2.3.1.13)$$

Кількість пластин у апараті:

$$n = \frac{F}{f_{пл}} = \frac{48.06}{0.518} = 92.87 \text{ шт.} \quad (2.3.1.14)$$

Отримане значення розрахункового числа пластин округляємо до близького цілого непарного значення $n^* = 93$ шт.

Кориговане значення площі поверхні апарату:

$$F^* = n^* \cdot f_{пл} = 93 \cdot 0.518 = 48.13 \text{ м}^2 \quad (2.3.1.15)$$

Число паралельних каналів (і по діоксиду вуглецю і аміаку):

$$z^* = \frac{n^* - 1}{2} = \frac{93 - 1}{2} = 46 \text{ шт.} \quad (2.3.1.16)$$

Розрахункове значення теплового навантаження:

$$Q^* = \frac{q \cdot F^*}{1000} = \frac{4111.4 \cdot 48.13}{1000} = 197.9 \text{кВт} \quad (2.3.1.17)$$

Перевірка відповідності необхідного і розрахункового значень теплового навантаження у конденсаторі-випарнику:

$$\left| \frac{Q^* - Q}{Q^*} \right| \cdot 100\% = 0.137\% \leq 5\% \quad (2.3.1.18)$$

					<i>КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.1</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		62

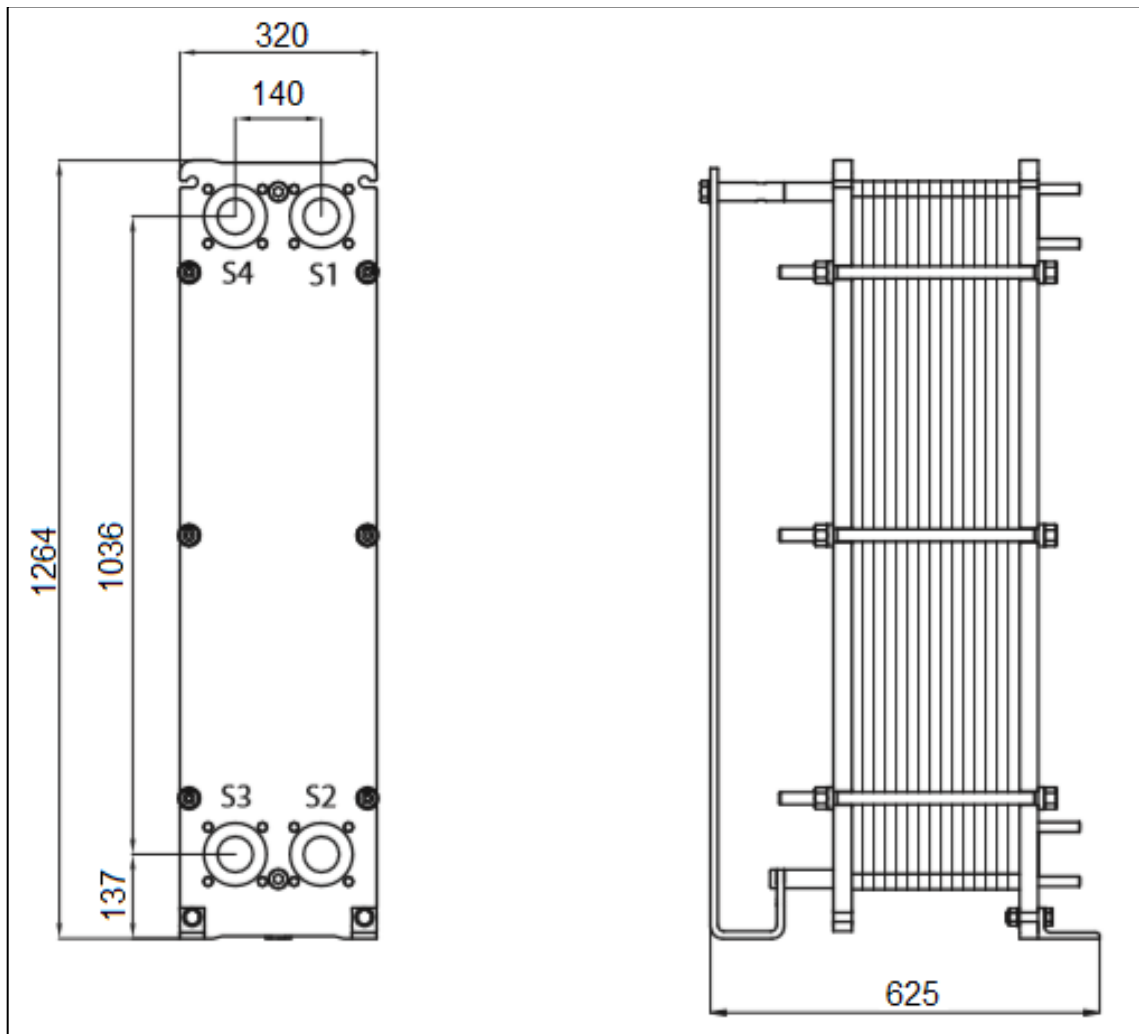


Рисунок 2.3.3.1 – Теплообмінний апарат Alfa Laval TL6-BFG.

Теплообмінна поверхня однієї пластини:

$$f_{\text{пл}} = L_{\text{к}} \cdot B_{\text{к}} = 0.7 \cdot 0.2 = 0.14 \text{ м}^2 \quad (2.3.1.1)$$

Живий перетин одного каналу:

$$f_{\text{к}} = B_{\text{к}} \cdot u_{\text{к}} = 0.2 \cdot 0.0018 = 0.00036 \text{ м}^2 \quad (2.3.1.2)$$

Змочений периметр каналу:

$$P_{\text{к}} = 2 \cdot (B_{\text{к}} + u_{\text{к}}) = 2 \cdot (0.2 + 0.0018) = 0.404 \text{ м} \quad (2.3.1.3)$$

Еквівалентний діаметр каналу:

$$d_e = \frac{4 \cdot f_{\text{к}}}{P_{\text{к}}} = \frac{4 \cdot 0.00036}{0.404} = 0.00357 \text{ м} \quad (2.3.1.4)$$

Логарифмічний температурний напір в форконденсаторі:

$$\theta_{\text{л}} = \frac{(t_{717}^{\text{ВХ}} - t_{\text{В}}^{\text{ВХ}}) - (t_{717}^{\text{ВХ}} - t_{\text{В}}^{\text{ВХ}})}{\ln \left(\frac{t_{717}^{\text{ВХ}} - t_{\text{В}}^{\text{ВХ}}}{t_{717}^{\text{ВХ}} - t_{\text{В}}^{\text{ВХ}}} \right)} = \frac{(122 - 100) - (35 - 20)}{\ln \left(\frac{122 - 100}{35 - 20} \right)} = 18.28 \text{ К} \quad (2.3.1.5)$$

Зм.	Лист	№ докум	Підпис	Дата

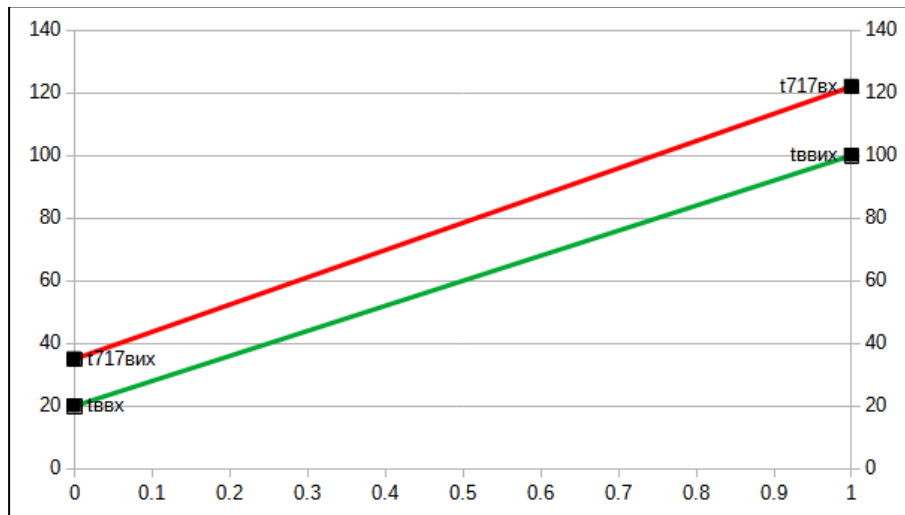


Рисунок 2.3.3.2 – Графік температур робочої речовини і води.

Середня температура води:

$$t_{в\text{сер}} = \frac{t_{в}^{\text{вх}} + t_{в}^{\text{вих}}}{2} = \frac{20 + 100}{2} = 60 \quad (2.3.1.6)$$

Теплофізичні властивості води при її середній температурі [10, 14]:

$\rho_{в} = 983.1 \text{ кг/м}^3$ – густина води;

$C_{рв} = 4.21 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ – питома ізобарна теплоємність води;

$\lambda_{в} = 0.653 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ – коефіцієнт теплопровідності води;

$\nu_{в} = 4.52 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості води;

$Pr_{в} = 3.43$ – число Прандтля води.

Теплове навантаження на форконденсатор:

$$Q_{фк} = \frac{M_{717}}{(h_{717}^{\text{вих}} - h_{717}^{\text{вх}})} = \frac{0.161}{1728.6 - 1487.7} = 38.86 \text{ кВт} \quad (2.3.1.7)$$

де:

$h_{717}^{\text{вх}} = 1728.6 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія робочої речовини на вході в апарат;

$h_{717}^{\text{вих}} = 1487.7 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія робочої речовини на виході з апарату.

Масова витрата води:

$$M_{в} = \frac{Q_{фк}}{C_{рв} \cdot (t_{в}^{\text{вих}} - t_{в}^{\text{вх}})} = \frac{38.86}{4.21 \cdot (100 - 20)} = 0.115 \text{ кг/с} \quad (2.3.1.8)$$

Середня швидкість потоку води:

$$\omega_{в} = \frac{M_{в}}{z_{в} \cdot \rho_{в} \cdot f_{к}} = \frac{0.115}{3 \cdot 983.1 \cdot 0.00036} = 0.109 \text{ м/с} \quad (2.3.1.9)$$

Число Рейнольдса для води:

$$Re_B = \frac{\omega_B \cdot d_e}{\nu_B} = \frac{0.109 \cdot 0.00357}{4.52 \cdot 10^{-7}} = 843.2 \quad (2.3.1.10)$$

Число Нуссельта на стороні води при турбулентному русі потоку [15]:

$$Nu_B = C \cdot Re_B^{0.7} \cdot Pr_B^{0.43} \cdot \left(\frac{Pr_B}{Pr_{ст}}\right)^{0.25} = 0.1 \cdot 843.2^{0.7} \cdot 3.43^{0.43} \cdot \left(\frac{3.43}{2.845}\right)^{0.25} = 19.89 \quad (2.3.1.11)$$

де:

$C = 0.1$ – коефіцієнт для пластини з теплообмінною поверхнею близько 0.15 м^2 ;

$Pr_{ст} = 2.845$ – число Прандтля води за температури стінки.

Коефіцієнт теплосприйняття на стороні води:

$$\alpha_B = \frac{Nu_B \cdot \lambda_B}{d_e} = \frac{19.89 \cdot 0.653}{0.00357} = 3640.4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad (2.3.1.12)$$

Середня температура аміаку:

$$t_{717}^{сеп} = \frac{t_{717}^{вх} + t_{717}^{вих}}{2} = \frac{122 + 35}{2} = 78.5 \quad (2.3.1.13)$$

Теплофізичні властивості холодильного агента при середній температурі [10, 14]:

$\rho_{717}^п = 8.547 \text{ кг/м}^3$ – густина пари холодильного агента;

$ср_{717}^п = 2.704 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ – питома ізобарна теплоємність пари холодильного агента;

$\mu_{717}^п = 1.268 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ – коефіцієнт динамічної в'язкості пари холодильного агента;

$\nu_{717}^п = 1.48 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості пари холодильного агента;

$\lambda_{717}^п = 0.0363 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ – коефіцієнт теплопровідності пари агента;

$Pr_{717}^п = 0.945$ – число Прандтля пари холодильного агента.

Швидкість пара холодоагенту на вході в канал:

$$\omega_{717} = \frac{M_{717}}{\rho_{717}^п \cdot f_k \cdot z_{717}} = \frac{0.161}{8.547 \cdot 0.00036 \cdot 8} = 6.553 \text{ м/с} \quad (2.3.1.14)$$

рішення системи рівнянь надано на рисунку (Рисунок 2.3.3.3).

Таблиця 2.3.3.1 – Залежність питомого теплового потоку агенту q_{717} від температури стінки t_{cm} .

$t_{ct}, ^\circ C$	78.5	74.5	70.5	66.5	62.5	60
$q_{717}, \text{Вт/м}^2$	0	691.8	1383.7	2075.5	2767.3	3199.7

Таблиця 2.3.3.2 – Залежність питомого теплового потоку теплоносія q_e від температури стінки t_{cm} .

$t_{ct}, ^\circ C$	60	60.3	60.6	60.9	61.2	61.5	61.8
$q_e, \text{Вт/м}^2$	0	610.5	1221.1	1831.6	2442.2	3052.7	3663.3

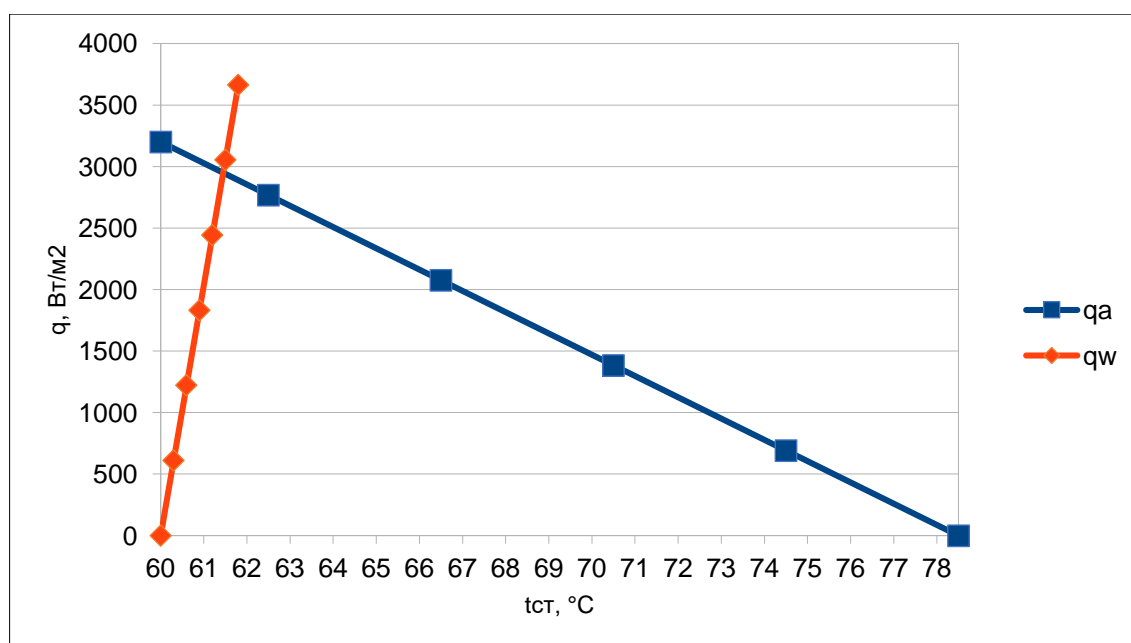


Рисунок 2.3.3.3 – Графоаналітичний метод визначення густини теплового потоку q від температури стінки t_{cm} у пластинчатому конденсаторі.

Використовуючи графоаналітичний метод розрахунку, визначаємо розрахункову густину теплового потоку апарату $q = 2878 \text{ Вт/м}^2$, за температури стінки $t_{ct} = 61.6 ^\circ C$.

Розрахункова площа поверхні теплообміну:

$$F = \frac{Q_{\phi k}}{q} = \frac{38860}{2878} = 13.5 \text{ м}^2 \quad (2.3.1.21)$$

Число пластин у апараті:

$$n = \frac{F}{f_{\text{пл}}} = \frac{13.5}{0.14} = 96.43 \text{ шт.} \quad (2.3.1.22)$$

Отриманий показник числа пластин округляємо до близького цілого непарного значення $n^* = 97$ шт.

Кількість каналів (і по воді і по аміаку):

$$z = \frac{n^* - 1}{2} = \frac{97 - 1}{2} = 48 \text{ шт.} \quad (2.3.1.23)$$

Кількість пакетів по воді:

$$m_{\text{в}} = \frac{z}{3} = \frac{48}{3} = 16 \text{ шт.} \quad (2.3.1.24)$$

Кількість пакетів по аміаку:

$$m_{717} = \frac{z}{8} = \frac{48}{8} = 6 \text{ шт.} \quad (2.3.1.25)$$

Кориговане значення площі поверхні апарату:

$$F^* = n^* \cdot f_{\text{пл}} = 97 \cdot 0.14 = 13.58 \text{ м}^2 \quad (2.3.1.26)$$

Розрахункове значення теплового навантаження:

$$Q_{\text{фк}}^* = \frac{q \cdot F^*}{1000} = \frac{3869.7 \cdot 8.495}{1000} = 30.92 \text{ кВт} \quad (2.3.1.27)$$

Перевірка відповідності необхідного і розрахункового значень теплового навантаження на форконденсатор:

$$\left| \frac{Q_{\text{фк}}^* - Q_{\text{фк}}}{Q_{\text{фк}}^*} \right| \cdot 100\% = 0.583\% \leq 5\% \quad (2.3.1.28)$$

Умовний коефіцієнт тертя на стороні води при турбулентному русі потоку [16]:

$$\xi = \frac{A}{\text{Re}_{\text{в}}^{0.25}} = \frac{11.2}{843.2^{0.25}} = 2.0784 \quad (2.3.1.29)$$

де:

$A = 11.2$ – коефіцієнт для пластини з поверхнею близько 0.15 м^2 .

Гідравлічний опір апарату по воді [16]:

$$\Delta P = \xi \cdot \left(\frac{L_{\text{к}} \cdot z}{d_{\text{е}}} \right) \cdot \left(\frac{\omega_{\text{в}}^2 \cdot \rho_{\text{в}}}{2} \right) = 2.0784 \cdot \left(\frac{0.7 \cdot 48}{0.00357} \right) \cdot \left(\frac{0.109^2 \cdot 983.1}{2} \right) = 113596 \text{ Па} \quad (2.3.1.30)$$

Потужність водяної помпи:

					<i>КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.1</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум	Підпис	Дата		69

$$N_{\text{п}} = \frac{M_{\text{в}} \cdot \Delta P}{\eta_{\text{п}} \cdot \rho_{\text{в}}} = \frac{0.115 \cdot 113596}{0.1 \cdot 983.1} = 133.3 \text{ Вт} \quad (2.3.1.31)$$

де:

$\eta_{\text{п}} = 0.1$ – ККД помпи.

Підбираємо водокільцеву самовсмоктуючу помпу фірми Calpeda моделі CA 60E [20].

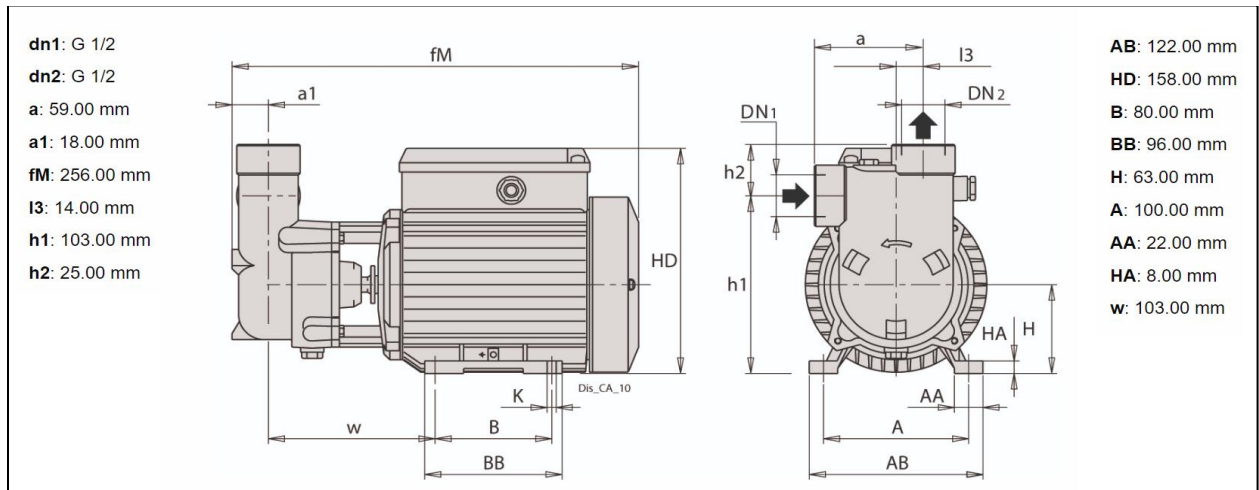


Рисунок 2.3.3.4 – Водокільцева самовсмоктуюча помпа Calpeda CA 60E.

Таблиця 2.3.3.3 – Характеристики помпи Calpeda CA 60E.

Дані насоса та двигуна	
п (кількість обертів за хвилину):	2900
Кількість робочих коліс:	1
Н макс (м):	20
Н мін. (м):	6.5
Q мін (куб.м/год):	0.12
Q макс (куб.м/год):	0.75
Рп (кВт):	0.15
Рп (НР):	0.2
Діаметр робочого колеса (мм):	59.85
Тип двигуна:	IM
Фаза двигуна:	3~
fn (Гц):	50
Полюси:	2
In (А):	1.7 / 1
PF:	0.64
Клас ізоляції:	F
Коефіцієнт:	S1
Мінімальна температура рідини (°C):	-10.00 °C
IE:	IE2-53.6
Вага, (кг):	5.8
Захист обладнання (IP):	IP 54
Матеріали	
Корпус насоса:	Cast iron GJL 200 EN 1561
Сполучна втулка:	Cast iron GJL 200 EN 1561
Робоче колесо:	Brass P-Cu Zn 40 Pb 2 UNI 5705
Вал:	Chrome steel 1.4104 EN 10088 (AISI 430F)
Механічне ущільнення:	Carbon-Ceramic-NBR

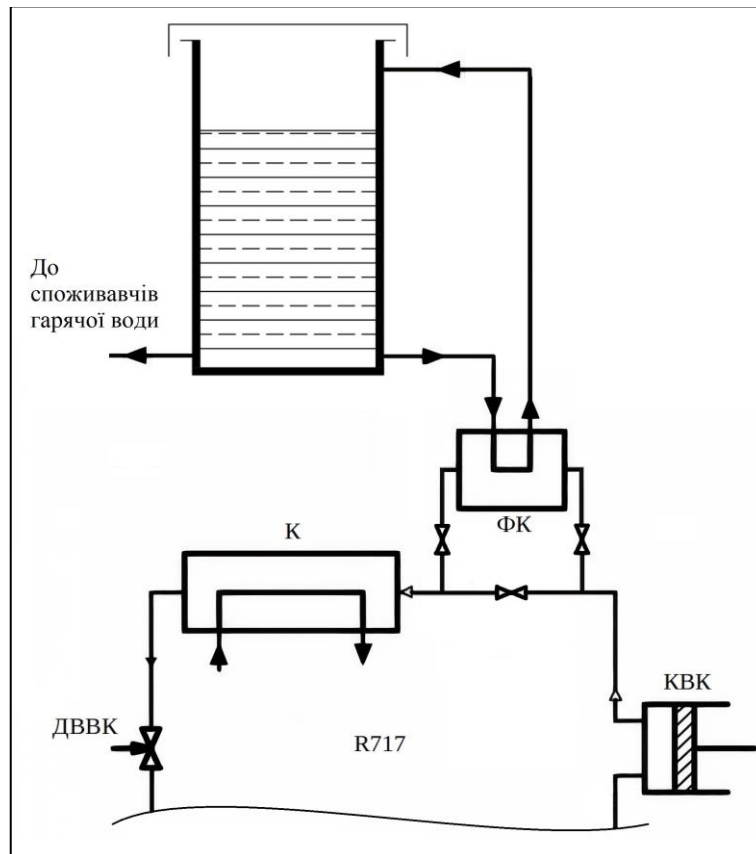


Рисунок 4.1 – Спрощена схема утилізації високопотенційного тепла

Вихідні дані для розрахунку:

Вартість пластинчатого теплообмінника Alfa Laval TL6-BFG на 97 пластин

– $C_{\phi} = 6000$ \$;

Потужність ТЕНів – $N_T = Q_{\text{фк}} = 38.86$ кВт (з пункту 3.3);

Вартість помпи Calpeda CA 60E – $C_{\text{п}} = 300$ \$;

Потужність водяної помпи – $N_{\text{п}} = 0.133$ кВт (з пункту 3.3);

Вартість допоміжних трубопроводів, арматури та автоматики – $C_{\text{до}} = 945$ \$ (15% від вартості основного обладнання);

Річна норма амортизаційних відрахувань – $N_a = 15\%$.

Зм.	Лист	№ докум	Підпис	Дата

КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.1

Лист

72

Сумарна вартість системи нагріву води:

$$C = N_a \cdot (C_\phi + C_\pi + C_{до}) = 1.15 \cdot (6000 + 300 + 945) = 8331.75\$ \quad (4.1)$$

Кількість дизельного пального, що споживає електрогенератор для вироблення електроенергії для помпи:

$$Q_\pi = q \cdot N_\pi = 0.27 \cdot 0.133 = 0.167 \text{ л/год} \quad (4.2)$$

де:

$q = 0.27$ кг – маса дизельного пального, що споживає електрогенератор для вироблення 1 кВт електроенергії.

Тривалість роботи системи на добу:

$$\tau_c = \frac{Q_k}{V_B} = \frac{2}{0.42} = 4.762 \approx 5 \text{ год} \quad (4.3)$$

де:

$V_a = 0.42$ м³/год – об'ємна витрата води у форконденсаторі;

$Q_k = 2$ м³/добу – необхідна кількість води при 100°C.

Річні витрати на дизельне пальне:

$$FC = Q_\pi \cdot \tau_c \cdot 365 \cdot C_d = 0.167 \cdot 5 \cdot 365 \cdot 1.25 = 304.11\$ \quad (4.4)$$

де:

$C_d = 1.25$ \$/літр – вартість літра дизельного пального.

Кількість дизельного пального, що споживає електрогенератор для вироблення електроенергії для ТЕНів:

$$Q_T = q \cdot N_T = 0.27 \cdot 38.86 = 10.49 \text{ л/год} \quad (4.5)$$

Економія витрат на дизельне пальне за рік:

$$S = Q_T \cdot \tau_c \cdot 365 \cdot C_d = 10.49 \cdot 5 \cdot 365 \cdot 1.25 = 23932.82\$ \quad (4.6)$$

Термін окупності системи:

$$PP = \frac{C + FC}{S} \cdot 365 = \frac{8331.75 + 304.11}{29932.82} \cdot 365 = 131.71 \approx 132 \text{ доби} \quad (4.7)$$

4.2. Теплофізичні властивості аміаку, як робочої речовини промислової установки

Зараз на промислових холодильних установках з помірно низькими температурами найпоширенішим охолоджувачем є аміак (R717). Ця речовина має хімічну формулу NH_3 , нормальна температура кипіння становить -33.35°C , а за атмосферного тиску аміак має безбарвний газовий стан, легший за повітря з гострим запахом, що може призвести до задухи. Найнебезпечнішими властивостями цієї речовини є токсичність та вибухонебезпечність.

Повітря з об'ємною часткою аміаку 0.5-1% є небезпечним для життя людини, і його концентрація в повітрі повинна бути контрольована. Аміак є вибухонебезпечною речовиною, його температура самозаймання становить 630°C . Аміак можна використовувати в промисловості лише з дотриманням необхідних заходів безпеки. Необхідно пам'ятати, що наявність відкритого полум'я, за об'ємної частки в повітрі аміаку понад 11%, може призвести до його запалення, і це може бути небезпечним для оточуючих. У разі надзвичайних ситуацій необхідно дотримуватися інструкцій з евакуації та звертатися до відповідних служб за допомогою. Максимальним тиском вибуху суміші є значення 0,45 МПа. Починає розкладатися аміак коли температура перевищує 250°C .

Цей газ має сильний ефект подразнення на слизові оболонки очей і верхніх дихальних шляхів, а також на шкіру. При контакті з високими концентраціями аміаку можливі опіки очей, носової порожнини та горла. Отруєння аміаком може викликати утруднене дихання, сильний кашель, задуху, а також спазми голосової щілини. Необережне поводження з аміаком може мати серйозні наслідки для здоров'я. Навіть невелика кількість рідини на шкірі може викликати сильні опіки, а контакт з очима може призвести до повної втрати зору. Тому дуже важливо дотримуватися правил безпеки та застосовувати всі необхідні заходи обережності при роботі з цією хімічною речовиною.

					<i>КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.1</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		75

4.3. Теплофізичні властивості діоксиду вуглецю, як робочої речовини промислової установки

В останні роки у світі спостерігається підвищення інтересу до холодильних машин, що працюють на вуглекислоті. Діоксид вуглецю (CO₂) - це безбарвний, без запаху газ, що міститься у повітрі. Вдихання CO₂ в підвищених концентраціях в повітрі становить його найбільшу небезпечність, тому по впливу на живі організми його відносять до задушливих газів. Також небезпечним чинником можна вважати високий тиск за яким використовується діоксид вуглецю у холодильній техніці.

Незначні підвищення концентрації вуглекислого газу в приміщеннях, аж до 0,2-0,4 %, можуть спричинити розвиток у людей сонливості та слабкості. Проте, значно вищі концентрації можуть призвести до усунення рефлекторного дихального подразника, що відбувається поетапно, починаючи з пригнічення дихання до зупинки дихання. При вдиханні 5% вуглекислого газу в повітря можуть виникнути головні болі і запаморочення. З більш високими концентраціями вуглекислого газу можуть супроводжуватись прискореним серцебиттям, підвищенням артеріального тиску, задишкою та втратою свідомості, що можна назвати вуглекислотою анестезією. Не менш важливим є той факт, що концентрація вуглекислого газу понад 8% може призвести до отруєння з подальшим летальним результатом впродовж 30-60 хвилин. Накопичення вуглекислого газу в крові називається гіперкапінею.

Критичній точці діоксиду вуглецю відповідають температура 31.1 ° C і тиск 73,8 бар. Тому робота холодильної установки повинна передбачати аспект високих тисків у робочому обладнанні. Для запобігання аварійних ситуацій необхідна установка запобіжних клапанів і реле тиску.

4.4. Судини та трубопроводи, що працюють під тиском

Виготовлення посудин, що працюють під тиском, вимагає від підприємства наявності відповідної технічної бази та дозволу інспекції Держгірпромнагляду на їх виробництво, що забезпечує високу якість та безпеку цих виробів.

Після виготовлення посудини на заводі, на його корпусі на видному місці прикріплюється металева пластинка, яка містить унікальну інформацію. На цій пластинці зазначається найменування заводу-виготовлювача, заводський номер посудини, рік виготовлення, робочий і пробний тиск, а також допустима температура стінок посудини в °С. Ця інформація дозволяє точно ідентифікувати посудину та забезпечує безпеку та ефективність її використання. Така маркування дозволяє легко прослідкувати історію посудини та забезпечує зручність у плані ремонту та обслуговування.

Після виготовлення кожна судина проходить обов'язкові гідравлічні випробування з використанням пробного тиску. Час, протягом якого судина піддається випробуванню, залежить від товщини її стінки: до 50 мм - 10 хвилин, від 50 до 100 мм - 20 хвилин, понад 100 мм - 30 хвилин. Литі судини, незалежно від товщини стінки, піддаються випробуванню протягом 60 хвилин.

Для забезпечення безпеки трубопроводів на кожній установці необхідно завести експлуатаційний журнал. Протягом експлуатації трубопроводів необхідно забезпечувати постійний контроль за станом трубопроводів та їх елементів (зокрема зварних швів, фланцевих з'єднань, арматури), а також за ефективністю антикорозійного захисту, ізоляції, дренажних пристроїв, компенсаторів та опорних конструкцій. Всі результати контролю мають бути чітко зафіксовані у експлуатаційному журналі, що забезпечить детальний аналіз стану трубопроводів та їх елементів та дозволить своєчасно виявляти та усувати можливі проблеми.

4.7. Контрольно-вимірювальні прилади

Для ефективного контролю за роботою судин та забезпечення їх безпечної експлуатації, на кожну з них встановлюють прилади для вимірювання тиску та температури, запобіжні пристрої, запірну арматуру та вказівники рівня рідини. Усі посудини повинні бути обладнані манометрами з класом точності не нижче 2.5, де клас точності манометра визначається допустимою похибкою (%), яка відбувається при вимірюванні тиску. Важливо, щоб манометри були встановлені на кожній посудині таким чином, щоб їхні показники були легко читабельні для персоналу, який їх обслуговує. З метою максимального захисту інтересів персоналу та уникнення небезпеки, впевніться, що кожна посудина має необхідні засоби контролю тиску, температури та рівня рідини.

Кількість та розміри запобіжних клапанів обчислюються з метою запобігання перевищення робочого тиску в посудині на більш ніж 0.05 МПа. Запірна арматура монтується на трубопроводах, через які надходить або відводиться робоче середовище до/від посудини. Якщо посудина містить отруйне або вибухонебезпечне середовище, то між нею та компресором (насосом) обов'язково встановлюється зворотний клапан, який автоматично закриває тиск з посудини. Для підвищення ефективності роботи системи, зворотний клапан має бути надійним та добре затисканим.

4.8. Основні правила безпеки при обслуговуванні холодильної установки

Давайте розглянемо основні принципи безпеки, які потрібно враховувати під час обслуговування холодильної установки. Один з ключових аспектів - це видалення повітря з системи та заправка її холодильним агентом.

Наявність повітря в системі може призвести до збільшення тиску конденсації, що підвищує витрати електроенергії на вироблення холоду. З цією метою до складу кожної аміачної холодильної установки повинен входити повітрявідділювач. Рекомендується видаляти повітря за допомогою автоматичних повітрявідділювачів, що випускають повітря через шланг в судину з водою.

Щодо заправки системи, то для цього можна використовувати холодоагенти, що перевозяться в автомобільних цистернах або балонах. Необхідно дотримуватися всіх правил безпеки, щоб забезпечити правильну роботу холодильної установки та уникнути небезпеки для здоров'я та життя.

Введення вологості в контур роботи діоксиду вуглецю може мати небажані наслідки, оскільки це може призвести до формування вугільної кислоти в системі. Її наявність може спричинити корозію, що призведе до скорочення терміну служби обладнання і збільшення ризику виникнення аварійних ситуацій. Тому, необхідно уникати потрапляння вологи в контур роботи діоксиду вуглецю і регулярно перевіряти стан теплообмінних апаратів, компресорів та трубопроводів, щоб запобігти можливим проблемам у майбутньому.

Для уникнення утворення вугільної кислоти встановлюється фільтр-осушувач на установці. Зазвичай, його встановлюють на лінії рідини перед терморегулювальним вентиляем, щоб захистити його від води та бруду. У рідинній лінії швидкість холодоагенту низька, тому контакт між холодоагентом та твердим сердечником фільтра-осушувача є ефективним. Водночас, гідравлічний опір фільтра мінімальний. Це допомагає зберегти ефективність роботи установки на високому рівні.

4.9. Розміщення обладнання

Для того, щоб забезпечити оптимальні умови роботи оператора, важливо розташувати виробниче обладнання та робоче місце з урахуванням фізіологічних і психологічних можливостей людини, а також його антропометричних даних. З метою полегшення процесу роботи, необхідно забезпечити можливість швидкого та правильного зчитування показань контрольно-вимірювальних приладів, а також чітке сприйняття сигналів.

Наявність великої кількості органів управління та приладів (шкал, кнопок, рукояток, світлових і звукових сигналів) може викликати підвищене стомлення оператора. Тому необхідно забезпечити, щоб органи управління були надійними, легкодоступними, добре помітними та зручними в користуванні. Їх можна розташовувати безпосередньо на обладнанні або виносити на спеціальний пульт, віддалений від устаткування на певну відстань.

Крім того, усі види технологічного обладнання повинні бути зручні для огляду, змащування, розбирання, налагодження, прибирання, транспортування, установки і управління ними в роботі. Для цього необхідно забезпечити доступність всіх елементів обладнання та його компонентів. Важливо також дотримуватись необхідних стандартів безпеки при проектуванні та розташуванні виробничих майданчиків та робочих місць.

					<i>КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.1</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		83

4.13. Зниження ємності заправки робочої речовини

Мінімізація заправки холодоагентом холодильного обладнання майбутніх поколінь є важливим завданням у розвитку холодильних технологій. Зменшення ризику витоків холодоагенту може сприяти скороченню емісії парникових газів та забезпеченню безпеки. Проте, досягнення мінімізації заправки не повинно відбуватися за рахунок погіршення ефективності системи, оскільки це може призвести до збільшення непрямих викидів CO₂. Таким чином, необхідна загальна оптимізація конструкції обладнання та процесу заправки.

Однією з головних вимог до систем з низькою зарядкою холодоагенту є висока герметичність, щоб уникнути витоків. При проектуванні таких систем рекомендується зменшувати внутрішній об'єм компонентів, що містять рідкий холодоагент, таких як конденсатор, рідинна лінія та рідинний ресивер.

Для водяних конденсаторів або випарників тенденція до мінімізації кількості холодоагенту реалізується застосуванням пластинчастих теплообмінників.

Використання меншої кількості холодоагенту в випарниках та конденсаторах може призвести до необхідності використання компонентів з меншим гідравлічним діаметром, наприклад, труб з меншим діаметром. Це може допомогти знизити ризик витоків і забезпечити більш ефективну роботу системи. Отже, оптимізація процесу заправки та конструкції обладнання може позитивно вплинути на довкілля та безпеку, зменшити непрямі викиди CO₂ та забезпечити більш ефективну роботу системи.

- 11.GEA Grasso. (2012). Reciprocating Compressors for industrial refrigeration / Series Grasso 5HP: Product information (PI2012/v006). [Brochure].
- 12.GEA Grasso. (2020). Reciprocating compressors for industrial refrigeration: Product information (P-NL-041_pi_v_english_27). [Brochure].
- 13.Alfa Laval. (2016). Alfa Laval T20 Gasketed plate heat exchanger for a wide range of applications [Leaflet].
- 14.Цветков, О. Б., & Лаптев, Ю. А. (2013). Таблицы свойств холодильных агентов. Санкт-Петербург: Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики.
- 15.Лагутін, А.Ю., Стоянов, П.Ф. (2014). Розрахунок та проектування конденсаторів з водяним охолодженням [Посібник]. Одеса: Одеська національна академія харчових технологій.
- 16.Карапузова, Н. Ю., & Фокин, В. М. (2013). Расчет теплообменных аппаратов [Методические указания]. Волгоград: ВолгГАСУ.
- 17.Calpeda. (2021). Calpeda N, N4 End-Suction Centrifugal Pumps [Catalogue].
- 18.Данилова, Г. Н. (1986). Теплообменные аппараты холодильных установок. Ленинград: Машиностроение.
- 19.Alfa Laval. (2016). Alfa Laval TL6 Gasketed plate heat exchanger for a wide range of applications [Leaflet].
- 20.Calpeda. (2021). Calpeda CA Self-Priming Liquid Ring Pumps [Catalogue].
- 21.Морозюк, Л.І., Соколовська, В.В., Єрін, В.О., Гайдук, С.В. (2015). Проектування поршневого компресора холодильних машин і теплових насосів [Посібник]. Одеса: Одеська національна академія харчових технологій.
- 22.Ilie, A., Girip, A., Calotă, R., & Călin, A. (2017). Investigation on the ammonia boiling heat transfer coefficient in plate heat exchangers. *Energies*, 10(8), 1153. doi: 10.3390/en10081153.

23. Приданцев, А.С., Ахметлатыпова, Д.Д., & Сагдеев, А.А. (2013). Тепломассообменные аппараты низкотемпературных установок [Учебно-методическое пособие]. Нижнекамск: ФГБОУ ВПО «КНИТУ».
24. Семенюк Д.П., Петренко О.В., (2017). Холодильне обладнання. Харків: Харківський державний університет харчування та торгівлі.
25. Дьяконов, В. Г., & Лонцаков, О. А. (2015). Основы теплопередачи и массообмена. Казань: Издательство КНИТУ.
26. Буянов, О. Н., & Воробьева, Н. Н. (2004). Холодильное технологическое оборудование. Кемерово: Кемеровский технологический институт пищевой промышленности.