

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

Ступка Василь Богданович

Прізвище, ім'я, по батькові студента(ки)

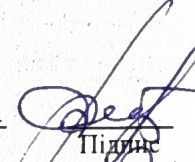
На здобуття другого (магістерського) ступеня вищої освіти

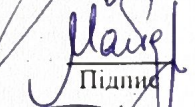
Розробка конструкції холодильної установки для охолодження робочої рідини
грунтових термостабілізаторів

Назва теми

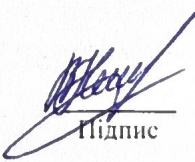
Галузь знань 14 Електрична інженерія
Спеціальність 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка
Освітня програма Електропобутова техніка

Шифр МРМА 25.00.00.000 ПЗ

Виконав студент(ка) 2 курсу група ЕТМ-24-1  Василь СТУПКА
Шифр Підпис Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

Керівник канд. техн. наук, доцент  Павло МАЙДАН
Науковий ступінь, вчене звання Підпис Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

Нормоконтролер канд. техн. наук, доцент  Тимошчук Ол.
Посада Підпис Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

До захисту допускаю:
Завідувач кафедри МАЕЕС  Віталій НЕЙМАК
Назва Підпис Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

10.12.2025
Дата

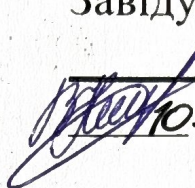
ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерії, транспорту та архітектури
Кафедра машин і апаратів, електромеханічних та енергетичних систем
Рівень вищої освіти другий (магістерський)
Галузь знань 14 Електрична інженерія
Спеціальність 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка
Освітня програма Електропобутова техніка

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри МАЕЕС

Неймак В.С.

 12 .2025 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

Ступка Василь Богданович

Прізвище, ім'я, по батькові студента

1. Тема роботи Розробка конструкції холодильної установки для охолодження робочої рідини ґрунтових термостабілізаторів

Керівник роботи Майдан Павло Сергійович, канд. техн. наук, доцент

Прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання

Затверджено наказом ректора університету від 25 08 2025 р. № 65

2. Строк подання студентом кваліфікаційної роботи на кафедру _____

3. Вихідні дані до роботи електричні та енергетичні характеристики обладнання

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

Вступ. Огляд та аналіз існуючих технічних та технологічних рішень використання холодильних установок для охолодження робочої рідини ґрунтових термостабілізаторів Розроблення конструкції системи охолодження робочої рідини Розрахунки, що підтверджують працездатність конструкції холодильної установки для охолодження робочої рідини ґрунтових термостабілізаторів. Висновки

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

1. Холодильні установки (ДО, А1). 2. Цикл роботи холодильної установки (ДТ, А1). 3. Холодильна установка та цикл роботи (ДІ, А1). 4. Випарник (ВЗ, А1) 5. Компресор BITZER (СК, А1) 6. Конденсатор (МК, А1).

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

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

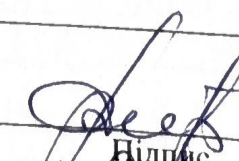
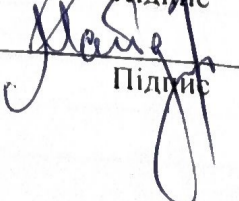
7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Назва етапів (розділів) кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1. Огляд та аналіз існуючих технічних та технологічних рішень використання холодильних установок для охолодження робочої рідини ґрунтових термостабілізаторів		
2. Розроблення конструкції системи охолодження робочої рідини		
3. Розрахунки, що підтверджують працездатність конструкції холодильної установки для охолодження робочої рідини ґрунтових термостабілізаторів		
4. Оформлення пояснювальної записки до кваліфікаційної роботи		
5. Оформлення графічного матеріалу		

Студент(ка)

Керівник роботи


 Підпис

 Підпис

Василь СТУПКА
 Ім'я, ПРИЗВИЩЕ
 Павло МАЙДАН
 Ім'я, ПРИЗВИЩЕ

Факультет інженерії, транспорту та архітектури
Кафедра машин і апаратів, електромеханічних та енергетичних систем
Рівень вищої освіти другий (магістерський)
Галузь знань 14 Електрична інженерія
Спеціальність 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка
Освітня програма Електропобутова техніка

АНОТАЦІЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

Ступка Василь Богданович

Прізвище, ім'я, по батькові студента

Тема роботи Розробка конструкції холодильної установки для охолодження робочої рідини ґрунтових термостабілізаторів

1. Прізвище, ініціали, вчена ступінь та звання рецензента _____

2. Обсяг магістерської роботи: креслень 6 арк, сторінок записки 81

3. Характеристика розділів пояснювальної записки:

В першому розділі проведено огляд та аналіз існуючих технічних та технологічних рішень використання холодильних установок для охолодження робочої рідини ґрунтових термостабілізаторів, а саме особливості використання рідин в ґрунтових термостабілізаторах та аналітичний огляд існуючих конструкцій холодильних установок В другому розділі виконано розроблення конструкції системи охолодження робочої рідини, описано проблематику використання систем охолодження робочої речовини. Потім виконано підбір розрахункових параметрів холодильної установки та системи охолодження для холодильної установки для подальшої роботи. В третьому розділі проведено розрахунки, що підтверджують працездатність конструкції холодильної установки для охолодження робочої рідини ґрунтових термостабілізаторів, а саме тепловий розрахунок холодильної установки для охолодження робочої рідини. На основі якого проведено розрахунок та підбір основного та допоміжного обладнання для проекту холодильної установки.

Підпис студента _____

" 10 " 12 20 25 р.

РІШЕННЯ ЕКЗАМЕНАЦІЙНОЇ КОМІСІЇ:

Протокол 9 від 26 12 20 25 р.

Оцінка роботи ЕК 90/100/178

Рекомендації ЕК -

Особливі відмітки -

Технічний секретар _____

Підпис

Гуряк А.В.
Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

" 26 " 12 20 25 р.

ЗМІСТ

	с.
Вступ	5
1 Огляд та аналіз існуючих технічних та технологічних рішень використання холодильних установок для охолодження робочої рідини ґрунтових термостабілізаторів	6
1.1 Особливості використання рідин в ґрунтових термостабілізаторах	6
1.2 Огляд та аналіз існуючих конструкцій холодильних установок	12
Висновки до розділу	23
2 Розроблення конструкції системи охолодження робочої рідини	24
2.1 Проблематика використання систем охолодження робочої речовини	24
2.2 Підбір розрахункових параметрів холодильної установки	29
2.3 Підбір системи охолодження для холодильної установки	31
Висновки до розділу	49
3 Розрахунки, що підтверджують працездатність конструкції холодильної установки для охолодження робочої рідини ґрунтових термостабілізаторів	50
3.1 Тепловий розрахунок холодильної установки для охолодження робочої рідини	50
3.2 Розрахунок та підбір основного та допоміжного обладнання для холодильної установки	67
Висновки до розділу	76
Загальні висновки	77
Перелік джерел посилань	78
Додатки	81

МРМА 25.00.00.000 ПЗ				
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата
Виконав		Ступка В.Б.		
Перевір.		Майдан П.С.		
Н.контр.				
Затвер.		Неймак В.		
Розробка конструкції холодильної установки для охолодження робочої рідини ґрунтових термостабілізаторів			Літера	Аркуш
			М	4
			Аркушів	
			81	
ХНУ гр. ЕТм-24-1				

ВСТУП

Загальні тенденції розвитку холодильної техніки, холодильних виробництв і технологій на сьогоднішній день представляють велику область знань і умінь, яка користується все більшою популярністю серед виробників. Нові холодильні технології представляють собою величезний пласт нововведень, які необхідно впроваджувати у широке виробництво з метою розвитку та підвищення ефективності роботи будь-яких технічних пристроїв або їх сполучних елементів.

Впровадження нових холодильних технологій у промисловій галузі - це не лише необхідність поліпшити ефективність роботи виробництв, але й необхідність викликана часом. Без сучасних газокомпресорних перекачувальних станцій неможливо уявити собі функціонування галузі, те ж саме можна сказати і про переробку газу з метою отримання рідких вуглеводнів, де без застосування сучасних технологій зрідження і розділення газових сумішей обійтися просто не представляється можливим.

Темі використання холоду для вирішення подібних питань і присвячена дана випускна кваліфікаційна робота, яка є дуже актуальною на сьогоднішній час.

Результати кваліфікаційної роботи були представлені та високо оцінені на науковій студентській конференції кафедри машин та апаратів, електромеханічних та енергетичних систем у 2025 році. На основі моделювання було підготовлено тези у Збірник наукових праць «Технічна творчість» №9, 2025р. (див. додаток Б).

					<i>MPMA 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						5
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

1 ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ТЕХНІЧНИХ ТА ТЕХНОЛОГІЧНИХ РІШЕНЬ ВИКОРИСТАННЯ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ РОБОЧОЇ РІДИНИ ҐРУНТОВИХ ТЕРМОСТАБІЛІЗАТОРІВ

1.1 Особливості використання рідин в ґрунтових термостабілізаторах

При проведенні будівництва та прокладанні магістральних мереж у широтах, яким характерні низькі температури, виникає проблема підтримки заданих значень температури на такому рівні, щоб вміст в трубопроводах не замерзав. Такі жорсткі кліматичні умови утворюють ряд складнощів при роботі вже прокладених магістральних мереж, наприклад, нафтогазопроводів, та при подальшій їх експлуатації [1].

В літній період, коли ґрунт відтає від впливу низьких температур, на магістральних трубопроводах спостерігається зменшення міцності їх характеристик [2]. В результаті може виникнути розгерметизація трубопроводу, його пошкодження та руйнування, внаслідок чого вміст трубопроводу може вилитись і викликати екологічну катастрофу, якщо мова йде про нафто- або газопровід.

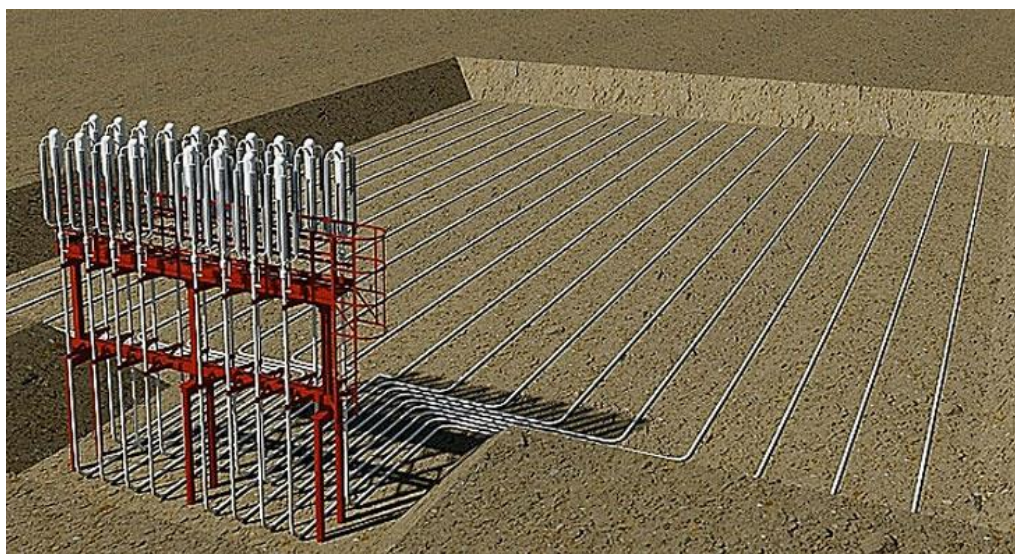
Ймовірність такої аварії, а також її частоту та інтенсивність, майже неможливо спрогнозувати, оскільки на такі процеси впливає великий ряд техногенних та природних факторів. Уникнути такого пошкодження трубопроводів та, як наслідок, витоку нафти і газу, можна за допомогою установки термостабілізаторів [3].

Термостабілізатор (рис. 1.1) представляє собою прилад, який підвищує несучу здатність ґрунту шляхом його заморожування та охолодження. Термостабілізація може використовуватись не лише для трубопроводів, але й для укріплення ґрунту поблизу фундаментів мостів [4].

Конструктивно термостабілізатори ґрунтів (рис. 1.2) представляють собою металеву герметично зварену трубу, всередині якої наявний холодоагент.

					<i>МРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						6
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Стандартні розміри труби лежать в межах від 32 до 57 мм, а довжина починається від 6 м. Складається термостабілізатор із конденсатору та випарника. Конденсатор розташований в наземній частині на висоті 1-2,5 м та має ребра, а випарник – в підземній, довжина якого становить від 5 до 15 м.



а)



б)

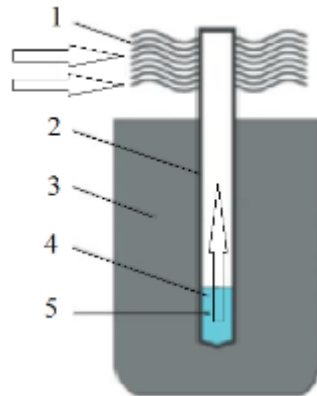
Рисунок 1.1 – Термостабілізатор ґрунту:

а – принцип прокладання; б – зовнішній вигляд для трубопроводу

Термостабілізатори ґрунту мають наступне застосування [5]:

					МРМА 25.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		7

- при будівництві автодоріг та залізничних доріг, водозаборів, переправ, дамб та інших споруд;
- облаштування газових та нафтопроводів, а також їх опор;
- при будівництві та експлуатації нафтогазопроводів (рис. 1.3, а);
- при будівництві будівель на ґрунтах, яким характерне промерзання (рис. 1.3, б)
- при будівництві ліній електропередач.



1 – повітряний конденсатор; 2 – випарник; 3 – ґрунт; 4 – холодоагент;
5 – потік тепла від ґрунту, що охолоджується

Рисунок 1.2 – Схема термостабілізатора ґрунту:

Ребра термостабілізатора (ТС) прийнято виготовляти із алюмінію. Кількість ребер на один метр може змінюватись в залежності від моделі та призначення ТС, але приблизно становить 400 штук. Крок між ребрами за стандартом становить 2,5 мм, висота ребер 15 мм, діаметр ребер – 64 або 70 мм. В результаті площа теплообміну на одному погонному метрі ребер становить 2,2 м².

Термостабілізатори бувають:

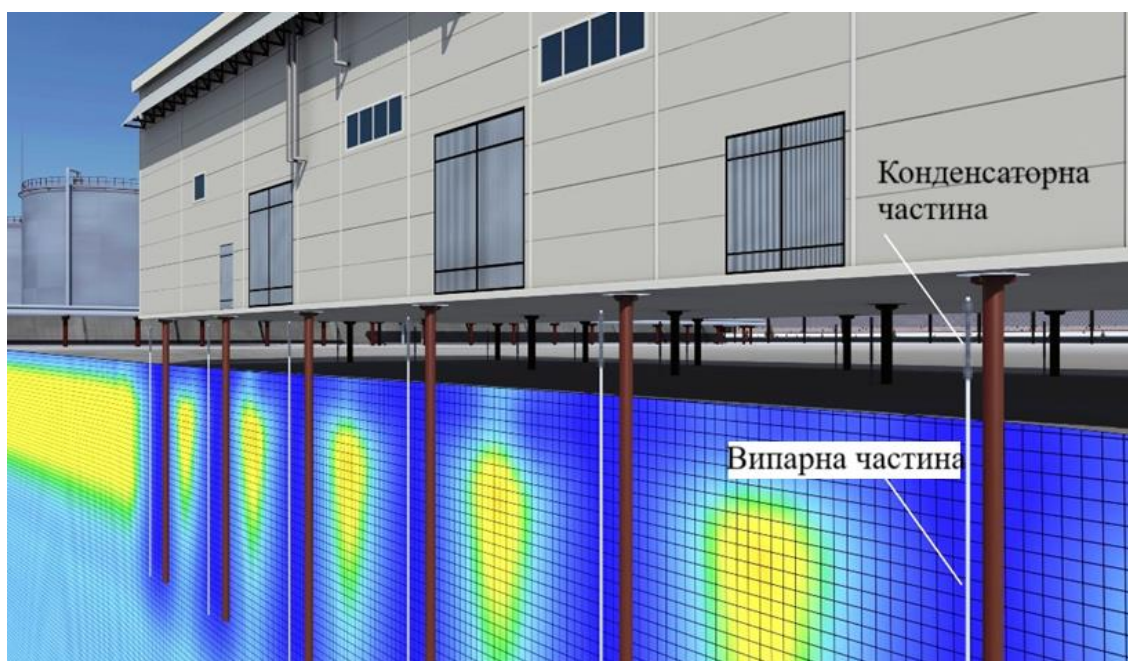
- багатосекційні;
- односекційні.

Технологія термостабілізації по своїй суті є ефективною технологією захисту мерзлих ґрунтів від деградації. Використання такої технології дозволяє

захистити мерзлі ґрунти від впливу об'єктів, що виділяють тепло поблизу нафтогазопроводів.



а)



б)

Рисунок 1.3 – Приклади використання ТС:
а – для трубопроводів; б – для фундаментів будівель

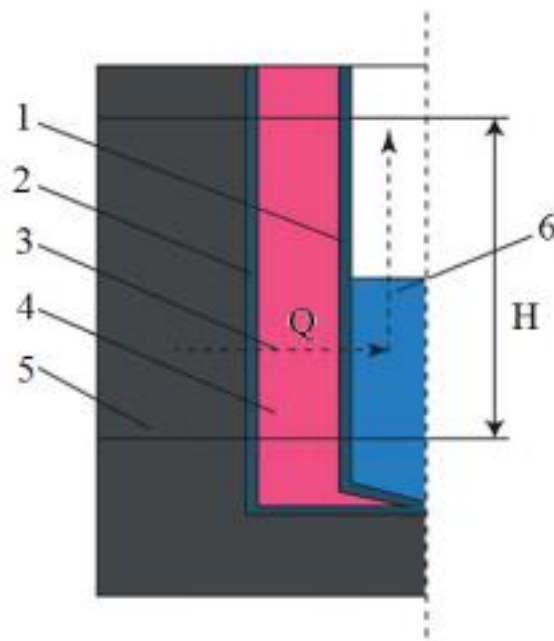
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

МРМА 25.00.00.000 ПЗ

Арк.
9

Вибір технології активної термостабілізації ґрунтів, а також конкретних моделей та типів ТС залежить від конструктивних особливостей об'єкта, для ґрунтів поблизу якого необхідно виконувати термостабілізацію, а також технологічними особливостями експлуатації та/або будівництва об'єкта.

ТС відносяться до автономних холодильних установок, які працюють за рахунок низьких значень температур атмосферного повітря та не потребують в процесі експлуатації високих капітальних вкладень. Умовна схема теплового потоку в ТС наведена на рисунку 1.4.



1 – корпус; 2 – гільза; 3 – тепловий потік; 4 – теплоносій; 5 – ґрунт;
6 – холодоагент

Рисунок 1.4 – Тепловий потік в системі ґрунт – термостабілізатор – атмосфера:

Холодоагент розташовується в нижній частині ТС та створює кільцевий повітряний проміжок між напівгерметичною гільзою та корпусом. Відбір тепла від ґрунту за допомогою ТС виконаний через стінку гільзи. Теоретично теплопередача в системі ґрунт – стабілізатор можна описати математичними формулами.

Кількість теплоти, яка передається через поверхню теплообміну визначається за формулою [7]:

запобігає ушкодженню ізоляції труб, що особливо важливо для безпечного транспортування вуглеводнів.

У випадку мостових опор правильне охолодження ґрунту гарантує однакове промерзання та збереження несучої здатності фундаменту. Без термостабілізаторів нерівномірне відтаювання або спучування ґрунту може спричинити перекося, тріщини та осідання опор, що загрожує цілісності всієї споруди. Отже, застосування термостабілізаторів забезпечує надійність інфраструктурних об'єктів у холодних регіонах та значно продовжує строк їх експлуатації.

1.2 Огляд та аналіз існуючих конструкцій холодильних установок

Існує багато видів холодильних установок та холодильного обладнання, яке використовується в різних галузях промисловості. Одним із видів такого обладнання є холодильні установки (рис. 1.5). Холодильна установка складається з [8]:

- щита керування;
- холодильного агрегату;
- приладу для охолодження повітря.

Холодильне устаткування використовується для штучної підтримки низької температури або зниження високої температури до низьких значень. Звичайне холодильне обладнання працює в межах зменшення рівня температури від 10 °С до мінус 153 °С. Також існує обладнання, яке здатне зменшити рівень температури до значень, нижчих за мінус 153 °С. Таке обладнання називається кріогенним.

Використання промислових холодильних установок базується на використанні різних типів компресорів. Від потужності компресора напряду залежить холодопродуктивність будь-якої системи охолодження. Найбільш поширеними типами компресорів є [9]:

					<i>МРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						12
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

- відцентрові (рис. 1.6, а);
- гвинтові (рис. 1.6, б);
- поршневі (рис. 1.6, в);
- спіральні (рис. 1.6, г).

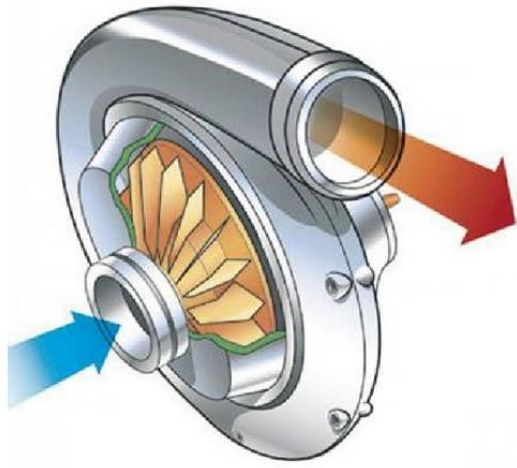


Рисунок 1.5 – Холодильна установка

Холодильна установка може складатись із одної або декількох холодильних машин. Ці машини комплектуються основним та допоміжним обладнанням. До допоміжного обладнання холодильних установок відносять [10]:

- систему теплообміну;
- прилади регулювання та керування;
- систему електроживлення;
- систему водопостачання;
- контрольно-вимірвальні прилади.

За видом установки можуть бути ті, що встановлюються поза межами приміщення, та ті, що встановлюються в приміщенні.



а)



б)



в)



г)

Рисунок 1.6 – Види компресорів в холодильних установках:

а – відцентрові; б – гвинтові; в – поршневі; г – спіральні

Система теплообміну з об'єктом, що підлягає охолодженню, може бути автономною, тобто коли холодоагент є складовою частиною холодильної установки, або без автономного холодоагенту. Замкнена система може мати проміжний холодоагент.

Перенесення теплоти від менш нагрітого середовища до іншого, більш нагрітого об'єкта, стає можливим лише тоді, коли організовано спеціальний компенсуючий процес, який забезпечує роботу системи та підтримує її функціонування, додаючи необхідні фізичні механізми. Унаслідок цього явища

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

МРМА 25.00.00.000 ПЗ

Арк.
14

цикли холодильних установок завжди реалізуються лише завдяки витраті додаткової енергії, що забезпечує можливість протікання таких процесів у реальних умовах, підтримуючи роботу обладнання.

Щоб теплова енергія, яка відводиться від «холодного» джерела, могла бути передана «гарячому» середовищу, зазвичай навколишньому повітрю, необхідно штучно підвищити температуру робочого тіла, роблячи її вищою за температуру довкілля, що забезпечує ефективність наступного теплообміну. Це здійснюється за допомогою швидкого й інтенсивного адіабатичного стискання робочого середовища, під час якого витрачається механічна робота, або шляхом додаткового підведення теплоти ззовні через спеціальні технологічні процеси теплообміну, які забезпечують потрібний ефект.

У зворотних циклах кількість теплоти, що відводиться від робочого тіла, завжди виявляється значно більшою за ту кількість енергії, яка підводиться до нього, а сумарна робота стискання щоразу перевищує загальний обсяг роботи розширення, створюючи характерну енергетичну нерівновагу. Завдяки такому співвідношенню установки, що функціонують на основі подібних термодинамічних циклів, завжди виступають активними споживачами зовнішньої енергії, оскільки потребують її для підтримання свого режиму роботи. Такі ідеальні цикли холодильних машин уже були розглянуті раніше у відповідному розділі, де описано їх основні принципи. Холодильні установки відрізняються між собою застосовуваним робочим тілом та конкретним принципом дії, а передача теплоти від «холодного» джерела до «гарячого» може забезпечуватися як за рахунок витрати механічної роботи, так і через використання додаткового теплового ресурсу, що залежить від конструкції та умов застосування.

Повітряні холодильні установки (рис. 1.7) використовують повітря в якості робочого тепла, передача тепла від холодного джерела до гарячого виконується за рахунок витрат механічної енергії. Охолодження камери досягається в результаті швидкого розширення повітря після пониження його температури.

					<i>МРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						15
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

обміну теплом із поверхнями охолоджуваних об'єктів, його температура при постійному тиску (ізобара 4-1) поступово повертається до вихідної точки (позиція 1), оскільки від предметів до повітря передається теплота q_2 (Дж/кг). Причому саме q_2 , що виступає основною характеристикою, визначається як холодопродуктивність – кількість теплової енергії, яку один кілограм робочого тіла здатний відібрати у матеріалів, розміщених у холодильній камері.

У парокомпресорних холодильних установках (ПКХУ) як головне робоче середовище використовують легкокиплячі рідини (див. табл. 1), що дає можливість реалізовувати процеси підведення та відведення теплоти уздовж ізотерм. При цьому застосовуються стадії кипіння та подальшої конденсації робочого тіла, тобто холодоагенту, коли тиск зберігається на постійних величинах, а всі параметри системи повторюють визначені закономірності технологічного циклу [11].

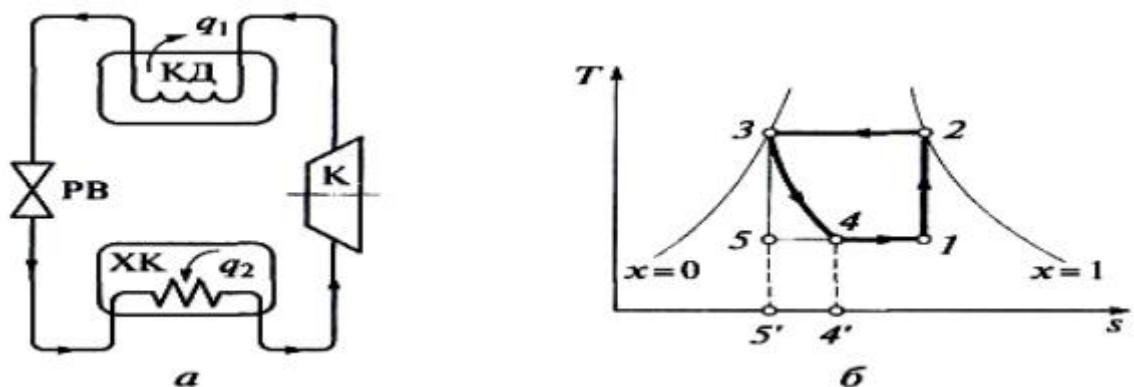
Таблиця 1.1 – Фізичні параметри холодоагентів

Холодоагент	Теплота пароутворення, кДж/кг	Температура замерзання, °С	Критична температура, °С	Температура кипіння, °С
Фреон R-134A CF ₃ CFH ₂	217,1	мінус 101,1	101,1	мінус 26,1
Фреон R-22 CHF ₂ Cl	233,5	мінус 160,0	96,0	мінус 40,75
Фреон R-12 CCl ₂ F ₂	162	мінус 155,0	111,5	мінус 30,6
Аміак	1370	мінус 77,7	132,4	мінус 33,7

Упродовж XX століття як холодоагенти широко використовували різноманітні фреони, створені на базі фторвуглеців, які активно руйнували

критично важливий озоновий шар, через що їх застосування сьогодні суттєво обмежене. Натомість основним холодоагентом тепер виступає склад К-134А (відкритий у 1992 році), створений на основі етану. Його термодинамічні характеристики майже ідентичні параметрам фреону К-12: обидва мають близькі молекулярні маси, подібні теплоти пароутворення та порівняні температури кипіння. Проте, на відміну від К-12, склад К-134А абсолютно неагресивний щодо озонового шару, що робить його безпечним і екологічно прийнятним вибором для сучасних систем.

Схематичне компонування ПКХУ та відповідний цикл у $T-s$ -координатах подані на рисунках 1.8 та 1.9. У таких установках процес зниження температури й тиску реалізується шляхом дроселювання холодоагенту, який проходить через редукційний вентиль РВ, а зміна прохідного перетину цього елемента дозволяє керувати характером протікання потоку, забезпечуючи необхідні робочі умови [12].



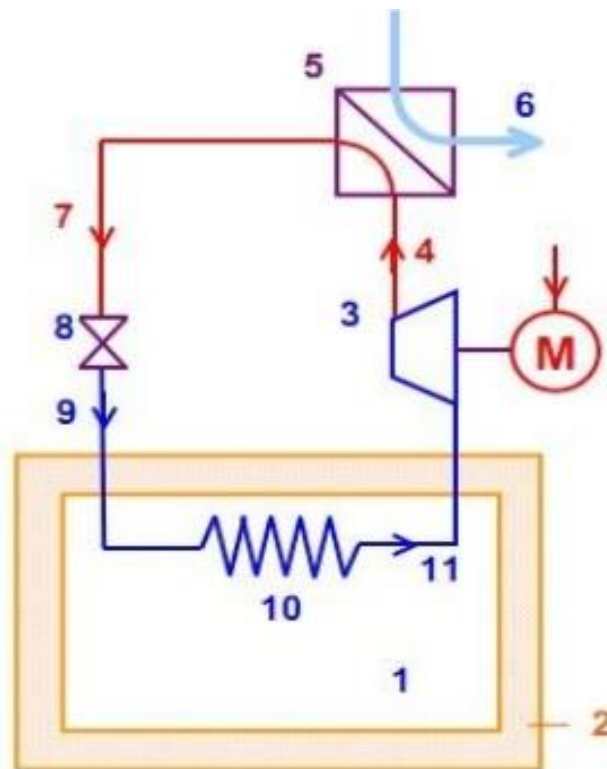
РВ – редукційний вентиль; ХК – холодильна камера; КД – конденсатор;
К - компресор

Рисунок 1.8 – Парокомпресорна холодильна установка:

а – принципова схема; б – цикл

Холодоагент, який виходить із холодильної камери ХК, далі надходить у компресор К, де він піддається адіабатному, тобто безтепловому, стисненню в межах процесу 1-2, а додаткові фізичні параметри системи залишаються

контрольованими й стабільними. У результаті цього формується суха насичена пара, що спрямовується до конденсатора КД, де вона переходить у рідку фазу за постійних значень тиску та температури в рамках процесу 2-3. Під час конденсації вивільняється теплота q_1 , яка відводиться до «гарячого» джерела – зазвичай це навколишнє повітря, що забезпечує ефективне відведення енергії у зовнішній простір. Далі утворений конденсат проходить через редукційний вентиль РВ, прохідний перетин якого може змінюватися, що дозволяє регулювати тиск вологої пари, яка виходить із нього (процес 3-4).



1 – холодильна камера; 2 - теплоізоляція; 3 - компресор; 4 - стиснений гарячий пар; 5 - теплообмінник; 6 - охолоджуюче повітря або охолоджуюча вода;
7 - рідкий холодоагент; 8 - дросельний вентиль (розширювач); 9 - розширена, охолоджена і частково випарена рідина; 10 - охолоджувач (випарник);
11 - випарений теплоносіть

Рисунок 1.9 – Принципова схема парокompресорного холодильника:

Оскільки процес дроселювання, що протікає при незмінному рівні ентальпії ($h_3 = h$), є незворотним, його традиційно позначають пунктирною

із дроселем змінного перетину набагато легше й оперативніше регулювати температуру в холодильній камері, що робить їх технологічно простішими та прихильнішими в експлуатації.

Для досягнення необхідного ефекту достатньо лише змінити площу прохідного перетину дроселюючого вентиля, додаючи при цьому контрольовані параметри регулювання, що одразу викликає зміну тиску та відповідної йому температури насичених парів холодоагенту на виході з цього елемента, забезпечуючи точне керування режимами роботи системи.

Нині замість поршневих компресорів переважно застосовують лопатеві моделі (рис. 1.10), які відзначаються кращою надійністю та рівномірністю роботи, а також підвищеною технологічною ефективністю конструкції. Про більшу економічність парокompресорних холодильних установок у порівнянні з повітряними свідчить і те, що відношення їх холодильного коефіцієнта до коефіцієнта зворотного циклу Карно становить $\leq 0,85$, тобто значення залишається досить високим, вказуючи на добру енергетичну результативність системи.

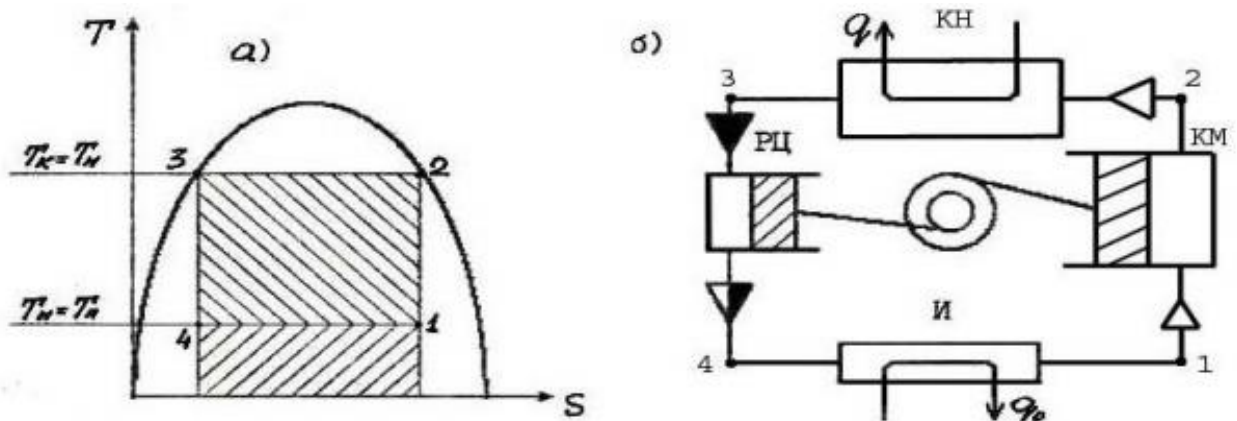


Рисунок 1.10 – Теоретичний цикл та принципова схема холодильної установки по зворотному циклу Карно

У реальних парокompресорних установках із теплообмінника-випарника холодильної камери до компресора потрапляє не волога, а суха або навіть

інша частка проходить через дросельний вентиль РВ, де її тиск і температура падають, утворюючи вологу пару з низьким ступенем сухості.

У теплообміннику-випарнику ХК ця пара при постійному рівні температури «підсушується», забираючи теплоту q_2 з охолоджуваних об'єктів. Після цього вона знову надходить до парового ежектора, замкнувши цикл роботи установки.

Оскільки затрати механічної енергії на переміщення рідини в абсорбційних та пароежекторних холодильних системах настільки малі, що ними можна знехтувати, ефективність таких установок зазвичай характеризують коефіцієнтом теплокористування. Цей показник відображає співвідношення між кількістю теплоти, відведеної від охолоджуваних об'єктів, і теплотою, яка подається для підтримання роботи циклу.

Існують й інші підходи до досягнення низьких рівнів температури шляхом перенесення теплоти до більш нагрітого середовища. Один із них базується на охолодженні за рахунок випаровування води. Такий метод особливо ефективний у регіонах із сухим та жарким кліматом і лежить в основі дії випарних кондиціонерів.

Висновки до розділу

В першому розділі проведено огляд та аналіз існуючих технічних та технологічних рішень використання холодильних установок для охолодження робочої рідини ґрунтових термостабілізаторів, а саме особливості використання рідин в ґрунтових термостабілізаторах та аналітичний огляд існуючих конструкцій холодильних установок.

					<i>МРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		23

2 РОЗРОБЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ РОБОЧОЇ РІДИНИ

2.1 Проблематика використання систем охолодження робочої речовини

З метою отримання низьких рівнів температури (до мінус дев'яносто градусів за Цельсієм) найчастіше використовують парокомпресійні агрегати - одноступінчасті та багатоступінчасті (застосування однієї робочої речовини) і каскадні (де дві і більше речовини).

Одним із способів зниження необхідного описаного обсягу низькотемпературного компресора є використання холодоагентів, у яких вищі рівні тисків насиченої пари. До холодоагентів високого рівня тиску відносять наступні - *R13r14, R503*, етан та інші. Проте при рівнях температури конденсації, що отримуються при охолодженні водою, робочі рівні тисків у даних холодоагентів занадто високі, деякі взагалі при тих рівнях температури сконденсувати нереально через малі критичні рівні температури. Тому використовують спеціальні каскадні установки, що використовують дві (або більше) робочі речовини.

Звичайна каскадна установка складається з двох одноступінчастих агрегатів, що позначаються верхньою і нижньою гілкою каскаду (або інакше верхнім і нижнім каскадом). Нижній каскад забирає тепло у охолоджуваної речовини і працює на холодоагенті високого рівня тиску, а верхній, що працює на холодоагенті, використовуваному для середніх рівнів температури, працює на конденсатор нижньої гілки.

Випарник верхньої і конденсатор нижньої гілок зазвичай об'єднують в один агрегат - конденсатор-випарник (КДВ).

Фішка каскадних машин - здатність до значного збільшення рівнів тиску в холодильній системі нижньої гілки, коли машина не використовується, і рівні

					<i>MPMA 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						24
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

- високі значення абсолютних рівнів тисків всмоктування;
- через нижчі питомі обсяги всмоктуваної пари необхідний теоретичний обсяг компресора буде невеликим;
- відношення рівнів тисків для даних діапазонів рівнів температур у холодоагентів високого рівня тиску значно менше.

У зв'язку з великими абсолютними значеннями рівнів тиску і невеликими відношеннями об'ємні та енергетичні коефіцієнти компресора будуть зростати. Це стимулює подальше зменшення відомого обсягу компресора, зменшення енергетичних витрат і збільшення загальної економічності агрегату.

З даних особливостей холодоагентів високого рівня тиску випливає:

- каскадна установка з двоступеневою нижньою і одноступеневою верхньою гілками краще за установку з одноступеневою нижньою і двоступеневою верхньою гілками;
- каскадна установка, яка базується на двох одноступінчастих агрегатах, краща за низькотемпературну двоступінчасту установку, що застосовується з використанням вакууму на нижній стороні;
- трикаскадна машина (використовує в процесі три холодоагенти) - з трьома одноступеневими агрегатами.

Каскадні установки почали масово випускати відносно недавно і то тільки на нижній області використання двоступеневого стиснення через те, що порівняльні аналізи проводилися тільки для теоретичних холодильних циклів.

До мінусів каскадних установок (при порівнянні із двоступеневими установками) відносять:

- більш серйозна схема циклу, що налічує додаткові теплообмінні апарати і використання розширювального баку;
- в каскадних установках компресор верхнього каскаду не з'єднаний із випарником. Тому каскадна установка не може охолоджувати теплообмінник тільки верхньою гілкою. Якщо потрібне охолодження при різних рівнях температури, то установку потрібно забезпечити ще одним випарником, що

працює з компресором верхньої гілки, або розробляти самостійну одноступінчасту установку. Якщо немає таких пристроїв, використання установки при високих рівнях температури буде неефективним (наприклад, при температурі в приміщенні 0°C доведеться встановити $t_0 = -70^{\circ}\text{C}$).

Вищеописані недоліки посилюються при зростанні числа каскадів [16-19].

Каскади конструюються із наступних елементів:

- пластинчастий теплообмінник;
- компресори;
- фільтр-осушувач;
- масловіддільники;
- розширювальний бак;
- конденсатор;
- лінійний ресивер;
- охолоджувач повітря;
- соленоїдні вентиля.

При виборі, яку робочу речовину використовувати при створенні систем охолодження, необхідно брати до уваги наступні важливі характеристики використання системи охолодження, як безпека використання, величина експлуатаційних витрат і екологічна безпека; важливу роль в результаті стрімкого підняття цін на енергію також відіграє низька енергоємність. Ідеальна робоча речовина для систем охолодження також повинна мати хімічну стабільність і високі термодинамічні характеристики. Подібним запитам повністю відповідали хлор- і бромвмісні холодоагенти, але використання завдавало страшної шкоди навколишньому середовищу, тому прийнято законодавче обмеження. В даний час в системах охолодження для великих змін рівнів температури рекомендується застосовувати альтернативні (природні) робочі речовини, наприклад: аміак, воду, вуглеводні (пропан і бутан), а ще діоксид вуглецю.

Якщо розглядати ефективність використання, адекватної альтернативи

					<i>MPMA 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						27
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

забороненим холодоагентам, які повністю відповідали жорстким вимогам холодильної промисловості, так і не виявлено. Аміак, який зараз широко використовується у великих промислових холодильних системах, є токсичним і добре горючим; набагато більш пожежонебезпечні вуглеводні допускається використовувати тільки в невеликих ХолУст, а вода може використовуватися в дуже обмеженій області використання.

Вуглекислий газ (CO_2), що зустрічається під маркуванням $R744$, є природним холодоагентом і має безсумнівні переваги для використання в холодильній промисловості (негорючість, висока продуктивність, інертність до металів, дешевизна і доступність, безпека використання), а в герметичних контурах має вкрай малий коефіцієнт глобального нагрівання. Високий рівень тиску в діапазоні робочих рівнів температур, з одного боку, вимагає спеціальних умов до конструкції обладнання, що використовує CO_2 , які необхідно враховувати при розробці холодопостачання різних місць, з іншого боку, дозволяючи досягати достатньо високої холодопродуктивності. Крім того, особливості необхідно враховувати при транспортуванні та зберіганні CO_2 .

У зв'язку з тенденцією, що намітилася в останні роки, до використання так званих «природних» холодоагентів, було прийнято рішення використовувати в якості робочої речовини холодильної машини, що проектується, саме CO_2 .

Головною перевагою CO_2 над іншими фреонами є дешевизна і легкодоступність.

На даний час великі виробники холодильного обладнання мають цілий ряд моделей, призначених спеціально для використання в системах з вуглекислотою.

Оскільки необхідний рівень температури охолодження досить низький, існує проблема великого ступеня стиснення в компресорі при теоретичному використанні саме одноступінчастої установки.

Для зменшення навантаження на компресор і кількості необхідного холодоагенту розумно буде використовувати двоступеневу або, навіть, каскадну установку.

					<i>MPMA 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						28
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Проектування двоступеневої ХолУст з вуглекислою в якості холодоагенту пов'язане зі певними труднощами, пов'язаними з вкрай високим рівнем тиску і температур конденсації ступеня високого рівня тиску.

Використання саме каскадної машини дозволяє уникнути використання транскритичного циклу установки і істотно знизити витрати на експлуатацію.

Отриманий в результаті роботи ХолУст холод може бути доставлений до споживача двома можливими способами:

- застосування проміжного холодоносія;
- безпосереднє охолодження.

Перший спосіб дозволяє значно знизити експлуатаційні і витрати електроенергії, оскільки дозволяє використовувати так званий «акумулятор холоду», а також істотно розширити спектр можливих використань ХолУст.

2.2 Підбір розрахункових параметрів холодильної установки

Режим роботи ХолУст встановлюється рівнями температури: кипіння - t_0 , конденсації - t_k , перегріву - t_{ng} , і переохолодження робочої речовини перед терморегулюючим вентилем - t_{no} . Значення даних параметрів встановлюють в залежності від призначення холодильної установки і умов навколишнього середовища [16-19].

За технічним завданням необхідно розрахувати ХолУст для охолодження рідини з рівнем температури кипіння холодоагенту $t_k = -30^\circ C$ і загальною холодопродуктивністю не менше як 800 кВт. ХолУст буде представляти собою каскадну систему з рівнем температури кипіння верхнього каскаду $t_k = -10^\circ C$. Робочою речовиною в обох ступенях каскаду буде використовуватись - CO_2 .

Оскільки в каскадних установках застосовується КДВ, в якому необхідно мати перепад рівнів температури, прийемо даний перепад в розмірі, як мінімум, п'яти градусів за Цельсієм. Таким чином, приймаємо рівень температури

					<i>МРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		29

конденсації нижньої гілки каскаду $t_k = -5^\circ C$.

Скориставшись діаграмою вологого повітря, знайдемо рівень температури мокрого термометра t_m для конденсації верхнього ступеня каскаду. При середній літній температурі в регіоні $20,3^\circ C$ і середній літній вологості на рівні близько 70–76%, рівень температури мокрого термометра буде рівним $t_m = 19^\circ C$.

Початковий рівень температури води (t_{e1}), що використовується для охолодження конденсаторів приймається в діапазоні від $2^\circ - 3^\circ C$ вище рівня температури повітря за мокрим термометром t_m .

$$t_{e1} = t_m + (2...3); \quad (2.1)$$

$$t_{e1} = 19 + 2 = 21^\circ C.$$

Згідно довідникової літератури кінцевий рівень температури води приймається в діапазоні від $4^\circ - 5^\circ C$ вище початкового рівня температури води, $^\circ C$., згідно наступної формули [16-19]:

$$t_{e2} = t_{e1} + (4...5); \quad (2.2)$$

$$t_{e2} = 21 + 4 = 25^\circ C.$$

Тоді рівень температури конденсації приймається в діапазоні від $4^\circ - 6^\circ C$ вище середнього рівня температури води в конденсаторі, згідно наступної формули, приймаємо на рівні $5^\circ C$ [16-19]:

$$t_k = \frac{t_{e1} + t_{e2}}{2} + (4...6); \quad (2.3)$$

					<i>МРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						30
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$t_k = \frac{21 + 25}{2} + 5 = 28^\circ \text{C}.$$

2.3 Підбір системи охолодження для холодильної установки

ХолУст, що використовуються для охолодження рідин носять назву chiller, зазвичай, складаються з ХолУст і гідромодуля (рис. 2.1).

ХолУст призначена для охолодження технічної рідини (холодоносія) до необхідного рівня температури. Після охолодження холодоносії по системі трубопроводів подається до охолоджуваної речовини. В результаті теплообміну з охолоджуваною речовиною холодоносії нагрівається, повертається до ХолУст і цикл повторюється.

Рідина в гідромодулі («рідинному контурі») може протікати як під дією сили тяжіння (так званий природний рух), так і вимушено, за допомогою вмикання насосів різної конструкції.

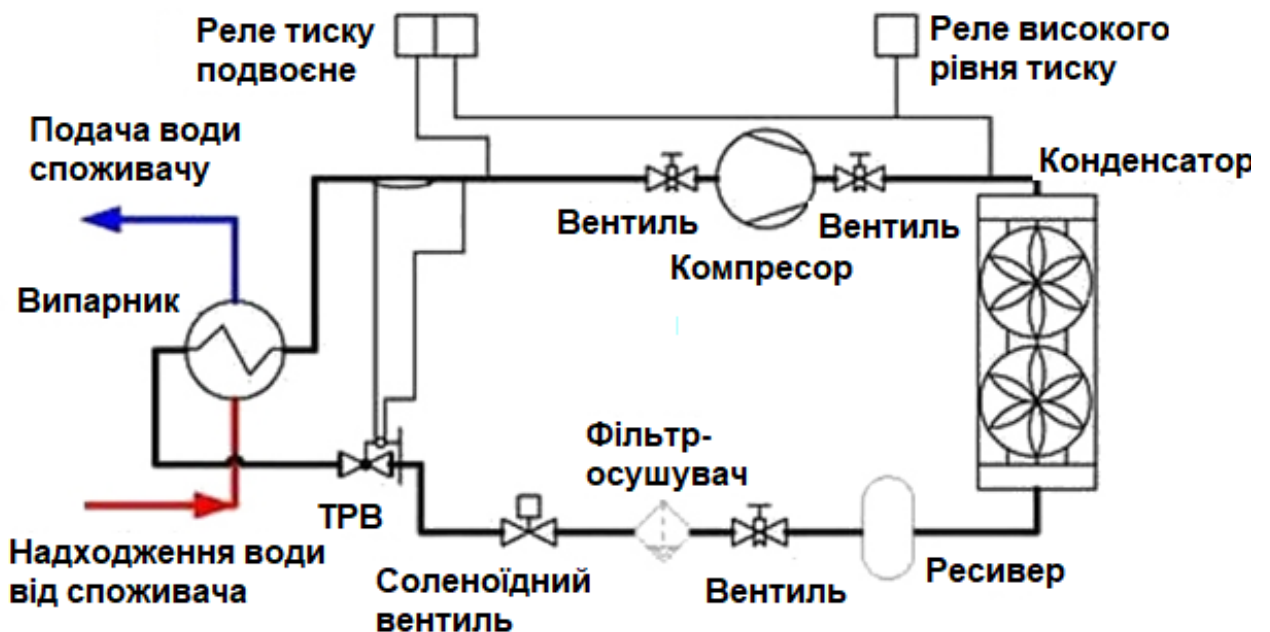


Рисунок 2.1 - Принципова схема роботи chiller для охолодження води

Chiller володіють рядом переваг, що відрізняють їх від ХолУст безпосереднього охолодження [16-19]:

- можливість значної відстані розташування ХолУст від охолоджуваної речовини (приміщення);
- менший обсяг використання холодоносія в системі охолодження;
- можливість значної економії моторесурсу ХолУст (за рахунок застосування акумулятора холоду);
- нижча ймовірність витіку холодоносія;
- більшість холодоносіїв мають не такі жорсткі вимоги до трубопроводів, як холодоагенти;
- нижча вартість холодоносія в порівнянні з холодоагентами;
- холодоносій є більш безпечною речовиною, ніж холодоагент.

До недоліків чилерів можна віднести ускладнення системи охолодження через використання гідромодуля.

Каскадними називаються ХолУст, що включають в себе два і більше холодильних контури, за умови, що випарник одного контуру є конденсатором для іншого контуру. За своїми термодинамічними характеристиками каскадні цикли близькі до дво- (і більше) ступінчастих ХолУст.

У разі, коли різниця рівнів температури випаровування одного контуру і конденсації другого є однаковою, і в обох контурах використовується один і той же холодоагент, цикл каскадної ХолУст буде збігатися з циклом двоступеневої ХолУст.

Проте, каскадні ХолУст вимагають значно меншу кількість використання холодоагенту для роботи, а також нижчу потужність компресорів.

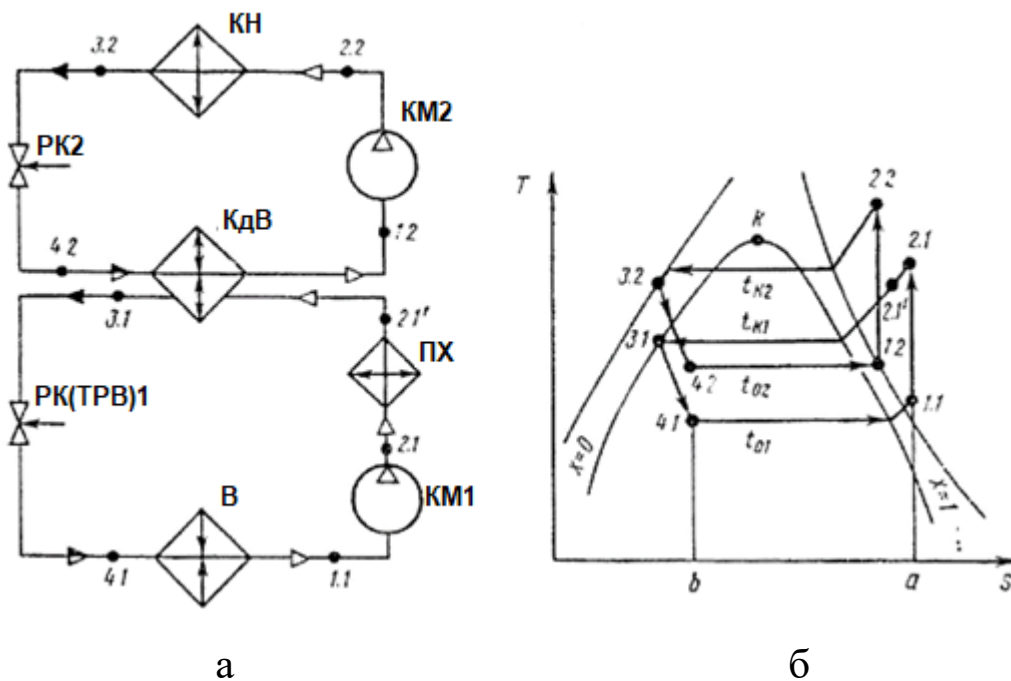
Найчастіше каскадні ХолУст застосовуються для отримання низькотемпературного холоду. У такому випадку «нижня» ступінь (з більш низьким рівнем температури кипіння холодоагенту) використовує холодоагент, що має гарні фізико-хімічні характеристики для роботи в умовах низьких рівнів температур і рівнів тиску, а «висока» ступінь – холодоагент, здатний ефективно працювати в умовах високих рівнів тиску і температуру.

До складу каскадних ХолУст обов'язково входить «конденсатор-випарник»

(КдВ) – теплообмінник, що виконує роль випарника високого ступеня і, відповідно, конденсатора нижнього ступеня.

Однією з особливостей каскадних ХолУст є проблема, що виникає під час зупинки роботи обладнання – холодоагент нижнього ступеня починає добре нагріватись від навколишнього середовища і може створювати небезпечний рівень тиску в обладнанні.

Для вирішення даної проблеми можливе як використання спеціалізованого дренажного ресивера, в який на час простою обладнання закачується додатковий холодоагент, так і монтаж малопотужного компресора, що забезпечує підтримку рівня температури і тиску в нижньому ступені каскада на безпечному рівні.



а - принципова схема холодильної установки; б - теоретичний цикл каскадної холодильної установки

Рисунок 2.2 – Загальний вигляд:

В – випарник; КМ – компресор; КН – конденсатор; РК (ТРВ) – регулювальний клапан (терморегулювальний вентиль); КдВ – Конденсатор-Випарник; ПХ – проміжний охолоджувач; 1.1-2.1 – стиснення в компресорі нижньої ступені; 2.1-2.1' – охолодження в ПХ; 2.1'-3.1 – охолодження в КдВ; 3.1-4.1 – дроселювання в РК; 4.1-1.1 – випарювання холодоагенту в В

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

Можливість застосування вуглекислоти в системах охолодження розглядалася досить давно. Пропозиція використання CO_2 як холодоагенту була вперше висунута вченим Олександром Твінінгом [20] в 1850 р. пізніше, Тадеуш Лоу, проводив дослідження щодо застосування CO_2 для повітряних куль, а в 70-х роках створив спеціальну установку для виробництва льоду на вуглекислоті. Для транспортування замороженого м'яса Тадеуш Лоу розробив холодильну машину, що розміщувалася на морських судах. Відомо, що в подальшому були розроблені системи охолодження на вуглекислоті і найбільшу популярність вони мали в 20-ті та 30-ті роки двадцятого століття. CO_2 здебільшого використовувався в галузі перевезення вантажів через свою безпеку, тоді як для промислових ХолУст частіше використовувався аміак (маркування $R717$), що мав більш кращі фізико-хімічні характеристики [21].

Надалі CO_2 перестав користуватися популярністю, багато в чому через появу «чудо-холодоагенту» фірми-виробника «Дюпон»: фреон продавався досить успішно. Аміак продовжував займати лідируюче місце в якості робочої речовини для великих промислових ХолУст протягом довгого часу. Знову інтерес до переваг використання CO_2 виник у зв'язку з введенням потенціалу виснаження озонового шару і потенціалу глобального потепління, що обмежують використання хлорфторвуглеводів і гідрофторвуглеводів і кількість аміаку в ХолУст великої потужності. CO_2 , як і аміак, вуглеводні, такі як пропан і бутан, і, звичайно, вода, належать до природних холодоагентів. Однак, у кожного з даних холодоагентів є певні недоліки, зокрема аміак токсичний, вуглеводні горючі, а у води область застосування суттєво обмежена. На відміну від вищезазначених, CO_2 не горючий і не токсичний.

У багатьох аспектах вуглекислота відрізняється від інших часто використовуваних холодоагентів і володіє певними унікальними якостями. З плином часу багато проблем у використанні CO_2 усунув технічний прогрес, проте і зараз слід брати до уваги незвичайні властивості та вживати

					<i>MPMA 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						34
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

превентивних заходів для запобігання виникненню труднощів у ХолУст.

До особливостей властивостей вуглекислоти відносяться: при заданому рівні температури - більш високий робочий рівень тиску, менший діапазон робочих рівнів температур, набагато більш високий рівень тиску для досягнення потрійної точки, для досягнення критичної точки необхідний дуже низький рівень температури.

На відміну від більш поширених холодоагентів характеристики критичної і потрійної точок, як правило, не є принциповими, для вуглекислоти ж навпаки, ці дані мають критичний вплив. Рівень тиску потрійної точки вуглекислоти великий, але, що ще більш значуще, він вищий, ніж нормальний атмосферний рівень тиску. Крім цього, критична точка вуглекислоти має вкрай низький рівень температури, що в свою чергу впливає на конструктивні вимоги до ХолУст на основі вуглекислоти [22].

CO_2 може бути використаний в якості робочої речовини в системах охолодження різних типів, як транскритичних, так і субкритичних. Для систем охолодження на вуглекислоті повинні братися до уваги параметри критичної точки і потрійної точки. Найбільш поширений холодильний цикл машин є субкритичним, в ньому вся область робочих рівнів температури і рівнів тиску робочої речовини розташована вище потрійної точки і, відповідно, нижче критичної точки. Одноступінчасті субкритичні ХолУст на вуглекислоті відрізняються простотою конструкції, але також мають неприємні особливості, що впливають з обмеженого діапазону рівнів температур і високих робочих рівнів тисків. Транскритичні ХолУст на CO_2 в даний час використовуються тільки в невеликих комерційних ХолУст. Робочі рівні тисків субкритичного холодильного циклу знаходяться, зазвичай, в діапазоні від 5,7 до 35 Бар, що відповідає діапазону температур від мінус $55^{\circ}C$ до $0^{\circ}C$ [23].

Найбільше CO_2 застосовується в каскадних або комбінованих системах охолодження, для обмеження рівнів температури і рівнів тиску до такої міри, при якій можна використовувати наявне у вільному продажу серійно вироблене

					<i>MPMA 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						35
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

обладнання, що не вимагає переробки. Каскадні ХолУст на вуглекислоті можуть бути скомпоновані по-різному: з насосною подачею робочої речовини, з безпосереднім кипінням холодоагенту, системи на вуглекислоті із вторинним контуром або як комбінація з перерахованих вище систем.

При розрахунку рівнів тиску для систем на вуглекислоті потрібно враховувати два важливих фактори: рівень тиску зупинки і рівень тиску відтаювання. Варто відзначити, що без контролю рівнів тиску в холодильному контурі при відключеній системі, рівень тиску буде зростати за рахунок припливу енергії з навколишнього середовища. Промислова холодильна система, яка під час простою машини здатна витримувати рівень вирівнювального тиску, тобто рівень тиску насичення, прирівняний до рівня температури навколишнього середовища, буде досить дорогою.

Тому найбільш поширеним способом обмеження максимального зростання рівня тиску холодоагенту під час простою машини, наприклад, до рівня 30 Бар, є використання невеликого допоміжного компресорно-конденсаторного агрегату.

У системах на вуглекислоті можуть бути використані різні способи розморожування, залежно від умов експлуатації. Розморожування гарячим газом є найбільш ефективним способом, особливо при низьких рівнях робочих температур, однак він вимагає і найбільш високого рівня тиску в холодильному контурі. При розрахунковому рівні тиску 52 Бари надлишкового рівня тиску можливо забезпечити приблизно за рівня температури розморожування в 10°C . При такому рівні температури рівень тиску насиченої пари складає 45 Барів. З урахуванням коефіцієнта запасу 10% на запобіжні клапани і приблизно 5% на можливі стрибки рівнів тиску допустимий рівень робочого тиску максимально складе приблизно 52 Бари надлишкового рівня тиску в холодильному контурі [24].

Як загально відомо CO_2 є безбарвною речовиною без запаху і належить до негорючих і нетоксичних холодоагентів. Незважаючи на наявність виключно позитивних якостей, у вуглекислоти є і кілька недоліків. Оскільки CO_2 не має

запаху, він практично не виявляє себе при появі витоку. У зв'язку з тим, що CO_2 важчий за повітря, опускається вниз на рівень землі або підлоги, що може призвести до виникнення небезпечних умов, особливо замкнутих просторах виробничих приміщень. CO_2 може зменшувати концентрацію кисню до такого рівня, що суміш, яка утворюється в результаті, є смертельно небезпечною для людей. Відносна щільність холодоагента R744 в порівнянні з повітрям складає 1,529 (якщо щільність повітря прийняти за 1 при рівні температури в $0^\circ C$). Тому необхідно підвищену увагу при створенні та обслуговуванні систем, що працюють на вуглекислоті, зокрема необхідна наявність системи газовиявлення та аварійної системи вентиляції.

Якщо порівнювати з аміаком, CO_2 є менш небезпечною робочою речовиною. Під гранично допустиму концентрацію встановлюється ГДК парів CO_2 в повітрі, дозволена для перебування людини-оператора під час восьмигодинної робочої зміни при сорокагодинному робочому тижні. ГДК для аміаку становить 25ppm , а для CO_2 - 5000ppm (або 0,5%). Концентрація CO_2 в атмосферному повітрі навколишнього середовища складає близько 0,04%.

При підвищеній концентрації CO_2 виникають наступні несприятливі реакції:

- при концентрації в 2% - в половину зростає частота дихання;
- при 3% - частота дихання зростає вдвічі;
- при 5% - частота дихання зростає в тричі;
- при діапазоні 8-10% - природне дихання порушується і стає практично неможливим, головний біль, запаморочення, пітливість і загальна дезорієнтація;
- більше 10% - можлива втрата свідомості і смерть;
- більше 30% - швидка смерть [25].

Каскадні системи, що використовують вуглекислоту вимагають використання в конструкції холодильної машини КдВ. Це зменшує ефективність ХолУст, оскільки виникає необхідність мати різницю рівнів температур між холодоагентами на різних каскадах. Проте, компресори, що працюють на

					<i>MPMA 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк. 37
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

в віддільнику мастила рідка вуглекислота переохолоджується, в той час як суміш мастила і вуглекислоти википає з віддільника мастила і всмоктується заново в компресор. CO_2 у вигляді чистої рідини ні в якому разі не може проникати в компресор, оскільки це призведе до пошкодження компресору в результаті гідроудару, тому абсолютно необхідно гарантувати перегрітий стан CO_2 на вході в компресор. Для контролю перегріву CO_2 можна застосовувати спеціальний клапан TRV [26].

Дослідження систем з насосною подачею свідчить про те, що для всмоктувальних трубопроводів вологої пари систем на вуглекислоті потрібен значно нижчий діаметр труб, ніж для ХолУст, що використовують аміак або холодоагент $R134a$. Дозволена різниця рівнів тиску для всмоктувальних трубопроводів вологої пари ХолУст на CO_2 приблизно в десятки разів більша, ніж для всмоктувальних трубопроводів вологої пари ХолУст, що використовують аміак або холодоагент $R134a$, що обумовлено відносно великою щільністю пароподібного CO_2 .

У випадку використання як систем з насосною подачею, так і для систем з прямим кипінням робочої речовини, розрахункові розміри рідинних трубопроводів вуглекислоти значно більші, ніж використовувані в аміачних ХолУст, але незначно більші, ніж для ХолУст на холодоагенті $R134a$. Це пояснюється тим, що прихована теплота пароутворення аміаку набагато вища, ніж у вуглекислоти і холодоагенту $R134a$. У зв'язку з відносно невеликим об'ємом пари у поєднанні з чималою об'ємною холодопродуктивністю, ХолУст на вуглекислоті чутливі до змін продуктивності, тому вкрай важливо використовувати рідинний сепаратор великого об'єму для контролю невеликої кількості пари в трубопроводах ХолУст.

Як впливає з досліджень, для системи на вуглекислоті потрібен компресор набагато меншої холодопродуктивності, ніж для ХолУст на холодоагенті $R134a$ або аміаку. За умови рівної об'ємної продуктивності компресорів коефіцієнт холодопродуктивності компресора в системі на CO_2 в

					<i>MPMA 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						39
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

8,8 і 13 разів більше запасу холодопродуктивності аналогічного компресора при експлуатації в системах відповідно на аміаку і холодоагенті R134a. Переохолодження в рідинній лінії з вуглекислотою значно менше, ніж при аміаку і холодоагенті R134a, це потрібно враховувати при розробці систем для попередження кавітації та інших складнощів з циркуляційними насосами рідкої вуглекислоти. У порівнянні з іншими системами, ХолУст на вуглекислоті менш вимогливі до наявності води, але її присутність може спричинити серйозні незручності. У ряді ранніх установок на вуглекислоті були проблеми як з механізмами регулювання, так і з іншими компонентами автоматики ХолУст. Як виявилось в подальшому, багато з цих складнощів були пов'язані із замерзанням води, що була в системі. У сучасних ХолУст для контролю концентрації води на безпечному рівні використовуються спеціальні фільтри-осушувачі. Безпечна кількість води для систем на вуглекислоті значно нижча, ніж для систем, що використовують інші холодоагенти. Водорозчинність вуглекислоти в рідкій фазі значно більш висока, ніж в паровій [16-19].

Визначено, що водорозчинність вуглекислоти набагато нижча за водорозчинність аміаку або холодоагенту R134a. При рівні температури в мінус 20°С критичне значення водорозчинності робочих речовин у рідкому стані має наступні значення: 20,8ppm для CO₂, 158ppm для R134a, та 672ppm для аміаку. У разі наявності води в межах менше даних значень вона буде розчинена в робочій речовині і не пошкодить систему. Таким чином, молекули води (H₂O) містяться в робочій речовині при наявності води нижче, ніж верхня гранична межа водорозчинності вуглекислоти, але вони відділяються від розчину як краплі рідини, якщо кількість води перевищує дану межу. Можуть виникнути проблеми, якщо кількість води перевищить дану межу в установці на вуглекислоті, зокрема при робочих рівнях температурах нижче 0°С. При цьому вода замерзає і крижані нарости можуть спровокувати блокування регулюючих клапанів, соленоїдів, фільтрів та іншого обладнання. Вказаний недолік особливо актуальний в затоплених системах із безпосереднім кипінням робочої речовини і

					MPMA 25.00.00.000 ПЗ	Арк.
						40
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

не так критичний для ХолУст на вуглекислоті з вторинним контуром, оскільки в них використовуються менш чутливі виконавчі механізми. У герметичній системі, якою є ХолУст, вуглекислота може реагувати з мастилом, киснем і водою, зокрема, при високих рівнях температурах і рівнях тиску. Наприклад, якщо концентрація води перевищить граничну межу водорозчинності, з вуглекислоти може сформуватися вугільна кислота. Досвід використання промислових агрегатів на вуглекислоті в умовах підвищеної кількості води показує, що вугільна кислота є надзвичайно високоактивною щодо цілого переліку металів, проте зазначена ситуація не може відбутися в системах охолодження на вуглекислому газі в разі утримання у належному стані, тобто при контролі концентрації води нижче верхньої граничної межі водорозчинності вуглекислоти. При наявності досить великої кількості води, CO_2 і вода в паровій фазі вступають у реакцію зі створенням газового гідрату вуглекислоти. Газовий гідрат CO_2 має великі молекули і здатний існувати при рівнях температури вище $0^\circ C$. Це може призвести до виникнення проблем з регулюючими механізмами і фільтрами, подібні до проблем через замерзання льоду. У присутності води, ПОЕ вступає в реакцію з нею з утворенням спирту і карбонової кислоти, яка в свою чергу здатна привести до корозії металів в ХолУст. Тому необхідно постійно контролювати кількість води в ХолУст з CO_2 при застосуванні поліолефінових мастил [16-19].

ПАО мастило ще називають синтетичним мастилом. У звичайній ситуації, ПАО досить стабільні, проте, при присутності в ХолУст достатньої концентрації вільного кисню, зокрема, через корозію в трубопроводах, кисень вступає в реакцію з мастилом із наступним утворенням карбонової кислоти. Стеження за концентрацією води в системі охолодження є досить хорошим способом профілактики перерахованих вище хімічних реакцій. Для видалення води у фреонових ХолУст в основному використовуються спеціальні фільтри-осушувачі з серцевиною з цеоліту. Цеоліт має досить дрібні пори і здатний виконувати роль спеціального молекулярного сита. Молекули води настільки

					<i>MPMA 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						41
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

краще розташовувати в трубопроводах рідини перед теплообмінником. Ця ділянка відрізняється підвищеною відносною вологістю, відсутністю двофазного потоку і меншою чутливістю до зміни рівнів тиску. Розміщення спеціального фільтра-осушувача на інших позиціях не рекомендується тому, що:

- в трубопроводі всмоктування вологої пари існує небезпека намерзання води через наявність двофазного потоку;

- в області «компресор–конденсатор–розширювальний клапан» відносна вологість робочої речовини низька. У рідинному сепараторі більше ніж 90% води присутня в рідкій формі, незначна кількість H_2O переноситься з парами CO_2 в апарат компресора. У разі розміщення спеціального фільтра-осушувача в даній ділянці, буде малоефективною робота;

- в трубопроводі рідини до циркуляційного насоса зниження рівня тиску посилює ризик виникнення кавітації. У ситуації, коли продуктивності одиночного спеціального фільтра-осушувача не вистачає, допустимо розмістити паралельно кілька спеціальних фільтрів-осушувачів.

У ХолУст з прямим кипінням вуглекислоти кількість води по всій протяжності системи однакова, тому відносна вологість дорівнює розчинності води в холодоагенті. Всупереч тому, що відносна вологість робочої речовини в трубопроводі рідини до розширювального клапана відносно мала у зв'язку з високою розчинністю води в умовах високих рівнів температури рідкої вуглекислоти, тим не менш, краще розміщувати спеціальний фільтр-осушувач в даній області ХолУст (на тій же самій позиції, як і в ХолУст із фторвмісними робочими речовинами). Даний підхід обґрунтовується наступними причинами [16-19]:

- трубопроводи всмоктування і нагнітання залежать від втрат рівнів тиску. Крім цього, в трубопроводі всмоктування зростає небезпека намерзання води. Всупереч тому, що відносна вологість робочої речовини в даній області велика, розміщувати спеціальні фільтри-осушувачі тут протипоказано;

- у зв'язку з наявністю двофазного потоку протипоказано також

перетне потрійну точку і 50% вуглекислоти перейде в тверду форму, а при продовженні розвантаження зростає небезпека блокування розвантажувального трубопроводу і поломки механізмів. Отже, для якісного захисту трубопроводів рідини від виникнення сухого льоду, потрібно розміщувати запобіжні клапани на рівень тиску вищий, ніж рівень тиску потрійної точки (тобто 5,2 Бар).

Критично проводити заправку CO_2 у вигляді пари і підтримувати до тих пір, поки рівень тиску в системі не досягне 5,2 Бар. Під час заправки ХолУст слід враховувати, що поки рівень тиску не досягне тиску потрійної точки, CO_2 всередині системи може перебувати тільки в фазі твердої речовини або ж пари. Крім цього, поки рівень тиску не настільки високий, ХолУст буде відрізнятися дуже низькими рівнями температури. Наприклад, при рівні тиску в 1 Бар, рівень температури сублімації складає мінус $78,4^{\circ}C$. Такі ж умови потрібно брати до уваги під час очищення спеціальних фільтрів на трубопроводі рідини. Всупереч тому, що CO_2 є нетоксичною робочою речовиною, неможливо просто випустити з ХолУст. Під час контакту рідкої вуглекислоти з повітрям рідка речовина частково перетвориться на тверду, тоді як рівень температури сильно спаде. Таке різке зниження рівня температури спровокує температурний шок матеріалів механізмів ХолУст і може призвести до виникнення механічних поломок. Це буде позначатися як помилка умов застосування, оскільки механізми зазвичай не розроблені для таких знижених рівнів температури. Рідина в ізольованій ділянці є потенційною загрозою для збереження ХолУст, тому завжди необхідно усувати воду. Стосовно систем з вуглекислою даний вид небезпеки ще значніший, ніж для ХолУст з аміаком або холодоагентом $R134a$. Через фізико-хімічні властивості рідка вуглекислота збільшується набагато сильніше, ніж аміак чи холодоагент $R134a$, зокрема коли рівень температури близький до критичної точки [16-19].

На відміну від NH_3 , CO_2 сумісний майже з усіма металами, що використовуються у ХолУст. Також не має протипоказань при застосуванні міді та латуні. Питання сумісності CO_2 з полімерами - хімічні процеси з полімерами

					<i>MPMA 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						45
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

не становлять проблеми, оскільки CO_2 є дуже інертним і стабільним холодоагентом. Головною складністю є фізико-хімічні процеси, наприклад, проникність, розбухання, утворення порожнин і внутрішніх тріщин. Такі ефекти викликані розчинністю і дифузиею CO_2 в полімерах. Дослідження виявили, що CO_2 відрізняється від інших робочих речовин і для його використання частину продукції потрібно модифікувати. Слід брати до уваги, що в частині полімерів здатна розчинятися значна кількість CO_2 , певні часто використовувані речовини не сумісні з CO_2 , а інші вимагають своєрідних методів фіксації, наприклад, ущільнювальні полімери. В умовах високих рівнів температури і тиску, що наближаються до критичних, реакція з полімерами набагато сильніша. Проте, вказані особливості не мають впливу для промислового ХолУст, оскільки рівні тисків і температури менше критичних.

Найбільш поширеними великими системами охолодження з CO_2 є гібридні ХолУст з аміаком в установці підвищеного рівня температури. За багатьма параметрами CO_2 видається дуже простою робочою речовиною, проте необхідно враховувати, на відміну від інших робочих речовин він має список незвичайних особливостей. Якщо знати особливості і враховувати їх під час проектування, монтажу, пуско-налагодження та експлуатації, можливо не отримати виникнення надзвичайних ситуацій. Механізми для великих ХолУст на CO_2 з рівнем тиску в 40 Бар мають прийнятну поширеність. Частина виробників пристроїв для поширених робочих речовин можуть, зокрема, поставити деякі пристрої для систем з CO_2 . Поширення пристроїв високого рівня тиску для великих ХолУст з CO_2 незначне, і це є дуже важливим фактом, що визначає темпи зростання застосування CO_2 .

Звичайна схема низько-середньотемпературної ХолУст на CO_2 складається зі стандартної ХолУст з каскадним теплообмінником у ролі випарника CO_2 . Вуглекислота переміщується під дією сили тяжіння в каскадному теплообміннику, роль якого підтримувати рівень температури

					<i>MPMA 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		46

ХолУст компресора для забезпечення механізму розморожування. Даний компресор застосовується виключно для розморожування. Такий спосіб є більш ефективним у порівнянні з електричним розморожуванням. Механізм розморожування дорівнює розморожуванню звичайної ХолУст, що базується на аміаку;

- розморожування зрошенням водою - в деяких випадках (особливо в камерах з високим рівнем температури) теплообмінники можна розморожувати зрошенням водою [16-19].

Висновки до розділу

В другому розділі виконано розроблення конструкції системи охолодження робочої рідини, описано проблематику використання систем охолодження робочої речовини. Потім виконано підбір розрахункових параметрів холодильної установки та системи охолодження для холодильної установки для подальшої роботи.

					<i>МРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		49

3 РОЗРАХУНКИ, ЩО ПІДТВЕРДЖУЮТЬ ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ КОНСТРУКЦІЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ РОБОЧОЇ РІДИНИ ҐРУНТОВИХ ТЕРМОСТАБІЛІЗАТОРІВ

3.1 Тепловий розрахунок холодильної установки для охолодження робочої рідини

Тепловий розрахунок каскадної ХолУст представляє собою розрахунок параметрів двох холодильних циклів одноступінчастої ХолУст.

Вихідними даними для розрахунків приймаємо наступні [16-19]:

Холодопродуктивність ХолУст - 800 кВт, температура кипіння нижнього ступеня $t_k = -30^\circ\text{C}$, температура кипіння верхнього ступеня $t_k = -10^\circ\text{C}$.

Розбиваємо задачу на дві простіших складових: розрахунок нижнього каскаду і верхнього каскаду.

Тепловий розрахунок починаємо з побудови в діаграмі $\lg P - i$ холодильного циклу (або цикл Карно). (див. рис. 3.1).

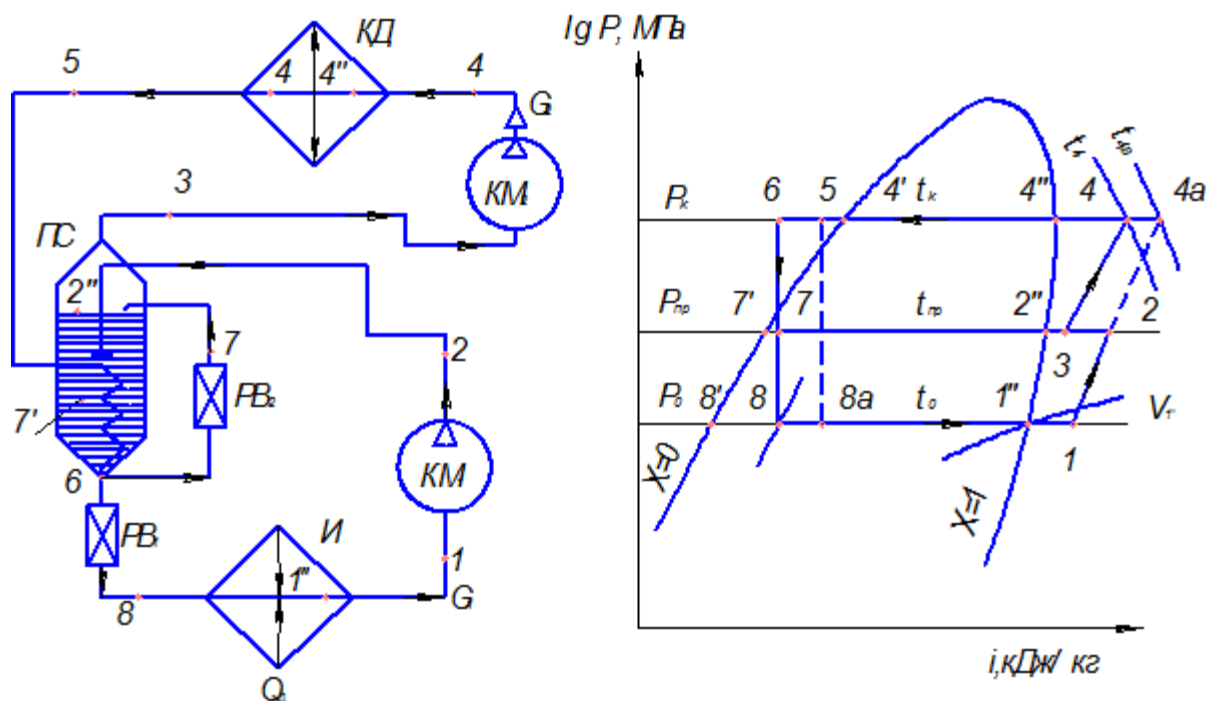


Рисунок 3.1 – Загальне зображення установки та циклу роботи

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

Проводимо розрахунок характеристик ХолУст на підставі отриманих за діаграмою значень для ключових точок циклу роботи.

Спочатку визначимо загальну потужність конденсатора згідно наступної формули [16-19]:

$$q_k = i_2 - i_3, \quad (3.1)$$

де q_k – розрахункова потужність конденсатора; i_2 – значення ентальпії в точці 2 (див. рис. А.1); i_3 – значення ентальпії в точці 3 (див. рис. А.1).

$$q_k = 474,996 - 176,864 = 298,132 \text{ кДж/кг}.$$

Розрахуємо потужність випарника згідно формули [16-19]:

$$q_0 = i_1 - i_{4'}, \quad (3.2)$$

де q_0 – розрахункова потужність випарника; i_1 – значення ентальпії в точці 1 (див. рис. А.1); $i_{4'}$ – значення ентальпії в точці 4' (див. рис. А.1).

$$q_0 = 442,184 - 176,864 = 265,32 \text{ кДж/кг}.$$

Визначимо потужність переохолоджувача згідно наступної формули [16-19]:

$$q_B = i_3 - i_{3'}, \quad (3.3)$$

де q_B – розрахункова потужність випарника; i_3 – значення ентальпії в

точці 3 (див. рис. А.1); i_3 – значення ентальпії в точці 3' (див. рис. А.1).

$$q_B = 188,05 - 176,94 = 11,11 \text{ кДж/кг}.$$

Тоді визначимо сумарну потужність випарника і переохолоджувача згідно формули [16-19]:

$$q_0 = q_B + q_0'; \quad (3.4)$$

$$q_0 = 265,32 + 11,11 = 276,43 \text{ кДж/кг}.$$

Розрахуємо необхідну кількість холодоагенту в системі ХолУст згідно наступної формули [16-19]:

$$G_x = 3,6 \cdot \frac{Q_0}{q_0}, \quad (3.5)$$

де G_x – розрахункова кількість холодоагенту в ХолУст; Q_0 – необхідна холодопродуктивність ХолУст.

$$G_x = 3,6 \cdot \frac{80 \cdot 10^3}{276,43} = 10418,55 \text{ кг/год}.$$

Розрахуємо об'єм циркулюючого холодоагенту в системі ХолУст згідно формули [16-19]:

$$V = G_x \cdot v_1, \quad (3.6)$$

					<i>МРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						52
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

де V – об'єм циркулюючого холодоагенту в системі ХолУст; v_1 – питомий об'єм у точці 1 (див. рис. А.1).

$$V = 10418,55 \cdot 0,027873 = 290,39 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Аналітично визначимо теоретичну потужність компресора згідно формули [16-19]:

$$N_{\text{теор}} = \frac{G_x \cdot i}{3600} = \frac{Q_0}{1000 \cdot \varepsilon_{\text{теор}}}, \quad (3.7)$$

де $N_{\text{теор}}$ – теоретична потужність компресора; i – витрата енергії на стиснення 1 кг пари в компресорі; $\varepsilon_{\text{теор}}$ – теоретична ефективність компресора.

Визначимо витрату енергії на стиснення 1 кг пари в компресорі [16-19]:

$$i = i_2 - i_1, \quad (3.8)$$

де i – витрата енергії на стиснення 1 кг пари в компресорі; i_2 – значення ентальпії в точці 2 (див. рис. А.1); i_1 – значення ентальпії в точці 1 (див. рис. А.1).

$$i = 474,996 - 442,184 = 32,812;$$

$$N_{\text{теор}} = \frac{10418,55 \cdot 32,812}{3600} = 94,959 \text{ кВт}.$$

Знайдемо величину теплового навантаження на конденсатор згідно наступної формули [16-19]:

					<i>МРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						53
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$Q_k = Q_0 + N_{теор} \cdot 1000; \quad (3.9)$$

$$Q_k = 800 \cdot 10^3 + 94,9593 \cdot 1000 = 894959,3 \text{ Вт}.$$

Знайдемо теплове навантаження на переохолоджувачі згідно наступної формули [16-19]:

$$Q_B = \frac{1}{3,6} \cdot G_x \cdot (i_3 - i_3') = \frac{1}{3,6} \cdot G_x \cdot q_B; \quad (3.10)$$

$$Q_B = \frac{1}{3,6} \cdot 10418,55 \cdot 11,11 = 32152,8 \text{ Вт}.$$

Визначимо величину холодильного коефіцієнту згідно формули [16-19]:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{I}; \quad (3.11)$$

$$\varepsilon = \frac{276,43}{32,812} = 8,43.$$

Знайдемо коефіцієнт подачі згідно наступної формули [16-19]:

$$\lg \lambda = (0,012 + 0,437 \cdot C) \cdot \left(1 - \frac{P_k}{P_0}\right), \quad (3.12)$$

де C – відносна величина шкідливого простору, приймається в діапазоні $C = 0,2 \sim 0,08$.

					<i>МРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		54

$$\lg \lambda = (0,012 + 0,437 \cdot 0,1) \cdot \left(1 - \frac{14,303}{30,47}\right) = 0,011;$$

$$\lambda = 1,0257.$$

Знайдемо теоретичні витрати потужності згідно формули [16-19]:

$$N_{теор} = G_x \cdot (i_2 - i_1); \quad (3.13)$$

$$N_{теор} = 10418,55 \cdot 32,812 = 341853,4888.$$

Знайдемо індикаторний ККД згідно формули [16-19]:

$$\eta_i = \lambda_n + b \cdot t_0, \quad (3.14)$$

де b – емпіричний коефіцієнт, приймаємо $b = 0,0025$; λ_n – коефіцієнт підігріву.

$$\lambda_n = \frac{T_0}{T_k}; \quad (3.15)$$

$$\lambda_n = \frac{243}{268} = 0,9067;$$

$$\eta_i = 0,9067_n + 0,0025 \cdot (-30) = 0,8317.$$

Знайдемо індикаторну потужність компресора згідно наступної формули:

					<i>МРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		55

$$N_i = \frac{N_{теор}}{\eta_i}; \quad (3.16)$$

$$N_i = \frac{341853,4888}{0,8317} = 411029,805 \text{ кН/м}.$$

Розрахуємо ефективну потужність компресора згідно наступної формули:

$$N_{эф} = N_i + N_{терт}. \quad (3.17)$$

Визначимо потужність тертя згідно формули [16-19]:

$$N_{терт} = V_h \cdot \rho_{терт}, \quad (3.18)$$

де V_h – геометричний об'єм, що описується поршнями; $\rho_{терт}$ – питомий тиск тертя, приймається в діапазоні $\rho_{терт} = 39 \sim 59 \text{ кН/м}^2$.

$$\lambda = \frac{V}{V_h} = \frac{(G \cdot v_1)}{V_h}; \quad (3.19)$$

$$V_h = \frac{V}{\lambda}; \quad (3.20)$$

$$V_h = \frac{10418,55 \cdot 0,027873}{1,0257} = 283,12 \text{ м}^3;$$

$$N_{терт} = 283,12 \cdot 49 = 13872,88 \text{ кН/м};$$

$$N_{ef} = 411029,805 + 13872,88 = 424902,6889 \text{ кН/м.}$$

Розрахуємо механічний ККД згідно наступної формули [16-19]:

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_{ef}}; \quad (3.21)$$

$$\eta_m = \frac{411029,805}{424902,6889} = 0,9674.$$

Визначимо індикаторну холодопродуктивність ХолУст згідно формули:

$$K_i = \frac{Q_0}{N_i}; \quad (3.22)$$

$$K_i = \frac{800 \cdot 10^3}{411029,805} = 1,9463 \text{ Вт/кВт.}$$

Розрахуємо ефективну питому холодопродуктивність згідно наступної формули [16-19]:

$$K_{ef} = \frac{Q_0}{N_{ef}}; \quad (3.23)$$

$$K_{ef} = \frac{800 \cdot 10^3}{424902,6889} = 1,8828 \text{ Вт/кВт.}$$

Знайдемо ефективний ККД згідно формули [16-19]:

$$\eta_{ef} = \eta_i \cdot \eta_m; \quad (3.24)$$

					<i>МРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		57

$$\eta_{ef} = 0,8317 \cdot 0,9674 = 0,8046.$$

Розрахуємо холодопродуктивність ХолУст згідно формули [16-19]:

$$Q_0 = G \cdot q_0 = G \cdot (i_1 - i_4); \quad (3.25)$$

$$Q_0 = 10418,5508 \cdot 276,43 \cdot 1000 = 2879999997,644 \text{ Дж/год.}$$

Знайдемо холодопродуктивність компресора згідно наступної формули:

$$Q_0 = V_D \cdot q_v, \quad (3.26)$$

де V_D – дійсний об'єм пари, що всмоктується; q_v – об'ємна холодопродуктивність.

$$V_D = V_h \cdot \lambda; \quad (3.27)$$

$$V_D = 283,1201 \cdot 1,0257 = 290,3963 \text{ м}^3/\text{год};$$

$$q_v = \frac{q_0}{v_1}; \quad (3.28)$$

$$q_v = \frac{276,43}{0,027873} = 9917,483 \text{ кДж/м}^3;$$

$$Q_0 = 290,3963 \cdot 9917,4829 = 2880000330,3914 \text{ Дж/год.}$$

					<i>МРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		58

Оскільки холодопродуктивність випарника і компресора збігаються (в межах арифметичної похибки), робимо висновок про адекватність виконаних аналітичних досліджень [16-19].

Аналогічно виконаємо розрахунок верхнього ступеню каскаду.

Знайдемо потужність конденсатора згідно наступної формули [16-19]:

$$q_k = i_2 - i_3, \quad (3.29)$$

де q_k – розрахункова потужність конденсатора; i_2 – значення ентальпії в точці 2 (див. рис. А.1); i_3 – значення ентальпії в точці 3 (див. рис. А.1).

$$q_k = 485,741 - 274,555 = 212,185 \text{ кДж/кг}.$$

Розрахуємо потужність випарника згідно наступної формули:

$$q_0 = i_1 - i_4, \quad (3.30)$$

де q_0 – розрахункова потужність випарника; i_1 – значення ентальпії в точці 1 (див. рис. А.1); i_4 – значення ентальпії в точці 4' (див. рис. А.1).

$$q_0 = 442,12 - 274,555 = 167,564 \text{ кДж/кг}.$$

Знайдемо потужність переохолоджувача згідно наступної формули [16-19]:

$$q_B = i_3 - i_3', \quad (3.31)$$

де q_B – розрахункова потужність переохолоджувача; i_3 – значення

ентальпії в точці 3 (див. рис. А.1); i_3 – значення ентальпії в точці 3' (див. рис. А.1).

$$q_B = 306,29 - 273,76 = 32,63 \text{ кДж/кг.}$$

Визначимо сумарну потужність випарника і переохолоджувача згідно формули [16-19]:

$$q_0 = q_0' + q_i; \quad (3.32)$$

$$q_0 = 32,63 + 167,564 = 200,194 \text{ кДж/кг.}$$

Знайдемо кількість холодоагенту в системі ХолУст згідно наступної формули:

$$G_x = 3,6 \cdot \frac{Q_0}{q_0}, \quad (3.33)$$

де G_x - розрахункова кількість холодоагенту в системі ХолУст; Q_0 – потрібна холодопродуктивність ХолУст.

$$G_x = 3,6 \cdot \frac{894959,3}{200,194} = 16093,6566 \text{ кг/год.}$$

Знайдемо загальний обсяг циркулюючого холодоагенту в ХолУст згідно наступної формули [16-19]:

$$V = G_x \cdot v_1, \quad (3.34)$$

де V – обсяг циркулюючого холодоагенту в ХолУст; v_1 – питомий обсяг точки 1 (див. рис. А.1).

$$V = 16093,6566 \cdot 0,0141 = 226,9206 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Знайдемо теоретичну потужність компресора згідно наступної формули:

$$N_{\text{теор}} = \frac{G_x \cdot i}{3600} = \frac{Q_0}{1000 \cdot \varepsilon_{\text{теор}}}, \quad (3.35)$$

де $N_{\text{теор}}$ - теоретична потужність компресора; i – витрати енергії на стиск 1 кг пари в компресорі; $\varepsilon_{\text{теор}}$ – теоретична ефективність компресора.

Знайдемо реальну витрату енергії на стиск 1 кг пари в компресорі згідно наступної формули [16-19]:

$$i = i_2 - i_1, \quad (3.36)$$

де i - витрата енергії на стиск 1 кг пари в компресорі; i_2 – значення ентальпії у точці 2 (див. рис. А.1); i_1 – значення ентальпії у точці 1 (див. рис. А.1).

$$i = 485,741 - 442,12 = 43,621 \text{ кДж/кг}.$$

$$N_{\text{теор}} = \frac{16093,6566 \cdot 43,621}{3600} = 195,006 \text{ кВт}.$$

Розрахуємо теплове навантаження на конденсатор згідно наступної формули [16-19]:

					<i>МРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						61
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$Q_k = Q_0 + N_{\text{теор}} \cdot 1000; \quad (3.37)$$

$$Q_k = 894959,3 + 195,006 \cdot 1000 = 1089965,243 \text{ Вт.}$$

Знайдемо теплове навантаження на переохолоджувач згідно наступної формули [16-19]:

$$Q_B = \frac{1}{3,6} \cdot G_x \cdot (i_3 - i_3') = \frac{1}{3,6} \cdot G_x \cdot q_B; \quad (3.38)$$

$$Q_B = \frac{1}{3,6} \cdot 16093,6566 \cdot 32,63 = 145871,1152 \text{ Вт.}$$

Визначимо величину холодильного коефіцієнту згідно формули [16-19]:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{I}; \quad (3.39)$$

$$\varepsilon = \frac{167,564}{43,621} = 3,8414.$$

Знайдемо коефіцієнт подачі згідно наступної формули [16-19]:

$$\lg \lambda = (0,012 + 0,437 \cdot C) \cdot \left(1 - \frac{P_k}{P_0} \right), \quad (3.40)$$

де C – відносна величина шкідливого простору, приймається в діапазоні $C = 0,2 \sim 0,08$.

$$\lg \lambda = (0,012 + 0,437 \cdot 0,1) \cdot \left(1 - \frac{72,065}{26,504}\right) = 0,0352;$$

$$\lambda = 1,0845.$$

Знайдемо теоретичні витрати потужності згідно формули [16-19]:

$$N_{теор} = G_x \cdot (i_2 - i_1); \quad (3.41)$$

$$N_{теор} = 16093,6566 \cdot 43,621 = 702021,3945.$$

Знайдемо індикаторний ККД згідно формули:

$$\eta_i = \lambda_n + b \cdot t_0, \quad (3.42)$$

де b – емпіричний коефіцієнт, приймаємо $b = 0,0025$; λ_n – коефіцієнт підігріву.

$$\lambda_n = \frac{T_0}{T_k}; \quad (3.43)$$

$$\lambda_n = \frac{263}{301} = 0,8738;$$

$$\eta_i = 0,8738 + 0,0025 \cdot (-10) = 0,8488.$$

Знайдемо індикаторну потужність компресора згідно наступної формули:

					<i>МРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		63

$$N_i = \frac{N_{теор}}{\eta_i}; \quad (3.44)$$

$$N_i = \frac{702021,3945}{0,8488} = 827075,1585 \text{ кН/м.}$$

Розрахуємо ефективну потужність компресора згідно наступної формули:

$$N_{эф} = N_i + N_{терт}. \quad (3.45)$$

Визначимо потужність тертя згідно формули [16-19]:

$$N_{терт} = V_h \cdot \rho_{терт}, \quad (3.46)$$

де V_h – геометричний об'єм, що описується поршнями; $\rho_{терт}$ – питомий тиск тертя, приймається в діапазоні $\rho_{терт} = 39 \sim 59 \text{ кН/м}^2$.

$$\lambda = \frac{V}{V_h} = \frac{(G \cdot v_1)}{V_h}; \quad (3.47)$$

$$V_h = \frac{V}{\lambda}; \quad (3.48)$$

$$V_h = \frac{16093,6566 \cdot 0,0141}{1,0845} = 209,24 \text{ м}^3;$$

$$N_{терт} = 209,24 \cdot 49 = 10252,75 \text{ кН/м};$$

					<i>МРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		64

$$N_{\text{еф}} = 827075,1585 + 10252,75 = 837327,9 \text{кН/м.}$$

Розрахуємо механічний ККД згідно наступної формули [16-19]:

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_{\text{еф}}}; \quad (3.49)$$

$$\eta_m = \frac{827075,15}{837327,9} = 0,9878.$$

Визначимо індикаторну холодопродуктивність ХолУст згідно формули:

$$K_i = \frac{Q_0}{N_i}; \quad (3.50)$$

$$K_i = \frac{894 \cdot 10^3}{827075,15} = 1,082 \text{Вт/кВт.}$$

Розрахуємо ефективну питому холодопродуктивність згідно наступної формули [16-19]:

$$K_{\text{еф}} = \frac{Q_0}{N_{\text{еф}}}; \quad (3.51)$$

$$K_{\text{еф}} = \frac{894 \cdot 10^3}{837327,9} = 1,0688 \text{Вт/кВт.}$$

Знайдемо ефективний ККД згідно формули:

					<i>МРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		65

$$\eta_{ef} = \eta_i \cdot \eta_m; \quad (3.52)$$

$$\eta_{ef} = 0,8488 \cdot 0,9878 = 0,8384.$$

Розрахуємо холодопродуктивність ХолУст згідно формули [16-19]:

$$Q_0 = G \cdot q_0 = G \cdot (i_1 - i_4); \quad (3.53)$$

$$Q_0 = 16093,6566 \cdot 200,194 \cdot 1000 = 3221853489,38 \text{ Дж/год.}$$

Знайдемо холодопродуктивність компресора згідно наступної формули:

$$Q_0 = V_D \cdot q_v, \quad (3.54)$$

де V_D – дійсний об'єм пари, що всмоктується; q_v – об'ємна холодопродуктивність.

$$V_D = V_h \cdot \lambda; \quad (3.55)$$

$$V_D = 209,2398 \cdot 1,0845 = 226,92 \text{ м}^3/\text{год};$$

$$q_v = \frac{q_0}{v_1}; \quad (3.56)$$

$$q_v = \frac{200,194}{0,0141} = 14198,156 \text{ кДж/м}^3;$$

$$Q_0 = 226,92 \cdot 14198,156 = 3221854084,9 \text{ Дж/год.}$$

Оскільки холодопродуктивність випарника і компресора збігаються (в межах арифметичної похибки), робимо висновок про адекватність виконаних аналітичних досліджень [16-19].

Розрахунок ізоляції.

У системі теплоізоляція використовується для зменшення втрат теплової та електроенергії на наступних ділянках: всі елементи системи нижньої гілки каскаду, так як в будь-якій його точці (крім ділянки трубопроводу нагнітання до конденсатора) рівень температури холодоагенту нижчий рівня температури навколишнього середовища. У верхньому каскаді теплоізоляції піддається КдВ та ділянка трубопроводу від КдВ до компресора (включаючи переохолоджувач) [16-19].

Встановлені вимоги до ізоляції щодо теплопровідності в діапазоні робочих рівнів температури системи ХолУст та попередження появи конденсату на поверхнях трубопроводів, що мають негативний рівень температури, повністю відповідає теплоізоляція марки K-FLEX ST з коефіцієнтом теплопровідності $0,028 \sim 0,036 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$, стандартна товщина – 19 мм.

3.2 Розрахунок та підбір основного та допоміжного обладнання для холодильної установки

При розрахунку та підборі обладнання для ХолУст визначають наступні параметри:

- об'єм, що описується поршнем компресора, $\text{м}^3/\text{год}$ - для підбору компресор;
- ефективну потужність $N_{\text{еф}}$, кВт - на валу компресора;
- теплове навантаження на конденсатор, Вт – для визначення поверхні теплообміну;
- теплове навантаження на переохолоджувач або теплообмінник - для визначення поверхні.

					<i>МРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						67
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Підбираємо для монтажу на нижню гілку каскаду компресор BITSER ECOLINE ME 6PME-40K [27] у кількості 5 штук, підключених паралельно (рис. 3.2). Для верхнього ступеня каскаду підбираємо для монтажу компресор BITSER ECOLINE ME 6PME-40K [27] у кількості 4 штук, підключених паралельно.



Рисунок 3.2 – Загальний вигляд компресору BITSER ECOLINE ME 6PME-40K [27]

Розрахунок конденсатора ґрунтується на наступних перемінних – теплове навантаження на конденсатор, площа поверхні, середня логарифмічна різниця рівнів температури першої речовини та другої, коефіцієнт теплопередачі.

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t_{\text{л}}. \quad (3.57)$$

Ефективність теплопередачі конденсатора напряду залежить від коефіцієнта теплопередачі K і питомого теплового потоку q_f .

$$q_f = K \cdot \Delta t_{\text{л}}. \quad (3.58)$$

При малій товщині стінок труб порівняно з зовнішнім діаметром

коефіцієнти теплопередачі визначаються за стандартною формулою для плоскої стінки [16-19]:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{a_2}}, \quad (3.59)$$

де a_1, a_2 – коефіцієнти тепловіддачі від теплового навколишнього середовища до стінки труби та від стінки труби до холодного навколишнього середовища; δ – товщина стінки труби та різних відкладень; λ – коефіцієнт теплопровідності металу стінки (для сталі – $45 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$, відкладень (для мастила – $0,14 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$)).

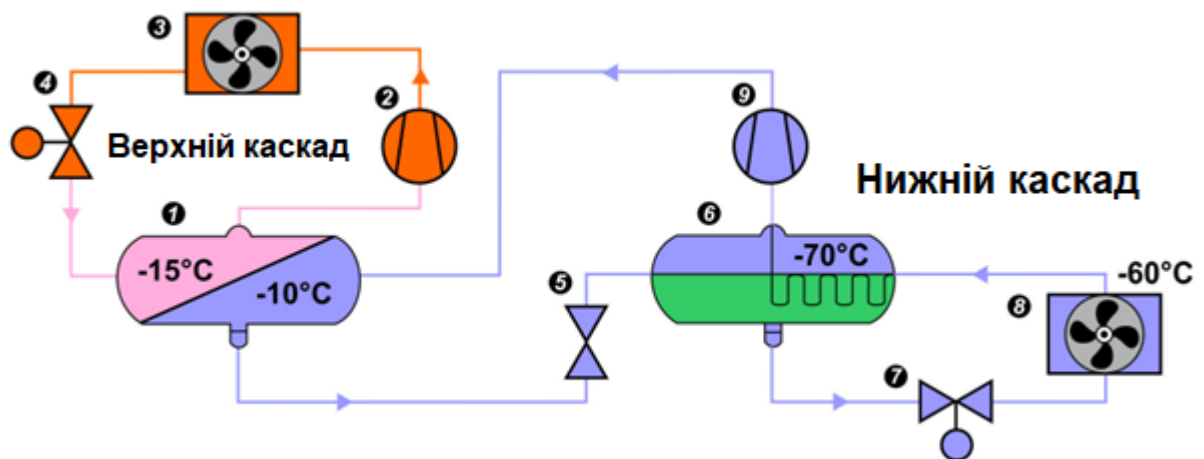


Рисунок 3.3 – Схематичне зображення каскадів

Величина, обернена до коефіцієнта теплопередачі, носить назву термічний опір, визначається за наступною формулою:

$$R = \frac{1}{K}. \quad (3.60)$$

Знайдемо величину коефіцієнту теплопередачі конденсатора згідно формули [16-19]:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{a_1} \cdot \frac{d_1}{d_2} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{a_2}}, \quad (3.61)$$

де d_1 – діаметр труби з боку першої речовини; d_2 – діаметр труби з боку другої речовини.

Оскільки процеси в КдВ відбуваються при постійних рівнях температури, визначаємо середньоарифметичну різницю рівнів температури [16-19]:

$$\Delta t = \frac{10+10}{2} - \frac{5+5}{2} = 5^\circ C.$$

Значення коефіцієнта тепловіддачі при конденсації речовини a_1 знаходиться в діапазоні від 1200 до 10800 і залежить від безлічі параметрів, які на даний час недостатньо вивчені щодо речовини CO_2 . Приймаємо значення рівним $a_1 = 5500 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$. Оскільки в даному випадку відбувається конденсація і кипіння абсолютно однакових холодоагентів в межах КдВ, а процеси кипіння/конденсації термодинамічно є рівноцінними, припускаємо, що коефіцієнт $a_2 = 5500 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

Прийmemo до розрахунку, що в кожухотрубному теплообміннику труби із зовнішнім діаметром 0,025м і товщиною стінки 0,0025м.

Внаслідок того, що в системі ХолУст присутній високоефективний масловіддільник, приймаємо товщину масляної плівки не більше 0,1мм.

Тоді, згідно із (3.61) отримаємо наступне

$$K = \frac{1}{\frac{1}{5500} \cdot \frac{0,025}{0,0025} + \frac{0,0025}{45} + \frac{0,0001}{0,14} + \frac{1}{5500}} = \frac{1}{0,00112} = 892,85 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

					МРМА 25.00.00.000 ПЗ	Арк.
						70
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$2880000330 = 892,85 \cdot F \cdot 5;$$

$$F = \frac{2880000330}{892,85 \cdot 5} = 645,12 \text{ м}^2.$$

Подібним чином проведемо розрахунок випарника. За поставленим завданням припускаємо, що випарник буде кожухотрубним, охолоджувальною речовиною якого є киплячий холодоагент CO_2 , а охолоджуваною речовиною – невідома технічна рідина. Виходячи з умови, що рідина повинна зберігати необхідні властивості при рівні температури в мінус $30^\circ C$, припустимо, що даною рідиною буде «Тосол-45».

Площа поверхні теплопередачі випарника визначається за наступною формулою [16-19]:

$$F_B = \frac{Q_0}{K_B \cdot \Delta t}, \quad (3.62)$$

де Q_0 – робоча холодопродуктивність установки; K_B – коефіцієнт теплопередачі випарника; Δt – різниця рівнів температури охолоджуваної та охолоджуючої речовин.

Оскільки згідно технічного завдання рівень температури кипіння холодоагенту мінус $30^\circ C$, а в кожухотрубних випарниках охолоджувана речовина знижує власний рівень температури на $2^\circ C - 4^\circ C$, вважаємо, що рівень температури охолоджуваної речовини на вході у випарник буде на рівні мінус $27^\circ C$. Коефіцієнт тепловіддачі при випаровуванні в кожухотрубному випарнику знаходиться в діапазоні від 230 до 525, приймаємо значення $a_2 = 480 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

					<i>МРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		71

$$F_B = \frac{800 \cdot 100^3}{480 \cdot 3} = 555,555 \text{ м}^2.$$

Визначимо кількість рідини-розсолу, що циркулює в трубопроводах:

$$V_p = \frac{3,6 \cdot Q_0}{c_p \cdot (t_{p1} - t_{p2}) \cdot \rho}; \quad (3.63)$$

$$V_p = \frac{3,6 \cdot 800 \cdot 10^3}{3,45 \cdot 3 \cdot 1060} = 262,51 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Розрахуємо площу поверхні теплообміну конденсатора верхнього ступеня згідно наступної формули [16-19]:

$$Q_k = K \cdot F_B \cdot \Delta t_l;$$

$$F_B = \frac{Q_k}{K \cdot \Delta t_l}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі для води $a_2 = 1800 - 5000 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

$$K = \frac{1}{\frac{1}{5500} \cdot \frac{0,025}{0,0025} + \frac{0,0025}{45} + \frac{0,0001}{0,14} + \frac{1}{3400}} = \frac{1}{0,00123} = 813,008 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

$$F = \frac{1089965,25}{813,008 \cdot 5} = 268,1315 \text{ м}^2.$$

У зв'язку з обмеженим поширенням ХолУст на CO_2 , серійно випускаються теплообмінники не задовольняють всім встановленим вимогам (здатність

					<i>МРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		72

витримувати тиск до 80 Бар і велика площа теплопередачі), через що необхідно виготовити розраховані теплообмінники за індивідуальним замовленням.

Розрахунок і підбір допоміжного обладнання для холодильної установки.

Знайдемо об'єм лінійного ресивера згідно наступної формули [16-19]:

$$V_p = \frac{1}{2} \cdot G \cdot \frac{v_{жс}}{0,8}; \quad (3.64)$$

$$V_p = \frac{1}{2} \cdot 10418,55 \cdot \frac{0,00104}{0,8} = 6,77 \text{ м}^3.$$

Розрахуємо діаметр штуцера масловіддільника згідно формули [16-19]:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot G_n \cdot v_2}{\pi \cdot \omega \cdot 3600}}, \quad (3.65)$$

де G_n – питомий об'єм парів, що циркулюють, кг/год; v_2 – питомий об'єм парів, що нагріваються, м³/кг; ω – швидкість руху парів в штуцерах, знаходиться в діапазоні $\omega = 18 \sim 20 \text{ м/с}$.

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 10418,55 \cdot 0,01544}{3,14 \cdot 19 \cdot 3600}} = 0,0547 \text{ м}.$$

Розрахуємо необхідну площу поверхні теплообмінника-переохолоджувача (рекуперативного теплообмінника). Коефіцієнт теплопередачі теплообмінника складає $116 \sim 174 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$. Різниця рівнів температури холодоагенту після конденсатора ($t = -5^\circ \text{C}$) і після випарника ($t = -30^\circ \text{C}$) складає $t = 25^\circ \text{C}$.

$$F_H = \frac{Q_H}{K_H \cdot \Delta t}; \quad (3.66)$$

					<i>МРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						73
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$F_H = \frac{32152,80}{145 \cdot 25} = 8,8697 \text{ м}^2.$$

Знайдемо діаметр трубопроводів згідно формули [16-19]:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot G_x \cdot v}{\pi \cdot \omega \cdot 3600}}, \quad (3.67)$$

де ω – швидкість руху холодоагенту, яка дорівнює в нагнітальному трубопроводі $\omega = 15 \sim 18 \text{ м/с}$, у всмоктувальному трубопроводі $\omega = 12 \sim 15 \text{ м/с}$, у рідинних трубопроводах $\omega = 0,5 \sim 1 \text{ м/с}$.

$$d_n = \sqrt{\frac{4 \cdot 10418,55 \cdot 0,01542}{3,14 \cdot 16 \cdot 3600}} = 0,059 \text{ м};$$

$$d_s = \sqrt{\frac{4 \cdot 10418,55 \cdot 0,02787}{3,14 \cdot 13 \cdot 3600}} = 0,0889 \text{ м};$$

$$d_r = \sqrt{\frac{4 \cdot 10418,55 \cdot 0,00104}{3,14 \cdot 1 \cdot 3600}} = 0,062 \text{ м}.$$

Вибираємо для монтажу трубопроводів - сталеві суцільнотягнуті труби за ДСТУ ГОСТ 8732-78: для нагнітального трубопроводу марку Д70х3, для всмоктувального трубопроводу - марку Д102х4, для рідинного трубопроводу – марку Д70х3.

Аналогічно, виконаємо розрахунок для верхнього каскаду [16-19]:

Знайдемо об'єм лінійного ресивера згідно формули (3.64).

					<i>МРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						74
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$V_p = \frac{1}{2} \cdot 16093,65 \cdot \frac{0,00169}{0,8} = 16,99 \text{ м}^3.$$

Розрахуємо діаметр штуцера масловіддільника згідно формули (3.65).

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 16093,65 \cdot 0,00676}{3,14 \cdot 19 \cdot 3600}} = 0,045 \text{ м}.$$

Розрахуємо необхідну площу поверхні теплообмінника-переохолоджувача (рекуперативного теплообмінника). Коефіцієнт теплопередачі теплообмінника складає $116 \sim 174 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$. Різниця рівнів температури холодоагенту після конденсатора ($t = -30^\circ \text{C}$) і після випарника ($t = -10^\circ \text{C}$) складає $t = 20^\circ \text{C}$.

$$F_H = \frac{145871,11}{145 \cdot 20} = 50,3 \text{ м}^2.$$

Знайдемо діаметр трубопроводів згідно формули (3.67).

$$d_n = \sqrt{\frac{4 \cdot 16093,65 \cdot 0,00676}{3,14 \cdot 16 \cdot 3600}} = 0,049 \text{ м};$$

$$d_g = \sqrt{\frac{4 \cdot 16093,65 \cdot 0,01478}{3,14 \cdot 13 \cdot 3600}} = 0,08 \text{ м};$$

$$d_n = \sqrt{\frac{4 \cdot 16093,65 \cdot 0,0017}{3,14 \cdot 1 \cdot 3600}} = 0,0097 \text{ м}.$$

Вибираємо для монтажу трубопроводів - сталеві суцільнотягнуті труби за ДСТУ ГОСТ 8732-78: для нагнітального трубопроводу марку Д60х3, для

					<i>МРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						75
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

всмоктувального трубопроводу - марку Д95х3,5, для рідинного трубопроводу – марку Д20х3.

Висновки до розділу

В третьому розділі проведено розрахунки, що підтверджують працездатність конструкції холодильної установки для охолодження робочої рідини ґрунтових термостабілізаторів, а саме тепловий розрахунок холодильної установки для охолодження робочої рідини. На основі якого проведено розрахунок та підбір основного та допоміжного обладнання для проєкту холодильної установки.

					<i>МРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		76

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В першому розділі проведено огляд та аналіз існуючих технічних та технологічних рішень використання холодильних установок для охолодження робочої рідини ґрунтових термостабілізаторів, а саме особливості використання рідин в ґрунтових термостабілізаторах та аналітичний огляд існуючих конструкцій холодильних установок.

В другому розділі виконано розроблення конструкції системи охолодження робочої рідини, описано проблематику використання систем охолодження робочої речовини. Потім виконано підбір розрахункових параметрів холодильної установки та системи охолодження для холодильної установки для подальшої роботи.

В третьому розділі проведено розрахунки, що підтверджують працездатність конструкції холодильної установки для охолодження робочої рідини ґрунтових термостабілізаторів, а саме тепловий розрахунок холодильної установки для охолодження робочої рідини. На основі якого проведено розрахунок та підбір основного та допоміжного обладнання для проекту холодильної установки.

					<i>МРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		77

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Савосько В.М. Ґрунтознавство / В.М. Савосько. – Кривий Ріг: Криворізький державний педагогічний університет, 2021. – 306 с.
2. Папіш І. Ґрунтотворні процеси: навчальний посібник / І. Папіш, Г. Іванюк. – Львів: ЛНУ ім. Івана Франка, 2023. – 352 с.
3. Гемабрський Л.В. Технологія, механізація та організація геотехнічного будівництва - 2. Технологія та організація геотехнічного будівництва: навч. посіб. для здобувачів ступеня бакалавра за освітньою програмою «Ґеоінженерія» / Л.В. Гембарський, С.М. Стовпник; В.В. Вапнічна; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 160 с.
4. ДБН В.2.1-10-2009 Основи та фундаменти споруд. Основні положення проектування. – Київ, Мінреґіонбуд України, 2009. – 161 с.
5. Онищенко А.М. Методи стабілізації та укріплення ґрунту / А.М. Онищенко, М.В. Гаркуша // Збірник наукових праць «Дороги і мости». – Київ, 2010. – с. 145-149
6. Коломієць С.С. Термодинамічна система ґрунту, його гомеостаз і вірогідний механізм утворення структури / С.С. Коломієць // Вісник аграрної науки. – 2021, №3 (816), с. 13-22
7. Булігін С.Ю. Аґрофізика ґрунту: підручник / С.Ю. Булігін, С.В. Вітвіцький. – Київ, 2021. – 472 с.
8. Тітлов О.С., Горикін С.Ф. Холодильне обладнання підприємств харчової промисловості. Навчальний посібник. Львів, «Новий Світ - 2000», 2012. 288 с.
9. З яких частин складається холодильний агрегат. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://termocom.com.ua/ua/z-jakih-chastin-skladaietsja-holodilnij-agregat/> (дата звернення – 23.09.2025)
10. Масліков М.М. Холодильна технологія харчових продуктів: навчальний посібник. К.: НУХТ, 2007. 335 с.

					МРМА 25.00.00.000 ПЗ	Арк.
						78
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

24. Broesby-Olsen, Finn Laboratory of Physical Chemistry, Danfoss A/S IIF – IIR Commissions B1, B2, E1 and E2 – Aarhus Denmark 1996.

25. IoR. Safety Code for Refrigeration Systems Utilizing Carbon Dioxide The Institute of Refrigeration. 2003.

26. Vestergaard N.P. IIR – Orlando 2004. CO2 in subcritical Refrigeration Systems.

27. Efficient solutions for your applications. URL : <https://www.bitzer.de/ua/en/>
(дата 23.11.2025 р.)

					<i>MPMA 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		80