

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Інститут Навчально-науковий інженерно-технічний інститут ім. акад.
І.С.Гулого

Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

«До захисту в ЕК»

Директор інституту

_____ Сергій Блаженко
(підпис) (ім'я та прізвище)

« ____ » _____ 2025 р.

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Валентин Петренко
(підпис) (ім'я та прізвище)

« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА

зі спеціальності 142 Енергетичне машинобудування
(код та назва спеціальності)

освітньо-професійної програми _____

Холодильні техніка та технологія

на тему: _____ Проект холодильника для заморожування та зберігання ягід у м. Біла Церква, місткістю 3000 тонн, з варіативним розрахунком холодильної установки, яка працює на різних холодоагентах.

Виконав: здобувач 2 курсу, групи ХМ-2-7М

_____ Прокопенко Андрій Андрійович _____
(прізвище, ім'я, по батькові повністю) (підпис)

Керівник _____ Рябчук Олександр Миколайович _____
(прізвище, ім'я) (підпис)

Консультант _____ _____
(прізвище, ім'я) (підпис)

Рецензент _____ _____
(прізвище, ім'я) (підпис)

Я як здобувач Національного університету харчових технологій розумію і підтримую політику університету з академічної доброчесності. Я не надавав і не одержував незарядженої допомоги під час підготовки цієї роботи. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідні джерела.

_____ (підпис та прізвище здобувача)

Київ – 2025 р.

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Навчально-науковий інженерно-технічний інститут ім.акад. І.С.Гулого

Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

Освітній ступінь магістр

Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
(код і назва)

Освітньо-професійна програма Холодильні техніка та технології

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ТЕХТ

проф. Петренко В.П.

“17” вересня 2025 року

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Прокопенка Андрія Андрійовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Проект холодильника для заморожування та зберігання ягід у м. Біла Церква, місткістю 3000 тонн, з варіативним розрахунком холодильної установки, яка працює на різних холодоагентах.

керівник роботи к.т.н., Рябчук Олександр Миколайович
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від 17.09.2025 року № 712-кв

2. Строк подання здобувачем роботи 02.12.2025 року

3. Вихідні дані до роботи цеху заморожування продуктивністю 20 тон за добу та камери зберігання готової продукції місткістю 3000 тон.

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

1. Розробка технологічної схеми холодильного оброблення продукції 2. Техніко-

економічне пояснення 3. Об'ємно-планувальне рішення будови холодильника 4.

Теплоізоляційні конструкції холодильника 5. Розрахунок теплонадходжень до

охолоджуваних приміщень 6. Розрахунок навантаження на обладнання та компресор 7.

Підбір структури системи охолодження та виду холодильної установки 8. Визначення

розрахункового режиму роботи та проведення теплового розрахунку холодильної

машини 9. Вибір теплообмінних апаратів 10. Розрахунок і вибір повітроохолодників

11. Допоміжне обладнання 12. Гідравлічні втрати у трубопроводах 13. Техніко-

економічні показники 14. Електрообладнання та електропостачання 15. Автоматизація

системи холодильної установки 16. Охорона праці 17. Цивільний захист Додаток №1

Список використаної літератури

5. Перелік графічного матеріалу

1. План будівлі

2. Розріз будівлі

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання 17.09.2025

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів виконання кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
	Отримання завдання на кваліфікаційну роботу	17.09-19.09.2025	
	Виконання розділів кваліфікаційної роботи	20.09.25-17.11.25	
	Оформлення ПЗ, презентація, консультація з розділів	18.11-02.12.2025	

Здобувач _____
(підпис)

Прокопенко А. А. _____
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____
(підпис)

Рябчук О. М. _____
(прізвище та ініціали)

Анотація

У даному проєкті розроблено холодильний комплекс для заморожування та зберігання ягід у місті Біла Церква загальною місткістю 3000 тон. Виконано розрахунок і вибір оптимальної холодильної системи, основного та допоміжного технологічного обладнання, а також розроблено планувальні рішення приміщень і системи заморожування продукції та її зберігання. Особливу увагу приділено підбору обладнання, що забезпечує високу енергоефективність, надійність та економічну доцільність експлуатації.

Проєкт містить розрахунки будівельних конструкцій, теплоізоляційних характеристик приміщень, економічних показників, а також вибір систем автоматизації, електрообладнання та електропостачання. Окремий розділ присвячено питанням охорони праці й забезпечення безпечної експлуатації холодильного устаткування.

Пояснювальна записка включає детальні технічні розрахунки, а графічна частина представлена кресленнями у форматі А1, зокрема:

- план і розріз холодильного комплексу;
- план і розріз машинного відділення;
- схема трубопроводів холодильної системи;
- схема автоматизації повітроохолоджувачів;
- схема електропостачання.

Усі розрахунки, креслення та схеми виконані із застосуванням сучасних програмних засобів — Microsoft Office 2016, Mathcad 16 та AutoCAD 2022.

Ключові слова: енергозбереження, холодильник, холодоагент R507, теплотехнічні розрахунки, ефективність охолодження, автоматизована система керування, економічна оптимізація, компресорна установка, повітряне охолодження, сучасні технології зберігання.

					00. КМР 142.003.025.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.	Прокопенко А. А.				Проект холодильника для заморожування та зберігання ягід у м. Біла Церква, місткістю 3000 тонн, з варіативним розрахунком холодильної установки, яка працює на різних холодоагентах	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.	Рябчук О. М.						4	98
Рецензент						ХМ – 2 – 7М		
Н. контр.								
Затверд.	Петренко В. П.							

Annotation

This project has developed a refrigeration complex for freezing and storing berries in the city of Poltava with a total capacity of 3,000 tons. The calculation and selection of the optimal refrigeration system, main and auxiliary technological equipment have been performed, as well as planning solutions for premises and the system for freezing and storing products have been developed. Particular attention has been paid to the selection of equipment that ensures high energy efficiency, reliability and economic feasibility of operation.

The project contains calculations of building structures, thermal insulation characteristics of premises, economic indicators, as well as the selection of automation systems, electrical equipment and power supply. A separate section is devoted to issues of labor protection and ensuring the safe operation of refrigeration equipment.

The explanatory note includes detailed technical calculations, and the graphic part is presented in A1 format drawings, in particular:

- plan and section of the refrigeration complex;
- plan and section of the engine room;
- scheme of the refrigeration system pipelines;
- scheme of air cooler automation;
- power supply scheme.

All calculations, drawings and diagrams were made using modern software tools - Microsoft Office 2016, Mathcad 16 and AutoCAD 2022.

Keywords: energy saving, refrigerator, refrigerant R507, thermal calculations, cooling efficiency, automated control system, economic optimization, compressor unit, air cooling, modern storage technologies.

					00. KMP 142.003.025.ПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		5

Зміст

Вступ.....	7
1. Розробка технологічної схеми холодильного оброблення продукції.....	8
2. Техніко-економічне пояснення.....	13
3. Об'ємно-планувальне рішення будови холодильника.....	14
4. Теплоізоляційні конструкції холодильника.....	16
5. Розрахунок теплонадходжень до охолоджуваних приміщень.....	21
6. Розрахунок навантаження на обладнання та компресор.....	27
7. Підбір структури системи охолодження та виду холодильної установки.....	29
8. Визначення розрахункового режиму роботи та проведення теплового розрахунку холодильної машини.....	30
9. Вибір теплообмінних апаратів.....	65
10. Розрахунок і вибір повітроохолодників.....	68
11. Допоміжне обладнання.....	69
12. Гідравлічні втрати у трубопроводах.....	70
13. Техніко-економічні показники.....	73
14. Електрообладнання та електропостачання.....	78
15. Автоматизація системи холодильної установки.....	89
16. Охорона праці.....	92
17. Цивільний захист.....	94
Додаток №1.....	97
Список використаної літератури.....	98

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		6

Вступ

На сучасному етапі розвитку аграрного виробництва ягідництво посідає вагоме місце у структурі світового рослинництва. Така тенденція зумовлена високим вмістом біологічно активних речовин, вітамінів, мікро- та макроелементів у ягодах, їхніми цінними смаковими характеристиками, а також стабільним зростанням попиту на продукцію даного сегмента харчового ринку. Разом із тим технологічний процес вирощування, збору, транспортування та зберігання ягід супроводжується низкою технологічних і логістичних проблем. Оскільки більшість ягід належить до категорії швидкопсувної продукції, забезпечення їх своєчасного транспортування до споживача є критично важливим чинником, що безпосередньо впливає на рівень втрат урожаю. Крім того, культивування ягід у регіонах із несприятливими екологічними умовами, зокрема в зонах техногенного навантаження або поблизу великих урбанізованих територій, призводить до погіршення якісних показників готової продукції.

Додатковою складністю для виробників є обмежений період збору врожаю, який у країнах із сезонним кліматом триває в середньому близько одного місяця. За таких умов ключове значення набуває ефективна технологія зберігання ягід, що базується на застосуванні холодильних установок. Заморожування продукції та підтримання оптимального температурно-вологісного режиму дозволяють мінімізувати біохімічні зміни у тканинах ягід, забезпечити збереження їхніх органолептичних властивостей, продовжити термін придатності й запобігти втратам під час транспортування та реалізації.

Під час зберігання основними контрольованими параметрами виступають температура та відносна вологість повітря в сховищах. Дотримання оптимальних значень цих показників сприяє збереженню максимальної кількості поживних речовин, запобігає злипанню ягід, а також унеможлиблює витікання соку при проведенні процесу розморожування.

Основні завдання проєкту:

- визначення оптимальних режимів зберігання ягідних культур;

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		7

- розроблення планувальних рішень з урахуванням раціональних розмірів будівлі та ергономічного розташування виробничих приміщень;
- підбір будівельних і теплоізоляційних матеріалів з урахуванням енергоефективності;
- проектування системи відведення надлишкового тепла;
- оптимізація логістичних процесів транспортування та зберігання продукції.

Під час реалізації зазначених завдань особлива увага приділялася питанням енергозбереження, підвищенню економічної доцільності функціонування об'єкта та забезпеченню високих стандартів якості при зберіганні плодово-ягідної продукції.

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		8

1. Розробка технологічної схеми холодильного оброблення продукції

Холодильний комплекс для заморожування та зберігання лісових ягід розташований у місті Біла Церква. До його складу входить цех заморожування з добовою продуктивністю 20 тон та камера зберігання готової продукції загальною місткістю 3000 тон. Основне призначення підприємства полягає у глибокому заморожуванні ягід і забезпеченні їх довготривалого зберігання до моменту реалізації.

Заморожування овочів і фруктів є ефективним методом консервування, який дозволяє зберегти практично незмінними їхній хімічний склад, смакові характеристики, аромат, колір і вміст вітамінів. Процес глибокого охолодження пригнічує розвиток мікроорганізмів і уповільнює ферментативні реакції, завдяки чому поживна цінність продуктів зберігається на високому рівні.

Для заморожування використовують свіжі ягоди, зібрані на стадії споживчої зрілості. Заморожування здійснюється переважно для цілих ягід без попереднього подрібнення.

Технологічний процес заморожування плодів та овочів включає три основні етапи:

- Підготовчий етап – приймання, сортування та миття сировини;
- Основний етап – безпосереднє заморожування продукції;
- Завершальний етап – фасування у тару та нанесення маркування.

1.1 Підготовча обробка

Приймання сировини

Ягоди доставляються до підприємства автотранспортом не пізніше ніж через одну годину після збору, що забезпечує збереження їх свіжості та дозволяє постачати продукцію маленькими партіями протягом всього дня. Після прибуття ягоди розвантажуються автотранспортом на автоплатформу та транспортуються до експедиційного відділення, де здійснюється зважування партій. Експедиція має три виходи, які безпосередньо ведуть до цеху оброблення та холодильних камер зберігання. Така планувальна структура дає змогу уникнути використання коридорів, оптимізує виробничі потоки та зменшує загальні габарити будівлі.

Сортування

На початковому етапі обробки ягоди проходять через систему сит і решіток (Рис.1.1), що забезпечує відсів сировини, яка не відповідає заданим розмірам. Далі ягоди надходять на оптичний сортувальний конвеєр, обладнаний CCD-камерами та лазерними сенсорами, де проводиться автоматичне розпізнавання і

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		9



Рис.1.2 Сепаратор плодоніжок

1.2. Основна обробка

Заморожування

Після завершення підготовчого етапу ягоди надходять до цеху заморожування, де підтримується стабільна температура близько 0 °С, що є оптимальною для ефективної роботи флюїдизаційного апарата конвеєрного типу АСМФ-2500. Продуктивність цього обладнання становить 2500 кг/год, що забезпечує можливість заморожування до 20 тон продукції протягом однієї робочої зміни.

У процесі заморожування ягоди перебувають у підвішеному стані в потоці охолодженого повітря, який створює ефект «киплячого шару». Повітря подається крізь спеціальні решітки у робочу камеру з такою швидкістю, що ягоди залишаються у зваженому стані, не злипаються та рівномірно охолоджуються з усіх боків.

Тривалість процесу заморожування у флюїдизаційному апараті становить від 8 до 15 хвилин, залежно від розміру та початкової температури ягід. Такий метод забезпечує швидке та рівномірне проморожування, зберігаючи природну структуру, смакові властивості та харчову цінність продукції.

1.3. Завершальна обробка

Фасування

Після завершення процесу заморожування ягоди розподіляються на окремі порції для фасування. Оскільки сировина, що надходить до флюїдизаційного апарата, попередньо пройшла калібрування та відповідає єдиним вимогам щодо якості, кольору й розміру, повторне сортування не проводиться. Заморожена продукція розфасовується у відповідну тару та укладається на піддони для подальшого маркування і зберігання.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Маркування

Упакована продукція маркується згідно з чинними нормативами. На етикетці зазначаються дата та час заморожування, номер виробничої партії, клас якості, а також інша інформація, необхідна для ідентифікації продукції під час транспортування й реалізації.

Зберігання

Після фасування ягоди переміщуються до холодильних камер зберігання, де їх розміщують на піддонах у штабелях. Температурний режим у камерах підтримується на рівні $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, а відносна вологість повітря становить приблизно 95%, що забезпечує тривале збереження якості продукції без втрати органолептичних властивостей.

Реалізація

Перед відвантаженням ягоди подаються до експедиційного приміщення для контрольного зважування та перевірки маркування. Після цього продукцію завантажують на автомобільні платформи й транспортують у авторефрижераторах, що забезпечують дотримання необхідного температурного режиму під час доставки споживачам.

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		12

2. Техніко-економічне пояснення

У даному проєкті як холодоагент використовується R507, що зумовлено низкою його переваг, серед яких:

- Компактність холодильного обладнання;
- Екологічна безпечність і відсутність негативного впливу на озоновий шар;
- Низька температура нагнітання після компресора;
- Зручність експлуатації, можливість дозаправлення після кожного витoku.

У системі застосовується поршневий компресор, який забезпечує високу надійність, енергоефективність і стабільне підтримання низької температури наприкінці процесу стиснення.

Охолодження здійснюється за прямоточною системою з примусовою циркуляцією повітря, що сприяє підвищенню ефективності теплообміну та рівномірному розподілу холодного повітря у всьому об'ємі охолоджуваного простору.

Як конденсатори використовуються повітряні теплообмінники з ребренням, що дозволяє відмовитися від систем оборотного водопостачання, зменшуючи експлуатаційні витрати та потребу у водних ресурсах.

Для процесу заморожування ягід застосовується флюїдизаційний апарат, який має такі основні переваги:

- висока швидкість заморожування;
- повна автоматизація процесу;
- автоматичне фасування продукції після заморожування;
- мінімальні втрати маси внаслідок усушки.

Для забезпечення безперебійної роботи холодильного комплексу передбачено окремий агрегат для кожної температури кипіння холодоагенту, що знижує ризик одночасного виходу з ладу всіх холодильних камер у разі аварійної ситуації.

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		13

3. Об'ємно-планувальне рішення будови холодильника

1. Визначаємо необхідну площу камер зберігання продуктів по формулі

Камери зберігання ягід №1:

$$F_{к.з.1} = \frac{B_k}{q_v \cdot h_{гр} \cdot \beta} = \frac{3000}{0.35 \cdot 5 \cdot 0.9} = 1905 \text{ м}^2$$

де B_k – місткість камер зберігання, т; q_v – норма навантаження на 1 м² вантажного об'єму камери; $h_{гр}$ – вантажна висота штабелю, м; β – коеф. використання будівельної площі камери.

Після знаходимо кількість будівельних прямокутників:

$$n = \frac{F_{стр}}{f_{стр}} = \frac{1905}{36} = 53$$

де $F_{стр}$ – будівельна площа камер різного застосування, м²; $f_{стр}$ – будівельна площа одного прямокутника при прийнятій сітці колон, м².

Сітку колон приймаємо рівною 6×6 м, висоту камер – 8 м (до низу балки).

Висоту складування приймаємо – 7 м. Стелі в камерах гладкі, а підлогу знаходить на висоті платформи 1,2 метри.

1. Приймаємо камеру зберігання розміром 54 будівельних прямокутників.
2. Морозильну камеру приймаємо 9 прямокутників.
3. Розраховуємо площу охолоджуваного складу.
4. Площа машинного відділення приймаємо 6 прямокутників.
5. Приймаємо площу службових приміщень 18 прямокутників.
6. Площу експедиції приймаємо 3 прямокутника.
7. На плані розміщуємо машинне та службові приміщення, автомобільну платформу шириною 7,5 м, а також адміністративну будівлю (Рис. 3.1).

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		14

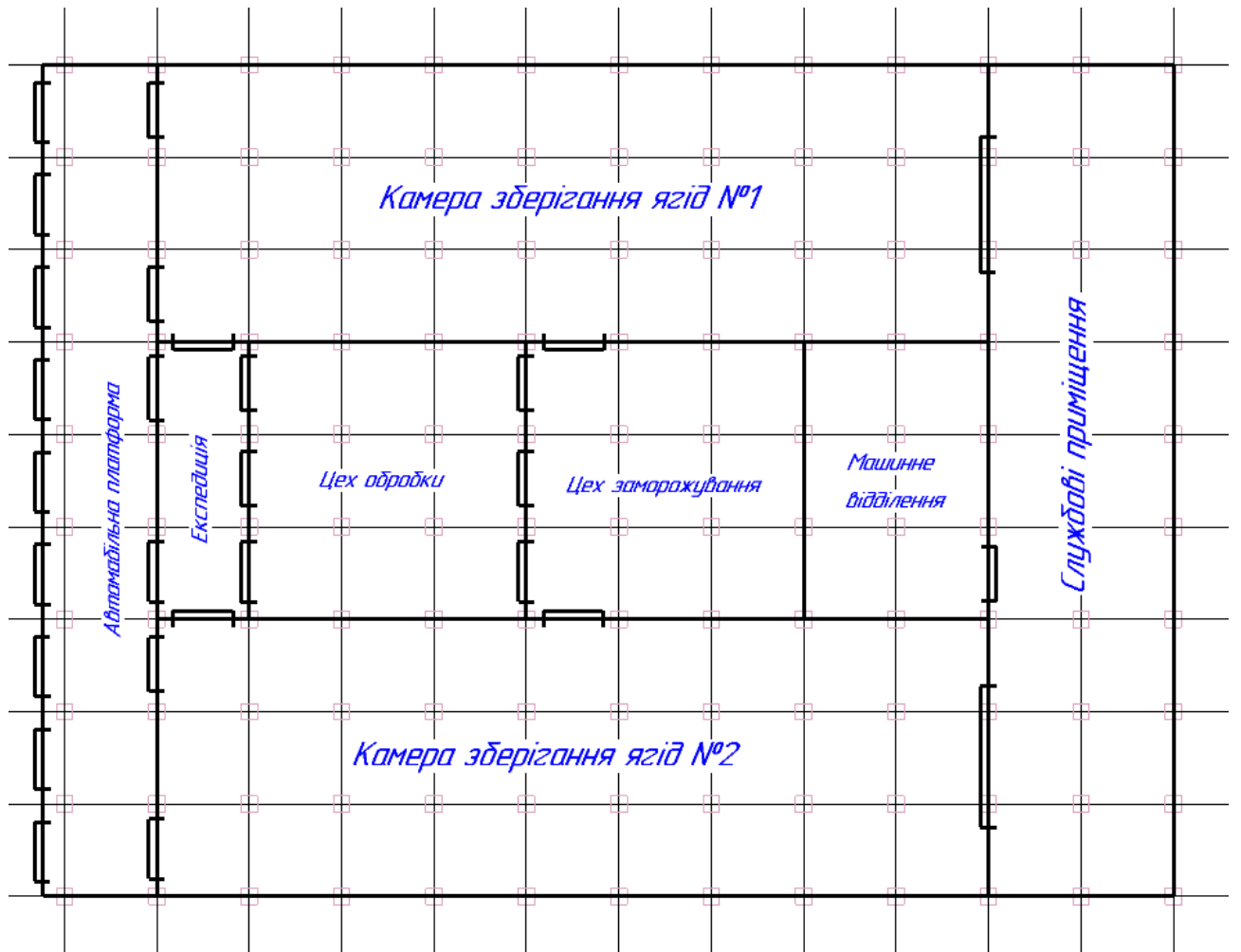


Рис.3.1 План будівлі

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

00. КМР 142.003.025.ПЗ

Аркуш

15

4. Теплоізоляційні конструкції холодильника

Середньорічну температуру зовнішнього повітря приймаємо для міста Біла Церква рівною 8°C .

Розрахунок ізоляції зовнішньої стіни камери зберігання:

При $t_{\text{в}} = -20^{\circ}\text{C}$

Склад стіни зображено в табл. 4.1. Значення коефіцієнта теплопередачі для камери з $t_{\text{в}} = -20^{\circ}\text{C}$: $k = 0,21 \text{ Вт/м}^2\text{К}$, $a_{\text{н}} = 0,23 \text{ Вт/м}^2\text{К}$, $a_{\text{в}} = 8 \text{ Вт/м}^2\text{К}$.

Визначаємо термічний опір окремих шарів будівельної конструкції

$$R_i = \frac{\delta_i}{\lambda_i}$$

де δ_i – товщина шару матеріалу в конструкції (м), λ_i – коефіцієнт теплопровідності матеріалу (Вт/мК).

Розраховуємо сумарний термічний опір без ізоляції.

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 0,502 \text{ м}^2\text{К/Вт}$$

Визначення товщини ізоляції:

$$\delta_{\text{із}} = \lambda_i \cdot \left(\frac{1}{k} - \left(\frac{1}{a_{\text{н}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{a_{\text{в}}} \right) \right)$$

де λ_i – коефіцієнт теплопровідності ізоляції (Вт/мК), k – нормативний коефіцієнт теплопередачі огороження ($\text{Вт/м}^2\text{К}$), $a_{\text{н}}$ – коефіцієнт тепловіддачі від повітря до зовнішньої стіни ($\text{Вт/м}^2\text{К}$), $a_{\text{в}}$ – коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої стіни камери до повітря ($\text{Вт/м}^2\text{К}$).

$$\delta_{\text{із}} = 0,05 \cdot \left(\frac{1}{0,21} - \left(\frac{1}{23} + 0,502 + \frac{1}{8} \right) \right) = 0,2 \text{ м.}$$

Приймаємо товщину ізоляційного шару 200 мм (2 шари по 100 мм) для всієї камери.

При $t_{\text{в}} = 0^{\circ}\text{C}$

Значення коефіцієнта теплопередачі для камери з $t_{\text{в}} = 0^{\circ}\text{C}$: $k = 0,4 \text{ Вт/м}^2\text{К}$

Визначення товщини ізоляції:

$$\delta_{\text{із}} = 0,05 \cdot \left(\frac{1}{0,28} - \left(\frac{1}{23} + 0,502 + \frac{1}{8} \right) \right) = 0,145 \text{ м.}$$

Приймаємо товщину ізоляційного шару 150 мм (1 шар 100 мм та 1 шар 50 мм) для всієї камери.

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		16

$$k_{\partial} = \frac{1}{0,752 + \frac{0,145}{0,05}} = 0,274 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

Розрахунок покриття камери зберігання:

При $t_{\text{в}} = -20^{\circ}\text{C}$

Значення коефіцієнта теплопередачі покриття для внутрішньої поверхні

$$k = 0,2 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

Значення коефіцієнта тепловіддачі для внутрішньої поверхні приймаємо

$$a_{\text{в}} = 7 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

Теплоізоляція покриття з плитних матеріалів (пінопласт марки ПСБ-С).
Сумарний термічний опір усіх прошарків прийнятої конструкції покриття:

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 0,079 \text{ м}^2\text{К/Вт}$$

Визначення товщини ізоляції:

$$\delta_{\text{із}} = 0,05 \cdot \left(\frac{1}{0,2} - \left(\frac{1}{23} + 0,079 + \frac{1}{7} \right) \right) = 0,237 \text{ м.}$$

Приймаємо товщину ізоляційного шару 250 мм (2 шари по 100 мм та 1 шар 50 мм) для всієї камери.

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_{\partial} = \frac{1}{0,26 + \frac{0,25}{0,05}} = 0,19 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

Підлога камер зберігання:

При $t_{\text{в}} = -20^{\circ}\text{C}$

Значення коефіцієнта теплопередачі покриття для внутрішньої поверхні

$$k = 0,21 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

Значення коефіцієнта тепловіддачі для внутрішньої поверхні приймаємо

$$a_{\text{в}} = 7 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

Сумарний термічний опір усіх прошарків прийнятої конструкції покриття:

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 2,43 \text{ м}^2\text{К/Вт}$$

Визначення товщини ізоляції:

$$\delta_{\text{із}} = 0,05 \cdot \left(\frac{1}{0,21} - \left(\frac{1}{7} + 2,43 \right) \right) = 0,11 \text{ м.}$$

						00. КМР 142.003.025.ПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			17

Приймаємо товщину ізоляційного шару 125 мм (1 шар 100 мм та 1 шар 25 мм) для всієї камери.

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_{\partial} = \frac{1}{2,57 + \frac{0,125}{0,05}} = 0,2 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

Внутрішні стіни:

При $t_{\text{в}} = -20^{\circ}\text{C}$

Значення коефіцієнта теплопередачі $k = 0,27 \text{ Вт/м}^2\text{К}$

Визначення товщини ізоляції:

$$\delta_{\text{із}} = 0,05 \cdot \left(\frac{1}{0,28} - \left(\frac{1}{8} + 0,502 + \frac{1}{8} \right) \right) = 0,141 \text{ м.}$$

Приймаємо товщину ізоляційного шару 150 мм (1 шар 100 мм та 1 шар 50 мм).

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_{\partial} = \frac{1}{0,752 + \frac{0,15}{0,05}} = 0,266 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

При $t_{\text{в}} = 0^{\circ}\text{C}$

Значення коефіцієнта теплопередачі $k = 0,4 \text{ Вт/м}^2\text{К}$

Визначення товщини ізоляції:

$$\delta_{\text{із}} = 0,05 \cdot \left(\frac{1}{0,4} - \left(\frac{1}{8} + 0,502 + \frac{1}{8} \right) \right) = 0,0874 \text{ м.}$$

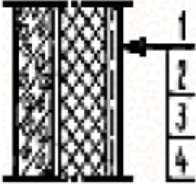
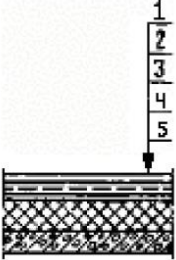
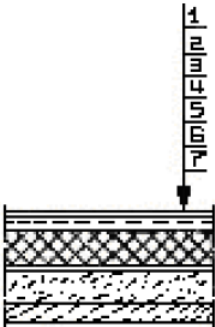
Приймаємо товщину ізоляційного шару 100 мм (1 шар 100 мм).

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_{\partial} = \frac{1}{0,752 + \frac{0,1}{0,05}} = 0,36 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		18

Табл.4.1 Склад і будова конструкцій будівлі

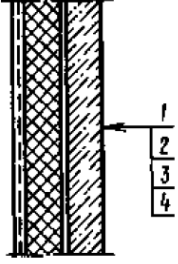
Найменування і конструкція огороження	№ шару	Найменування і матеріал шару	Товщина δ_i , м	Коефіцієнт теплопровідності λ_i , Вт/мК	Тепловий опір $R_i = \frac{\delta_i}{\lambda_i}$, м ² К/Вт
Зовнішня стінова панель 	1	Штукатурка складним розчином по металевій сітці	0,02	0,98	0,02
	2	Теплоізоляція з пінопласту полістирольного ПСБ-С	Визначасмо	0,05	0,013
	3	Пароізоляція – 2 шари гідроізоли на бітумній мастиці	0,004	0,3	0,469
	4	Зовнішній шар із цегли	0,38	0,81	0,502
Покриття приміщень 	1	5 шарів гідроізоли на бітумній мастиці	0,012	0,3	0,04
	2	Стяжка з бетону по металевій сітці	0,04	1,86	0,022
	3	Пароізоляція (шар пергаміну)	0,001	0,15	Не враховуємо
	4	ПСБ – С	Визначасмо	0,05	Визначасмо
	5	Залізобетонна плита	0,035	2,04	0,017
					$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 0,079$
Підлога приміщень 	1	Монолітне бетонне покриття з важкого бетону	0,04	1,86	0,022
	2	Бетонна стяжка	0,08	1,86	0,043
	3	Пароізоляція (шар пергаміну)	0,001	0,15	Не враховуємо
	4	ПСБ – С	Визначасмо	0,05	Визначасмо
	5	Цементно-піщаний розчин	0,025	0,98	0,026
	6	Ущільнений пісок	1,35	0,58	2,338
	7	Бетонна підготовка з електронагрівниками	-	-	-
					$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 2,43$

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

00. КМР 142.003.025.ПЗ

Архиви

19

<p>Внутрішня стінова панель</p> 	1	Цегла	0,38	0,81	0,469
	2	Пароізоляція (2 шари гідроізолю на бітумній мастиці)	0,004	0,3	0,013
	3	ПСБ – С	Визначасмо	0,05	Визначасмо
	4	Штукатурка складним розчином по металевій сітці	0,02	0,98	0,02

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

00. КМР 142.003.025.ПЗ

Аркуш

20

5. Розрахунок теплонадходжень до охолоджуваних приміщень

Для розрахунку необхідні початкові дані включають: план холодильника з нанесеними розмірами камер і орієнтацією по сторонам світу, значення коефіцієнтів теплопередачі будівельно-ізоляційних конструкцій, температуру і вологість у камерах, зовнішнього повітря та суміжних приміщеннях, а також температуру і кількість вантажів, що надходять до камер.

5.1 Тепло надходження через конструкції.

Розрахунки теплових надходжень:

$$Q_1 = Q_{1T} + Q_{1C}$$

де Q_{1T} – тепло надходження в наслідок різниці температур (кВт), Q_{1C} – тепло надходження в наслідок впливу сонячної радіації (кВт).

Теплонадходження через стіни, перегородки, перекриття або покриття розраховуємо по формулі:

$$Q_{1T} = k_{\partial} \cdot F \cdot (t_H - t_B) \cdot 10^{-3}$$

де k_{∂} – дійсний коефіцієнт теплопередачі огороження, розрахований при розрахунку товщини ізоляційного шару, Вт/м²К, F – тепло передаюча поверхня огороження, м², t_H – розрахункова температура повітря з зовнішньої сторони огороження, °С, t_B – розрахункова температура повітря усередині охолоджуваного приміщення, °С.

Надходження тепла від сонячного випромінювання через зовнішні стіни та покриття холодильних камер Q_{1C} (у кВт) розраховують за формулою:

$$Q_{1C} = k_{\partial} \cdot F \cdot \Delta t_c \cdot 10^{-3}$$

де k_{∂} – дійсний коефіцієнт теплопередачі огороження, Вт/м²К, F – площа поверхні огороження, що опромінюється сонцем, м², Δt_c – надлишкова різниця температур, що характеризує дію сонячної радіації в літню пору, °С.

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		21

Табл.5.1 Надходження теплоти через будівельні конструкції

Огородження	k , Вт/м ² К	F , м ²	t_n , °С	θ , °С	$Q_{1т}$, кВт	Δt_c , °С	$Q_{1с}$, кВт	Q_1 , кВт
Камера зберігання ягід №1 ($t_{вн}=-20^\circ\text{C}$)								
Північна	0,21	288	30	50	4,234	0	0	4,234
Південна	0,266	288	0	20	2,145	0	0	2,145
Східна	0,266	144	24	44	2,359	0	0	2,359
Західна	0,266	144	24	44	2,359	0	0	2,359
Покрівля	0,19	972	30	50	11,491	14,9	2,45	13,941
Підлога	0,2	972	1	21	5,081	0	0	5,081
					$\sum Q_1 = 30,12$ кВт			
Камера зберігання ягід №2 ($t_{вн}=-20^\circ\text{C}$)								
Південна	0,21	288	30	50	4,234	4,9	0,3	4,534
Північна	0,266	288	0	20	2,145	0	0	2,145
Східна	0,266	144	24	44	2,359	0	0	2,359
Західна	0,266	144	24	44	2,359	0	0	2,359
Покрівля	0,19	972	30	50	11,491	14,9	2,45	13,941
Підлога	0,2	972	1	21	5,081	0	0	5,081
					$\sum Q_1 = 30,42$ кВт			
Камера заморожування ($t_{вн}=0^\circ\text{C}$)								
Східна	0,36	144	24	24	1,743	0	0,3	2,043
Західна	0,36	144	0	0	0	0	0	0
Північна	0,36	96	-20	-20	-0,98	0	0	-0,98

Південна	0,36	96	-20	-20	-0,98	0	0	-0,98
Покрівля	0,19	216	30	30	1,723	14,9	1,23	2,946
Підлога	0,2	216	1	1	0,0605	0	0	0,0605
$\sum Q_1 = 3,09 \text{ кВт}$								
Цех обробки ($t_{\text{вн}}=0^\circ\text{C}$)								
Східна	0,36	144	0	0	0	0	0,236	0,236
Південна	0,36	144	-20	-20	-1,44	0	0,12	-1,56
Західна	0,36	144	0	0	0	0	0	0
Північна	0,36	144	-20	-20	-1,44	0	0	-1,44
Покрівля	0,19	324	30	30	2,576	14,9	1,85	4,426
Підлога	0,2	324	1	1	0,091	0	0	0,091
$\sum Q_1 = 1,8 \text{ кВт}$								
Експедиція ($t_{\text{вн}}=0^\circ\text{C}$)								
Південна	0,266	48	-20	-20	-0,357	0	0	0,357
Східна	0,266	144	24	24	1,288	0	0	1,288
Західна	0,266	48	0	0	0	0	0	0
Північна	0,266	144	-20	-20	-1,078	0	0	-1,078
Покрівля	0,19	144	30	30	1,148	14,9	0,407	1,595
Підлога	0,2	144	1	-20	0,0406	0	0	0,0406
$\sum Q_1 = 2,208 \text{ кВт}$								
Флюїдизаційний апарат ($t_{\text{вн}}=-32^\circ\text{C}$)								
Північна	0,167	19,36	0	32	0,144	0	0	0,144

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

00. КМР 142.003.025.ПЗ

Аркуш

23

Південна	0,167	19,36	0	32	0,144	0	0	0,144
Східна	0,167	25,96	0	32	0,193	0	0	0,193
Західна	0,167	25,96	0	32	0,193	0	0	0,193
Покрівля	0,167	25,96	0	32	0,193	0	0	0,193
Підлога	0,167	25,96	0	32	0,193	0	0	0,193
$\sum Q_1 = 1,06$ кВт								

Загальні тепло надходження через огороження:

$$\sum Q_1 = 30,12 + 30,42 + 3,09 + 1,8 + 2,208 + 1,06 = 68,698 \text{ кВт}$$

5.2 Тепло надходження при заморожуванні продукту.

Розрахунки за формулою:

$$Q_{2\text{пр}} = M_{\text{пр}} \cdot \Delta i \cdot \frac{10^3}{8 \cdot 3600}$$

де $M_{\text{пр}}$ – добове надходження продуктів, т/добу; Δi – різниця питомих ентальпій продуктів, що відповідають початковій і кінцевій температурам продукту (кДж/кг).

$$Q_{2\text{пр}} = 20 \cdot (328 - 6,7) \cdot \frac{10^3}{8 \cdot 3600} = 223 \text{ кВт}$$

Тепло надходження від тари:

$$Q_{2\text{пр}} = M_m \cdot C_m \cdot (t_1 - t_2) \cdot \frac{10^3}{8 \cdot 3600} \cdot 0.3$$

$$Q_{2\text{пр}} = 20 \cdot 2.5 \cdot (15 + 18) \cdot \frac{10^3}{8 \cdot 3600} \cdot 0.3 = 17,2 \text{ кВт}$$

5.3 Експлуатаційні теплонадходження.

Експлуатаційні теплонадходження розраховуються як сукупність теплонадходжень від окремих джерел.

$$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4$$

Теплонадходження від освітлення q_1 визначається за формулою:

$$q_1 = A \cdot F \cdot 10^{-3}$$

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Архив
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		24

де A – теплота, яка виділяється джерелами освітлення в одиницю часу на 1 м^2 площі підлоги, $\text{Вт}/\text{м}^2$; F – площа камери, м^2 .

Теплонадходження від перебування людей q_2 :

$$q_2 = 0,35 \cdot n$$

де $0,35$ – тепловиділення однієї людини при важкій фізичній роботі, кВт ; n – кількість людей, що працюють у даному приміщенні.

Теплонадходження від електродвигунів, що працюють у межах охолоджуваного приміщення, q_3 визначається за формулою:

$$q_3 = N_e$$

де N_e – сумарна потужність електродвигунів, кВт .

Теплонадходження, що виникають під час відкривання дверей q_4 , визначають за формулою:

$$q_4 = B \cdot F \cdot 10^{-3}$$

де B – питомий тепло приплив від відкривання дверей, $\text{Вт}/\text{м}^2$; F – площа камери, м^2 .

Для камери зберігання ягід №1:

$$F = 972 \text{ м}^2, A = 1,16 \text{ Вт}/\text{м}^2$$

$$q_1 = 1,16 \cdot 972 \cdot 10^{-3} = 1,13 \text{ кВт}$$

$n = 2$ чоловіка

$$q_2 = 0,35 \cdot 2 = 0,7 \text{ кВт}$$

$$q_3 = N_e = 0 \text{ кВт}$$

$$B = 2,5 \text{ Вт}/\text{м}^2$$

$$q_4 = 2,5 \cdot 972 \cdot 10^{-3} = 2,16 \text{ кВт}$$

$$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 = 1,13 + 0,7 + 2,16 = 3,99 \text{ кВт}$$

Інші камери розраховуємо аналогічно.

Результати розрахунків тепло надходжень зводимо у табл. 5.2:

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		25

Табл.5.2 Тепло надходження

№ кам.	F_k , м ²	A , Вт/м ² К	q_1 , кВт	n	q_2 , кВт	B , Вт/м ²	q_4 , кВт	Q_4 , кВт
1	972	1,16	1,13	2	0,7	2,5	2,16	3,99
2	972	1,16	1,13	2	0,7	2,5	2,16	3,99
3	324	4,5	1,46	10	3,5	12	3,9	8,86
4	216	4,5	1,63	4	1,4	7	2,53	5,6
5	108	4,5	0,32	2	0,7	12	0,86	1,9

6. Розрахунок навантаження на обладнання та компресор

Навантаження на компресор включає всі види теплопритоків, але в деяких випадках їх можна враховувати частково, залежно від типу та призначення холодильника.

Ми обчислюємо навантаження за наближеним методом, рекомендованим для холодильників з великою кількістю камер (споживачів холоду).

Розраховуємо навантаження на обладнання камер:

$$Q_{\text{обл}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5$$

Камера зберігання ягід №1: $Q_{\text{обл}} = 29,04 + 4,75 = 33,79$ кВт

Камера зберігання ягід №2: $Q_{\text{обл}} = 29,04 + 4,75 = 33,79$ кВт

Цех заморожування: $Q_{\text{обл}} = 3,11 + 1,4 + 7 = 11,5$ кВт

Цех обробки: $Q_{\text{обл}} = 3,3 + 4,61 + 14 + 7 = 21,9$ кВт

Флюїдизаційний апарат: $Q_{\text{обл}} = 1,06 + 240,2 = 241,26$ кВт

Експедиція: $Q_{\text{обл}} = 1,8 + 0,43 + 2,35 = 4,6$ кВт

Результати розрахунків навантаження на обладнання камер заносимо у Табл. 6.1:

Табл.6.1 Навантаження на обладнання та компресор камер

Приміщення	$t_{\text{в}}$	Q_1		Q_2	Q_4		$\sum q$	
		Обладнання	Компресор		Обладнання	Компресор	Обладнання	Компресор
Камера зберігання ягід №1	-20	22,31	22,31	0	3,9	2	26,21	24,31
Камера зберігання ягід №2	-20	22,61	22,61	0	3,9	2	26,51	24,51
Цех заморожування	0	2,47	2,47	0	39,6	20	42	22,47

Цех обробки	0	1,8	1,8	0	8,9	4	10,7	5,8
Флюїдаційний апарат	-32	0,862	0,862	250	0	0	252	252
Експедиція	0	1,26	1,26	0	1,9	1	3	2,26

Розраховуємо навантаження на компресор:

Навантаження на компресор, що працює при температурі кипіння $t_0 = -10^\circ\text{C}$:

$$\sum Q_{-10^\circ\text{C}} = \sum Q_3 + \sum Q_4 + \sum Q_6 = 22,47 + 5,8 + 2,26 = 30,53 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{окк}} = \frac{K \cdot \sum Q_{-10^\circ\text{C}}}{b} = \frac{1,05 \cdot 30,53}{0,9} = 35,6 \text{ кВт}$$

Навантаження на компресор, що працює при температурі кипіння $t_0 = -30^\circ\text{C}$:

$$\sum Q_{-30^\circ\text{C}} = \sum Q_1 + \sum Q_2 = 24,31 + 24,51 = 48,82 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{окк}} = \frac{K \cdot \sum Q_{-30^\circ\text{C}}}{b} = \frac{1,05 \cdot 48,82}{0,9} = 57 \text{ кВт}$$

Навантаження на компресор, що працює при температурі кипіння $t_0 = -40^\circ\text{C}$:

$$\sum Q_{-40^\circ\text{C}} = \sum Q_5 = 252 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{окк}} = \frac{K \cdot \sum Q_{-40^\circ\text{C}}}{b} = \frac{1,1 \cdot 252}{0,9} = 308 \text{ кВт}$$

7. Підбір структури системи охолодження та виду холодильної установки

Для спроектованої системи обрано поршневий компресор, який характеризується високою надійністю, економічністю у роботі, нижчою температурою наприкінці стискання, а також простотою обслуговування та ремонту. Поршневі компресори промислового призначення ефективно функціонують у короткочасних режимах роботи, що дозволяє зменшити енергоспоживання порівняно з гвинтовими компресорами.

Для флюїдизаційного апарата передбачено окрему одноступінчасту систему прямого охолодження, оскільки його робота має періодичний характер і потребує використання іншого холодильного агента.

Як конденсатори обрано повітряні теплообмінники з оребренням, що дає змогу відмовитися від системи оборотного водопостачання.

Система охолодження працює з примусовою циркуляцією повітря, завдяки чому забезпечується рівномірне охолодження всього об'єму камери, інтенсивний теплообмін та швидке відновлення заданої температури після відкривання дверей.

Для кожної охолоджувальної камери передбачено встановлення окремих агрегатів, які функціонують при різних температурах кипіння холодоагенту. Такий підхід підвищує енергоефективність системи та дозволяє адаптувати її до різних технологічних режимів.

Додатково планується проведення порівняльного розрахунку з використанням альтернативного холодоагенту для оцінки енергоефективності, експлуатаційних витрат і впливу на довкілля. Це дасть змогу обрати оптимальний варіант системи охолодження з урахуванням технічних, економічних та екологічних показників.

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		29

8. Визначення розрахункового режиму роботи та проведення теплового розрахунку холодильної машини

Температура кипіння холодильного агента:

Для камер зберігання заморожених ягід, де охолодження здійснюється за допомогою повітроохолоджувачів:

$$t_0 = t_{\text{в}} - 10^{\circ}\text{C} = -30^{\circ}\text{C}$$

Для флюїдизаційного апарата, що охолоджується повітроохолоджувачем:

$$t_0 = t_{\text{в}} - 8^{\circ}\text{C} = -40^{\circ}\text{C}$$

Для цехів заморожування, обробки та експедиції, де також використовується повітряне охолодження:

$$t_0 = t_{\text{в}} - 10^{\circ}\text{C} = -10^{\circ}\text{C}$$

Для міста Біла Церква, за розрахункових кліматичних параметрів ($t_3 = 30^{\circ}\text{C}$ та $\varphi_3 = 56\%$), температура конденсації становить:

$$t_{\text{к}} = 36^{\circ}\text{C}$$

8.1 Розрахунок холодильної машини побудова циклу

Будуємо холодильний цикл із використанням холодоагенту R507 при наступних параметрах: температура кипіння $t_0 = -40^{\circ}\text{C}$, температура конденсації $t_{\text{к}} = 36^{\circ}\text{C}$, температура перегріву пари $t_{\text{п}} = 10^{\circ}\text{C}$ та ступінь переохолодження рідини $t_{\text{пр}} = 10^{\circ}\text{C}$.

Побудову циклу виконуємо за допомогою програми CoolPack, після чого отримані параметри основних точок процесу заносимо до таблиці.

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		30

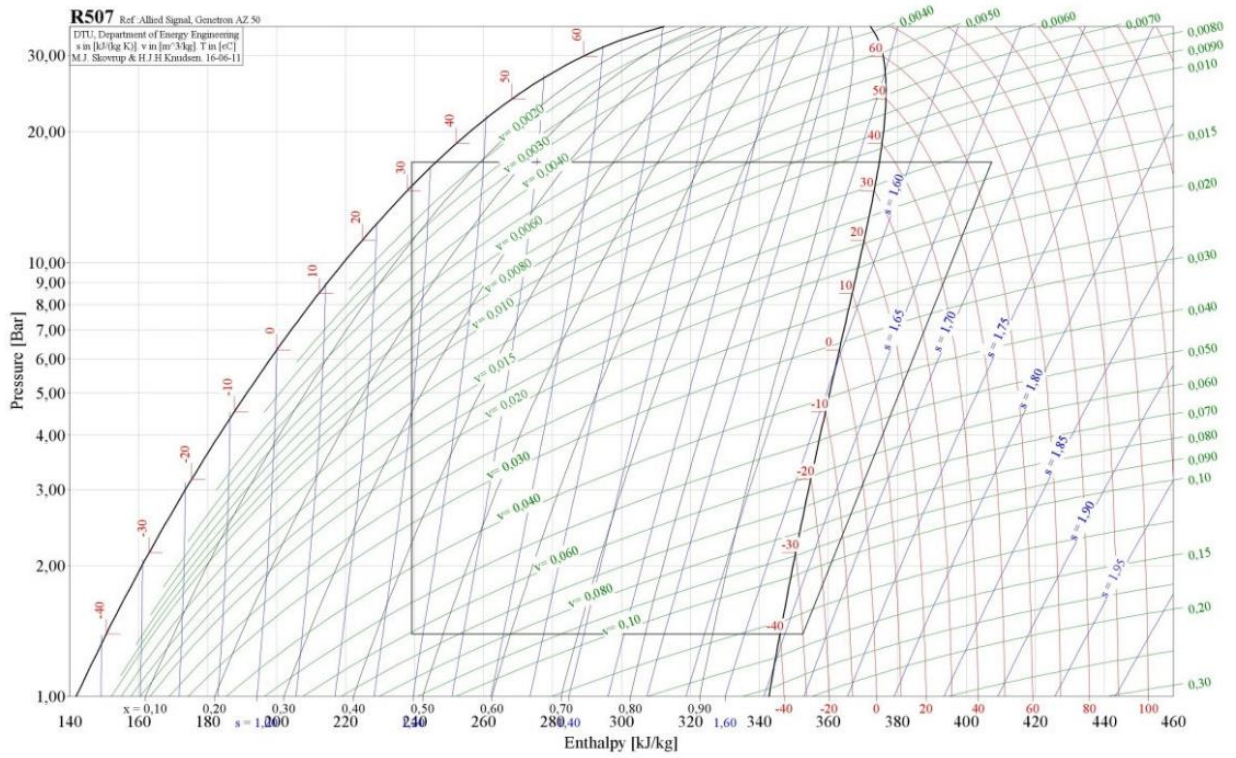


Рис.8.1 Холодильний цикл із R507

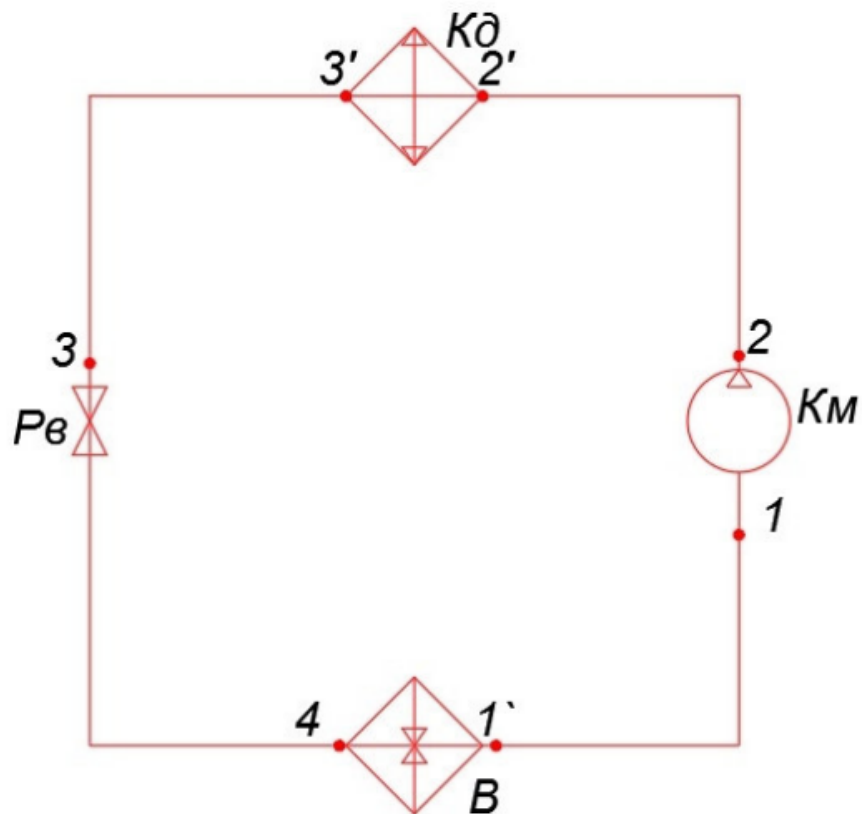


Рис.8.2 Холодильна установка

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

00. КМР 142.003.025.ПЗ

Архиви

31

Табл.8.1 Параметри холодильного процесу в різних точках

№	Температура, °С	Тиск, бар	Ентальпія, кДж/кг	Питомий об'єм, м ³ /кг
1'	-40	1,35	346	0,134
1	-30	1,35	352	0,14
2	67	17	407	0,137
2'	36	17	375	0,011
3'	36	17	247	0,00134
3	31	17	240	-
4	16	17	240	-

Розрахунок холодильної установки:

Холодопродуктивність 1 кг холодильного агенту:

$$q_{01} = i_1 - i_4 = 346 - 240 = 226 \text{ кДж/кг}$$

Маса циркулюючого холодильного агенту:

$$G_1 = \frac{\sum Q_{\text{км1}}}{q_{01}} = \frac{251,8}{226} = 1,15 \text{ кг/с}$$

Дійсний об'єм пару який надійшов в компресор:

$$V_{\partial 1} = G_1 \cdot v_1 = 1,15 \cdot 0,14 = 0,161 \text{ м}^3/\text{с}$$

Коефіцієнт стискання компресора:

$$\lambda = 0,77$$

Об'єм описуваний поршнем:

$$V_1 = \frac{V_{\partial 1}}{\lambda} = \frac{0,161}{0,77} = 0,21 \text{ м}^3/\text{с} = 756 \text{ м}^3/\text{год}$$

Відповідно до цього об'єму підбираємо 3 компресори марки GEA Воск HGX88e/3235-4s для температури кипіння $t_0 = -40^\circ\text{C}$, які мають об'ємну продуктивність $V = 281,3 \text{ м}^3/\text{год}$ та такі технічні характеристики:

Табл.8.2 Технічні характеристики компресора

Модель	HGX88e/3235-4s
Продуктивність	281,3 м ³ /год
Кількість циліндрів	8
Вага	442 кг
Габаритні розміри	940/610/655

Адіабатна потужність стискання:

$$N_{m1} = G_1 \cdot (i_2 - i_1) = 1,15 \cdot (407 - 352) = 63,25 \text{ кВт}$$

Дійсна (індикаторна) потужність стискання:

$$N_{i1} = \frac{N_{m1}}{\eta_i} = \frac{63,5}{0,82} = 77,2 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність (на валу компресора):

$$N_{e1} = \frac{N_{i1}}{\eta_m} = \frac{77,2}{0,87} = 88,5 \text{ кВт}$$

Теплове навантаження на конденсатор (дійсне):

$$Q_k = Q_{01} + N_{i1} = 251,8 + 88,5 = 340,3 \text{ кВт}$$

Будуємо холодильний цикл із використанням холодоагенту R507 при наступних параметрах: температура кипіння $t_{01} = -30^\circ\text{C}$, температура конденсації $t_k = 36^\circ\text{C}$, температура перегріву пари $t_{\text{п}} = 10^\circ\text{C}$ та ступінь переохолодження рідини $t_{\text{пр}} = 10^\circ\text{C}$.

Побудову циклу виконуємо за допомогою програми CoolPack, після чого отримані параметри основних точок процесу заносимо до таблиці.

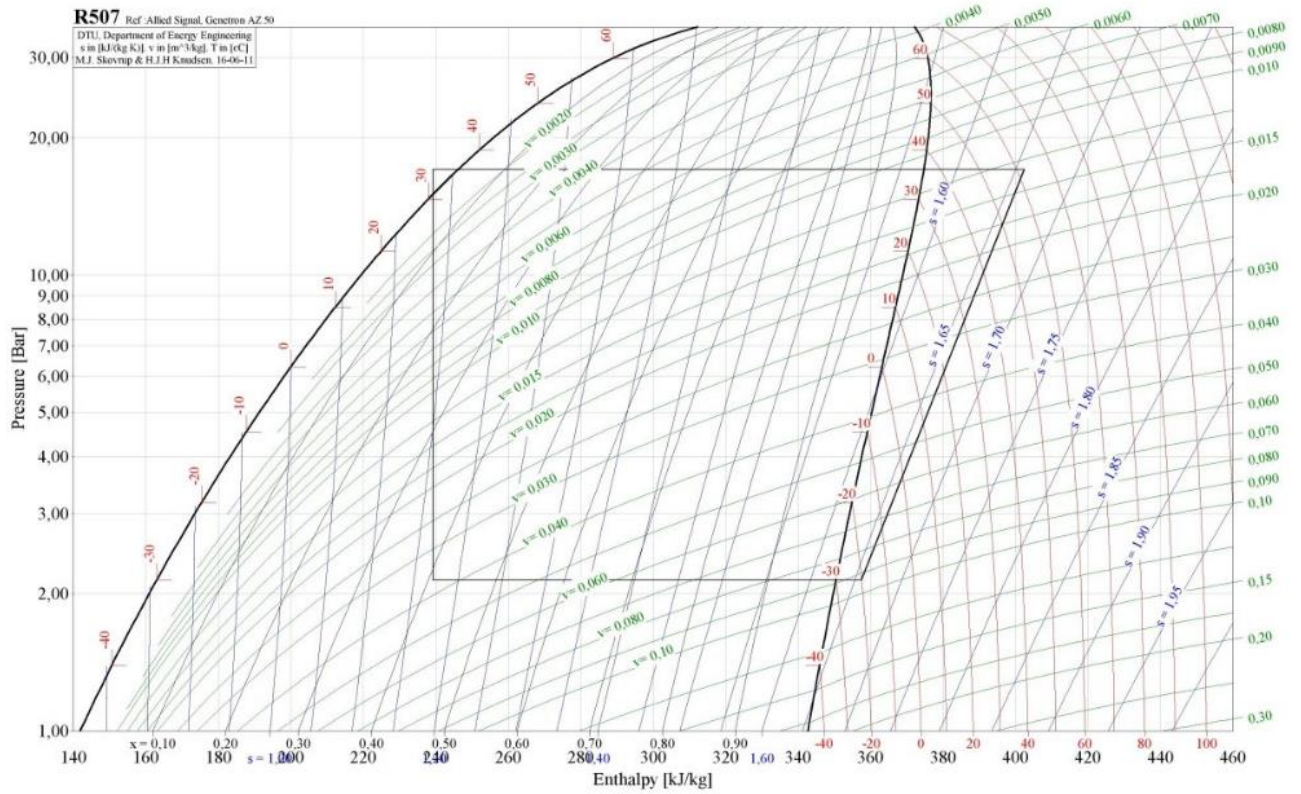


Рис.8.3 Холодильний цикл із R507

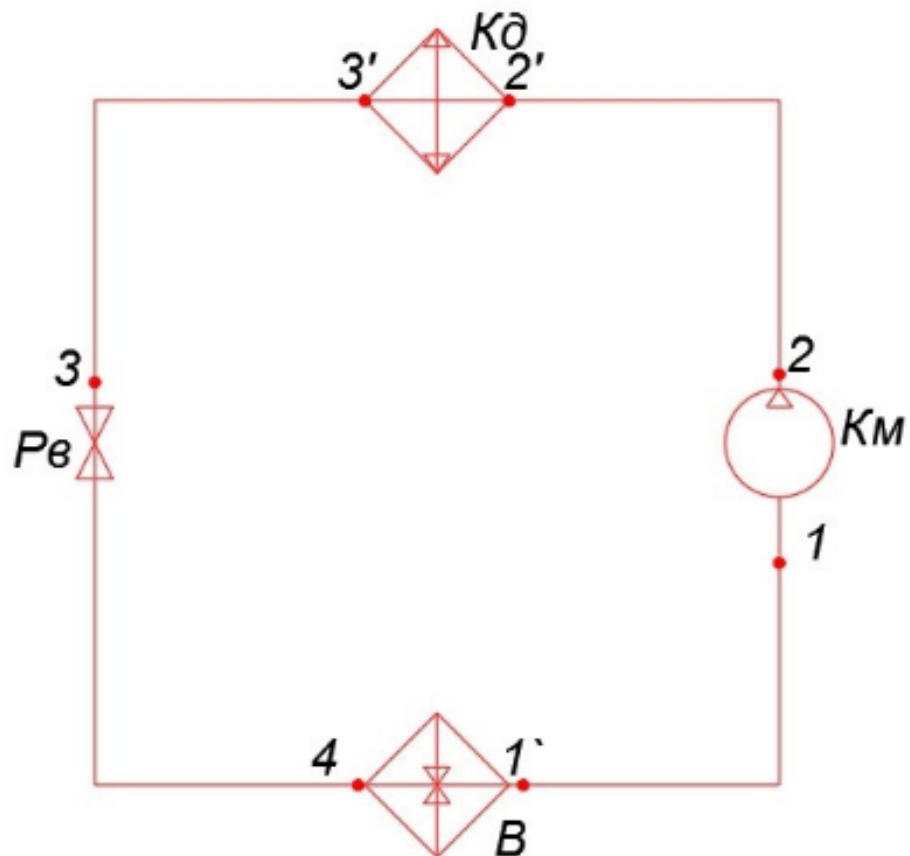


Рис.8.4 Холодильна установка

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

00. КМР 142.003.025.ПЗ

Табл.8.3 Параметри холодильного процесу в різних точках

№	Температура, °С	Тиск, бар	Ентальпія, кДж/кг	Питомий об'єм, м ³ /кг
1'	-30	2,14	346	0,0134
1	-20	2,14	357	0,1
2	67	17	402	0,014
2'	36	17	375	0,011
3'	36	17	247	0,00134
3	31	17	240	-
4	-30	17	240	-

Розрахунок холодильної установки:

Холодопродуктивність 1 кг холодильного агенту:

$$q_{01} = i_1 - i_4 = 357 - 240 = 217 \text{ кДж/кг}$$

Маса циркулюючого холодильного агенту:

$$G_1 = \frac{\sum Q_{\text{квм1}}}{q_{01}} = \frac{56,84}{217} = 0,262 \text{ кг/с}$$

Дійсний об'єм пару який надійшов в компресор:

$$V_{\partial 1} = G_1 \cdot v_1 = 0,262 \cdot 0,1 = 0,0262 \text{ м}^3/\text{с}$$

Коефіцієнт стискання компресора:

$$\lambda = 0,77$$

Об'єм описуваний поршнем:

$$V_1 = \frac{V_{\partial 1}}{\lambda} = \frac{0,0262}{0,77} = 0,034 \text{ м}^3/\text{с} = 122,4 \text{ м}^3/\text{год}$$

Відповідно до цього об'єму підбираємо компресор марки GEA Воск HGX7/1620-4s для температури кипіння $t_0 = -30^\circ\text{C}$, які мають об'ємну продуктивність $V = 140,6 \text{ м}^3/\text{год}$ та такі технічні характеристики:

Табл.8.4 Технічні характеристики компресора

Модель	HGX7/1620-4s
Продуктивність	140,6 м ³ /год
Кількість циліндрів	6
Вага	299 кг
Габаритні розміри	835/758/535

Адіабатна потужність стискання:

$$N_{m1} = G_1 \cdot (i_2 - i_1) = 0,262 \cdot (402 - 357) = 11,8 \text{ кВт}$$

Дійсна (індикаторна) потужність стискання:

$$N_{i1} = \frac{N_{m1}}{\eta_i} = \frac{11,8}{0,82} = 14,4 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність (на валу компресора):

$$N_{e1} = \frac{N_{i1}}{\eta_m} = \frac{14,4}{0,87} = 16,55 \text{ кВт}$$

Теплове навантаження на конденсатор (дійсне):

$$Q_k = Q_{01} + N_{i1} = 56,84 + 15,55 = 72,4 \text{ кВт}$$

Будуємо холодильний цикл із використанням холодоагенту R507 при наступних параметрах: температура кипіння $t_{01} = -10^\circ\text{C}$, температура конденсації $t_k = 36^\circ\text{C}$, температура перегріву пари $t_{\text{п}} = 10^\circ\text{C}$ та ступінь переохолодження рідини $t_{\text{пр}} = 5^\circ\text{C}$.

Побудову циклу виконуємо за допомогою програми CoolPack, після чого отримані параметри основних точок процесу заносимо до таблиці.

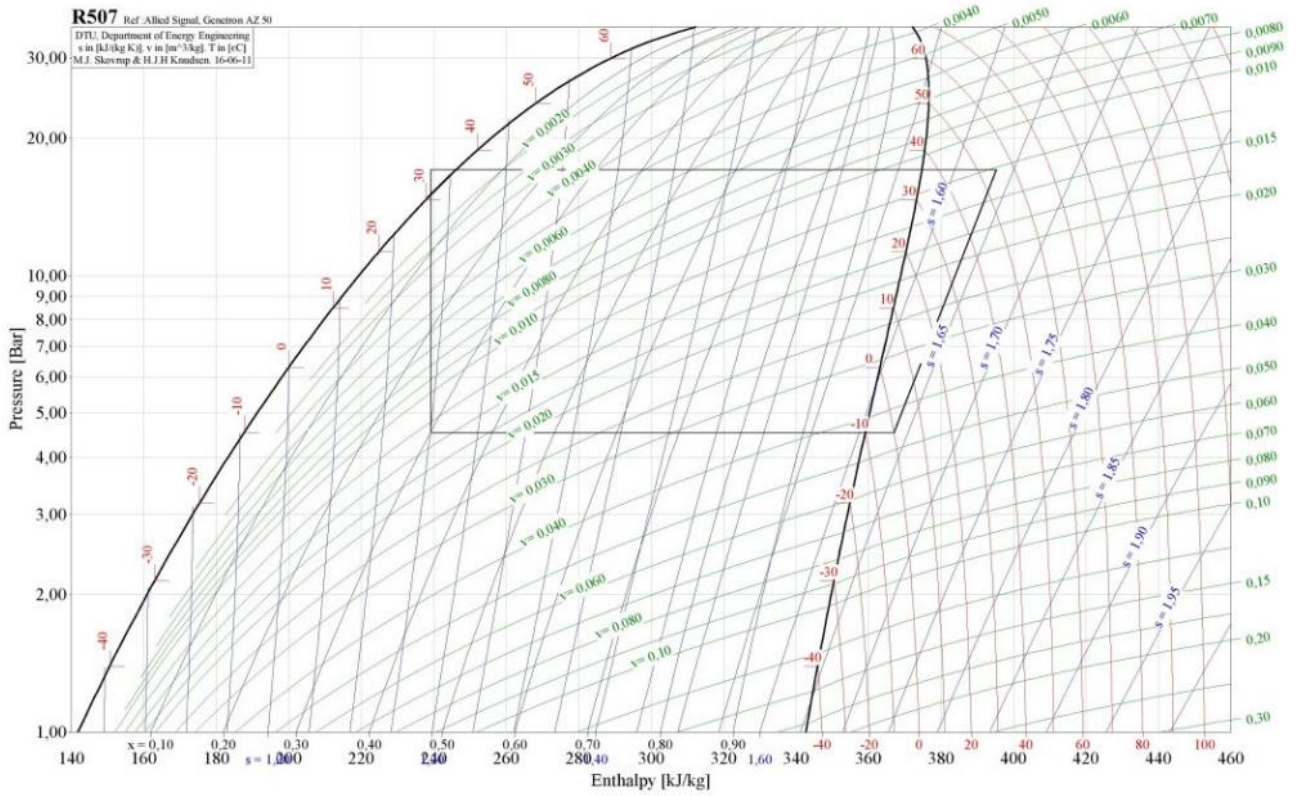


Рис.8.5 Холодильний цикл із R507

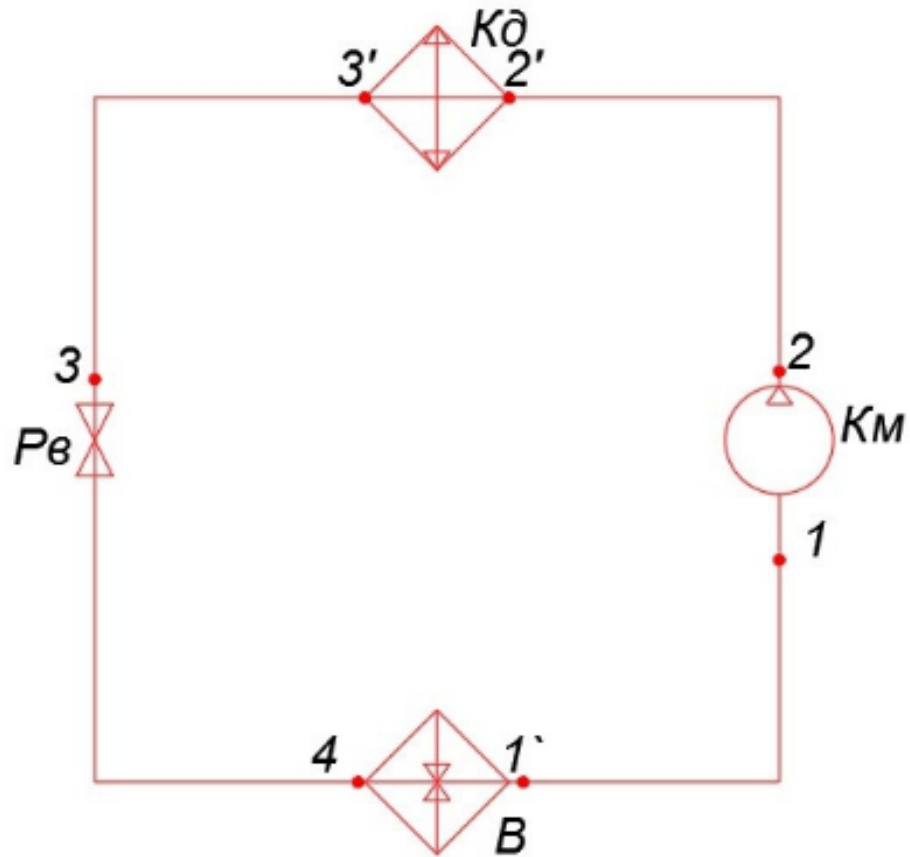


Рис.8.6 Холодильна установка

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

00. КМР 142.003.025.ПЗ

Табл.8.5 Параметри холодильного процесу в різних точках

№	Температура, °С	Тиск, бар	Ентальпія, кДж/кг	Питомий об'єм, м ³ /кг
1'	-10	4,54	367	0,045
1	0	4,54	352	0,043
2	54	17	394	0,0126
2'	36	17	375	0,011
3'	36	17	247	0,00134
3	31	17	240	-
4	-10	17	240	-

Розрахунок холодильної установки:

Холодопродуктивність 1 кг холодильного агенту:

$$q_{01} = i_1 - i_4 = 367 - 240 = 227 \text{ кДж/кг}$$

Маса циркулюючого холодильного агенту:

$$G_1 = \frac{\sum Q_{\text{км1}}}{q_{01}} = \frac{35,3}{227} = 0,156 \text{ кг/с}$$

Дійсний об'єм пару який надійшов в компресор:

$$V_{\partial 1} = G_1 \cdot v_1 = 0,156 \cdot 0,043 = 0,0067 \text{ м}^3/\text{с}$$

Коефіцієнт стискання компресора:

$$\lambda = 0,77$$

Об'єм описуваний поршнем:

$$V_1 = \frac{V_{\partial 1}}{\lambda} = \frac{0,0067}{0,77} = 0,0087 \text{ м}^3/\text{с} = 31,32 \text{ м}^3/\text{год}$$

Відповідно до цього об'єму підбираємо компресор марки GEA Воск HGX34e/380-4s для температури кипіння $t_0 = -10^\circ\text{C}$, які мають об'ємну продуктивність $V = 31,32 \text{ м}^3/\text{год}$ та такі технічні характеристики:

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		38

Табл.8.6 Технічні характеристики компресора

Модель	HGX34e/380-4s
Продуктивність	33,1 м ³ /год
Кількість циліндрів	4
Вага	96 кг
Габаритні розміри	540/285/315

Адіабатна потужність стискання:

$$N_{m1} = G_1 \cdot (i_2 - i_1) = 0,156 \cdot (394 - 352) = 5 \text{ кВт}$$

Дійсна (індикаторна) потужність стискання:

$$N_{i1} = \frac{N_{m1}}{\eta_i} = \frac{5}{0,82} = 6,1 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність (на валу компресора):

$$N_{e1} = \frac{N_{i1}}{\eta_m} = \frac{6,1}{0,87} = 7 \text{ кВт}$$

Теплове навантаження на конденсатор (дійсне):

$$Q_k = Q_{01} + N_{i1} = 35,3 + 7 = 42,3 \text{ кВт}$$

Оскільки за умовою необхідно виконати розрахунок обраної схеми на іншому холодильному агенті, усі початкові припущення щодо вибору температур, побудови циклу холодильної установки та конфігурації схеми залишаються незмінними.

Для визначення робочого режиму необхідно знати температуру кипіння t_0 та температуру конденсації t_k . Приймаємо, що охолодження камер здійснюється за допомогою повітроохолоджувачів, які працюють безпосередньо на аміаку.

Температура кипіння в приміщеннях з температурою +4°C.

$$t_{0-4} = t_{+4} - (5 \dots 10)^\circ\text{C} = +4 - 7 = -3^\circ\text{C}$$

Температура кипіння в камерах зберігання замороженої продукції.

$$t_{0-25} = t_{-18} - (5 \dots 10)^\circ\text{C} = -18 - 8 = -26^\circ\text{C}$$

Температура кипіння в камері замороження.

$$t_{0-32} = t_{-25} - (5 \dots 10)^\circ\text{C} = -25 - 8 = -33^\circ\text{C}$$

Для процесу конденсації використовуємо випарний конденсатор, у якому

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		39

відбувається перехід холодильного агента в рідкий стан та одночасне охолодження оборотної води.

Температуру конденсації визначаємо згідно з рекомендаціями джерела [1], орієнтуючись на температуру мокрого термометра $t_m = 21^\circ\text{C}$ та густину теплового потоку $q_F = 3 \text{ кВт/м}^2$. У результаті приймаємо температуру конденсації $t_k = 36,5^\circ\text{C}$.

За діаграмою $\lg p - h$ визначаємо тиски, що відповідають прийнятим температурам:

- для температури кипіння -4°C $p_{0-4} = 0,365 \text{ МПа}$
- для температури кипіння -25°C $p_{0-25} = 0,15 \text{ МПа}$
- для температури кипіння -32°C $p_{0-32} = 0,106 \text{ МПа}$
- для тиску конденсації $p_k = 1,4 \text{ МПа}$

Визначаємо, який тип холодильної машини — одноступеневу чи двоступеневу — слід застосувати для кожного заданого значення температури кипіння:

- для температури кипіння -4°C $p_k/p_{0-4} = 1,4/0,365 = 3,84$ — одноступенева машина.
- для температури кипіння -25°C $p_k/p_{0-25} = 1,4/0,15 = 9,33$ — двоступенева машина.
- для температури кипіння -32°C $p_k/p_{0-32} = 1,4/0,106 = 13,21$ — двоступенева машина.

Для побудови холодильного циклу необхідно встановити проміжний тиск і відповідну йому температуру.

Температура кипіння -25°C

$$p_m = \sqrt{p_k \cdot p_{0-25}} = \sqrt{1,4 \cdot 0,15} = 0,46 \text{ МПа}$$

температура $t_m = 2^\circ\text{C}$

Температура кипіння -32°C

$$p_m = \sqrt{p_k \cdot p_{0-32}} = \sqrt{1,4 \cdot 0,106} = 0,385 \text{ МПа}$$

температура $t_m = -3^\circ\text{C}$

Для побудови холодильного циклу приймаємо такі вихідні дані:

- насосно-циркуляційна подача холодоагенту до охолоджувальних приладів, при цьому тиск підвищується насосом на $0,25 \dots 0,4 \text{ МПа}$, а температура збільшується на $3 \dots 5^\circ\text{C}$;
- перегрів пари перед всмоктуванням в одноступеневій машині становить $t_{вс1} = t_{0-11} + (5 \dots 10)^\circ\text{C}$;

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		40

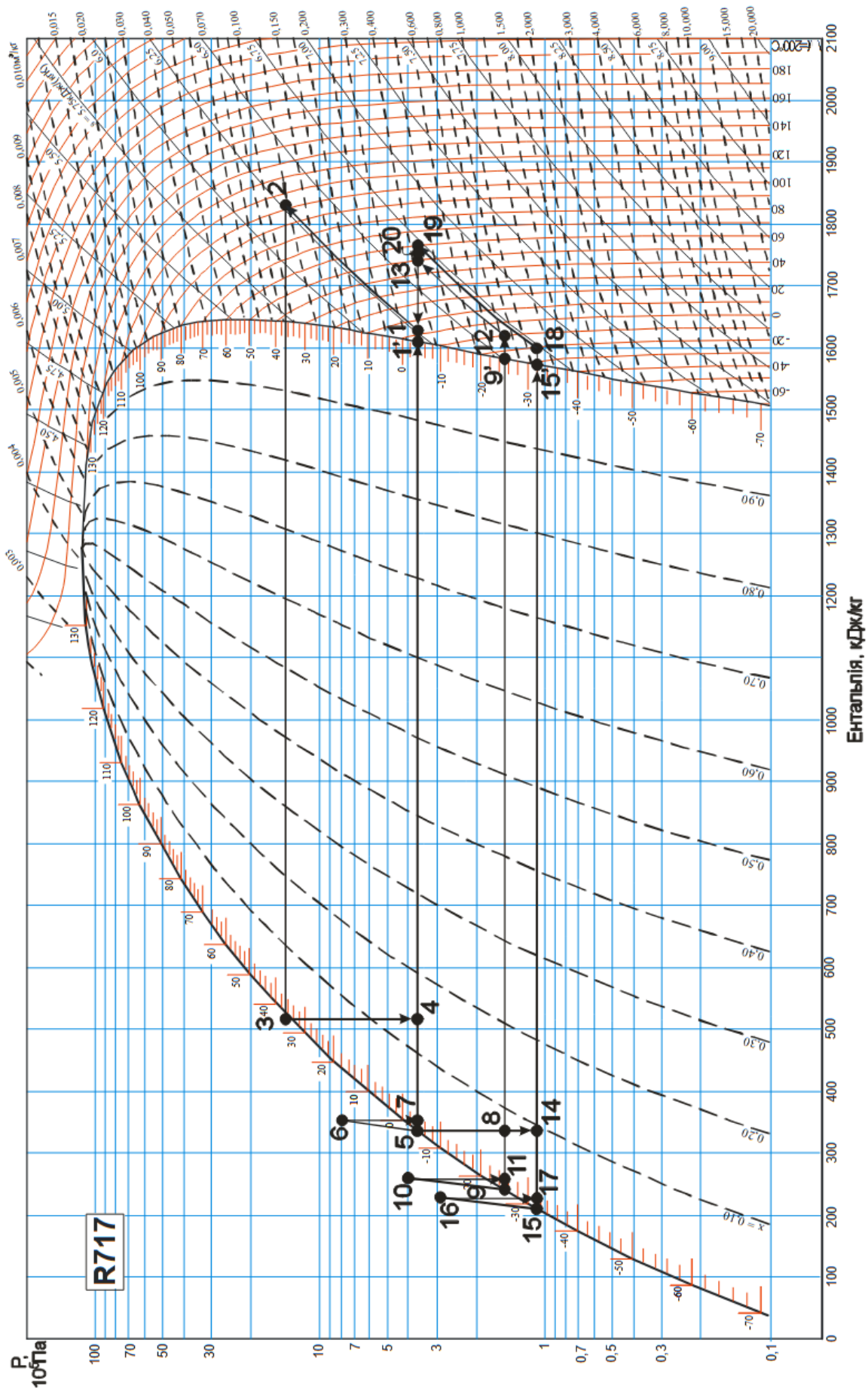


Рис. 8.8 Цикл холодильної установки

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

00. КМР 142.003.025.ПЗ

Табл.8.7 Параметри холодильного процесу в різних точках

№	Температура, °С	Тиск, МПа	Ентальпія, кДж/кг	Питомий об'єм, м ³ /кг
1	-4	0,15	1630	0,35
1'	2	0,15	1610	-
2	104	1,4	1830	-
3	34	1,4	510	-
4	-4	0,365	510	-
5	-4	0,365	330	-
6	0	0,8	350	-
7	-4	0,365	350	-
8	-25	0,15	330	-
9	-25	0,15	240	-
9'	-25	0,15	1580	-
10	-22	0,4	260	-
11	-25	0,15	260	-
12	-10	0,15	1620	0,83
13	50	0,365	1740	-
14	-32	0,106	330	-
15	-32	0,106	210	-
15'	-32	0,106	1570	-
16	-28	0,3	230	-
17	-32	0,106	230	-
18	-20	0,106	1600	1,12
19	60	0,365	1770	-
20	65	0,365	1758	-

Питоме теоретичне навантаження на конденсатор

$$q_k = h_2 - h_3 = 1830 - 510 = 1320 \text{ кДж/кг}$$

Розраховуємо об'ємну продуктивність компресорів:

$$V_{hKM1} = M \cdot v_1 = 0,105 \cdot 0,35 = 0,037 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$V_{hKM2} = M_2 \cdot v_{12} = 0,021 \cdot 0,83 = 0,017 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$V_{hKM3} = M_3 \cdot v_{18} = 0,0314 \cdot 1,12 = 0,0352 \text{ м}^3/\text{с}$$

Розрахунок теоретичного циклу завершено. Враховуючи об'ємну продуктивність і необхідну холодопродуктивність випарників, для верхнього ступеня установки приймаємо поршневі компресори, а для першого ступеня — гвинтові.

Теоретичну подачу компресора, $\text{м}^3/\text{с}$, обчислюємо за такою формулою:

$$V_T = \frac{V_D}{\lambda}$$

де λ – об'ємний коефіцієнт подачі компресора.

Коефіцієнт подачі поршневого компресора розраховуємо за формулою:

$$\lambda = \lambda_i \cdot \lambda'_{\omega}$$

де λ_i – індикаторний об'ємний коефіцієнт подачі поршневого компресора, λ'_{ω} – коефіцієнт нагрівання.

Індикаторний об'ємний коефіцієнт подачі поршневого компресора розраховуємо за формулою:

$$\lambda_i = \frac{p_0 - \Delta p_{bc}}{p_0} - c \left(\left(\frac{p_k + \Delta p_n}{p_0} \right)^{1/n} - \frac{p_0 - \Delta p_{bc}}{p_0} \right)$$

де Δp_{bc} – депресія на всмоктуванні, $\Delta p_{bc}=5...10$ кПа (приймаємо $\Delta p_{bc} = 0,01$ МПа), Δp_n – депресія на нагнітанні, $\Delta p_n=5...10$ кПа (приймаємо $\Delta p_n = 0,01$ МПа), $c = 0,03 ... 0,05$ – відносно мертвий простір (приймаємо $c = 0,04$), n – показник політропи розширення (приймаємо $c = 1,15$).

$$\lambda_{i(-4)} = \frac{0,365 - 0,01}{0,365} - 0,04 \cdot \left(\left(\frac{1,4 + 0,01}{0,365} \right)^{1/1,15} - \frac{0,365 - 0,01}{0,365} \right) = 0,882$$

Коефіцієнт, що враховує втрати від нагрівання та нещільностей

$$\lambda'_{\omega(-4)} = \frac{T_0}{T_k} = \frac{273 - 4}{273 + 36,5} = 0,869$$

$$\lambda_{(-4)} = 0,882 \cdot 0,869 = 0,767$$

$$\sum V_{T(-4)} = \frac{0,037}{0,767} = 0,048 \text{ м}^3/\text{с}$$

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		45

Для температури кипіння $t_0 = -4^\circ\text{C}$ обираємо два поршневі компресори Bitzer W6HA з об'ємною подачею $V_T = 110,5 \text{ м}^3/\text{год}$, що відповідає $0,0307 \text{ м}^3/\text{с}$.

Дійсна масова витрата:

$$\sum M_{\text{KM}(-4)} = \frac{\lambda_{(-4)} \cdot V_{\text{KM}(W6GA)}}{v_1} = \frac{0,767 \cdot 0,0307}{0,35} = 0,067 \text{ кг/с}$$

Теоретична потужність компресора

$$\sum N_{T(-4)} = \sum M_{\text{KM}(-4)} \cdot w_{h(-4)} = 0,067 \cdot 200 = 13,45 \text{ кВт}$$

Дійсна потужність компресора

$$\sum N_i = \frac{\sum N_T}{\eta_i}$$

де η_i – індикаторний ККД компресора, який визначаю за формулою І. І. Левіна.

$$\eta_i = \lambda'_\omega + bt_0$$

де b – дослідний коефіцієнт, $b = 0,002$ та $b = 0,001$ відповідно для аміачних горизонтальних та вертикальних компресорів. Приймаємо що у нас горизонтальний компресор, тому $b = 0,002$.

$$\eta_{i(-4)} = 0,869 + 0,002 \cdot (-4) = 0,861$$

$$\sum N_{i(-4)} = \frac{13,45}{0,861} = 15,62 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність компресора що враховує витрату потужності в парах тертя:

$$\sum N_e = \frac{\sum N_T}{\eta_e} = \frac{\sum N_i}{\eta_m} = \frac{\sum N_T}{\eta_i \eta_m}$$

де η_e – ефективний ККД; η_m – механічний ККД.

Приймаємо $\eta_e = 0,755$; $\eta_m = 0,89$ [3].

$$\sum N_{e(-4)} = \frac{15,62}{0,89} = 17,55 \text{ кВт}$$

Потужність тертя

$$\sum N_{T(-4)} = \sum N_{e(-4)} - \sum N_{i(-4)} = 17,55 - 15,62 = 1,94 \text{ кВт}$$

Необхідна потужність електродвигуна

$$\sum N_{\text{ел}} = \frac{\sum N_e}{\eta_{\text{ел}}}$$

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		46

де $\eta_{\text{ел}} = 0,9$ – електричний ККД [3].

$$\sum N_{\text{ел}(-4)} = \frac{17,55}{0,9} = 19,5 \text{ кВт}$$

Встановлюємо електродвигуни з встановленою потужністю 30 кВт.

Визначаємо потрібну об'ємну продуктивність гвинтових компресорів. Приймаємо коефіцієнт подачі [1].

$$t_{0-25} = -25^{\circ}\text{C} \quad \frac{p_m}{p_{0-25}} = \frac{0,365}{0,15} = 2,43 \quad \lambda_{(-25)} = 0,865$$

$$t_{0-32} = -32^{\circ}\text{C} \quad \frac{p_m}{p_{0-32}} = \frac{0,365}{0,106} = 3,44 \quad \lambda_{(-32)} = 0,855$$

Теоретична продуктивність компресора

$$\sum V_{T(-25)} = \frac{V_{h\text{KM}2}}{\lambda_{(-25)}} = \frac{0,017}{0,865} = 0,0196 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$\sum V_{T(-32)} = \frac{V_{h\text{KM}3}}{\lambda_{(-32)}} = \frac{0,0352}{0,855} = 0,0412 \text{ м}^3/\text{с}$$

Згідно з каталогами компанії Bitzer, для температури кипіння $t_0 = -25^{\circ}\text{C}$ обираємо один гвинтовий компресор OSNA-5351-K у стандартній комплектації з об'ємною продуктивністю $V_T = 100 \text{ м}^3/\text{год} = 0,0278 \text{ м}^3/\text{с}$.

Для температури кипіння $t_0 = -32^{\circ}\text{C}$ приймаємо один гвинтовий компресор тієї ж фірми — OSNA-7441-K стандартної комплектації, з об'ємною продуктивністю $V_T = 165 \text{ м}^3/\text{год} = 0,0458 \text{ м}^3/\text{с}$.

Дійсна масова витрата компресора

$$\sum M_{\text{KM}(-25)} = \frac{\lambda_{(-25)} \cdot \sum V_{\text{KM}(-25)}}{v_{12}} = \frac{0,865 \cdot 0,0278}{0,83} = 0,029 \text{ кг/с}$$

$$\sum M_{\text{KM}(-32)} = \frac{\lambda_{(-32)} \cdot \sum V_{\text{KM}(-32)}}{v_{18}} = \frac{0,855 \cdot 0,0458}{1,12} = 0,035 \text{ кг/с}$$

Теоретична потужність компресора

$$\sum N_{T(-25)} = \sum M_{\text{KM}(-25)} \cdot w_{h(-25)} = 0,029 \cdot 120 = 3,48 \text{ кВт}$$

$$\sum N_{T(-32)} = \sum M_{\text{KM}(-32)} \cdot w_{h(-32)} = 0,035 \cdot 170 = 5,95 \text{ кВт}$$

Індикаторна потужність компресора

$$\sum N_{i(-25)} = \frac{\sum N_{T(-25)}}{\eta_{i(-25)}}$$

$$\sum N_{i(-32)} = \frac{\sum N_{T(-32)}}{\eta_{i(-32)}}$$

Рекомендується приймати $\eta_i \approx \lambda$, тому приймаємо $\eta_{i(-25)} = 0,865$, $\eta_{i(-32)} = 0,855$

$$\sum N_{i(-25)} = \frac{3,48}{0,865} = 4,02 \text{ кВт}$$

$$\sum N_{i(-32)} = \frac{5,95}{0,855} = 6,96 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність компресора (приймаємо $\eta_m = 0,9$)

$$\sum N_{e(-25)} = \frac{\sum N_{i(-25)}}{\eta_m} = \frac{4,02}{0,9} = 4,47 \text{ кВт}$$

$$\sum N_{e(-32)} = \frac{\sum N_{i(-32)}}{\eta_m} = \frac{6,96}{0,9} = 7,73 \text{ кВт}$$

Необхідна потужність електродвигуна (приймаємо $\eta_{ел} = 0,9$)

$$\sum N_{ел(-25)} = \frac{\sum N_{e(-25)}}{\eta_{ел}} = \frac{4,47}{0,9} = 4,96 \text{ кВт}$$

$$\sum N_{ел(-32)} = \frac{\sum N_{e(-32)}}{\eta_{ел}} = \frac{7,73}{0,9} = 8,59 \text{ кВт}$$

Отже, на компресори слід встановити електродвигуни з номінальною потужністю 7,5 кВт та 11 кВт відповідно.

Щоб визначити фактичне навантаження на конденсатор, необхідно знайти реальне положення точки 2 з урахуванням індикаторного коефіцієнта корисної дії.

$$\eta_i = \frac{h_2 - h_1}{h_{2'} - h_1}$$

$$h_{2'} = \frac{h_2 - h_1}{\eta_i} + h_1 = \frac{1830 - 1630}{0,861} + 1630 = 1862,3 \text{ кДж/кг}$$

Навантаження на конденсатор

$$Q_{кд} = M \cdot (h_{2'} - h_3) = 0,105 \cdot (1862,3 - 510) = 142 \text{ кВт}$$

Щоб визначити фактичне навантаження на мастилоохолодник, обчислюємо реальні положення точок 13 і 19 з урахуванням індикаторного коефіцієнта корисної дії.

						00. КМР 142.003.025.ПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			48

$$\eta_{i-25} = \frac{h_{13} - h_{12}}{h_{13'} - h_{12}}$$

$$\eta_{i-32} = \frac{h_{19} - h_{18}}{h_{19'} - h_{18}}$$

$$h_{13'} = \frac{h_{13} - h_{12}}{\eta_{i-25}} + h_{12} = \frac{1740 - 1620}{0,865} + 1620 = 1758,7 \text{ кДж/кг}$$

$$h_{19'} = \frac{h_{19} - h_{18}}{\eta_{i-32}} + h_{18} = \frac{1770 - 1600}{0,855} + 1600 = 1798,8 \text{ кДж/кг}$$

Відповідні фактичні температури кінця стискання становлять $t_{13'} = 60^\circ\text{C}$ та $t_{19'} = 75^\circ\text{C}$. Отже, встановлення маслоохолодників не потрібно, оскільки згідно з рекомендаціями виробника температура мастила має перебувати в межах $60\text{--}80^\circ\text{C}$.

8.2 Конденсатор

Для конденсації парів аміаку використовуються випарні конденсатори. Згідно з рекомендаціями [1], розрахунок таких конденсаторів виконуємо за наведеною методикою.

Вважаємо, що основна частина конденсатора сприймає 92% від загального теплового навантаження. Густина теплового потоку становить $q_F = 2,5 \text{ кВт/м}^2$.

Теплове навантаження на конденсатор, визначене за результатами теплового розрахунку компресорів, дорівнює $Q_K = 142 \text{ кВт}$.

Потрібна площа теплопередачі основної секції.

$$F_K = \frac{0,92 \cdot Q_K}{q_F} = \frac{0,92 \cdot 142}{2,5} = 52,3 \text{ м}^2$$

Приймаємо до встановлення один випарний конденсатор марки ЕСА-400 з площею теплообмінної поверхні 120 м^2 .

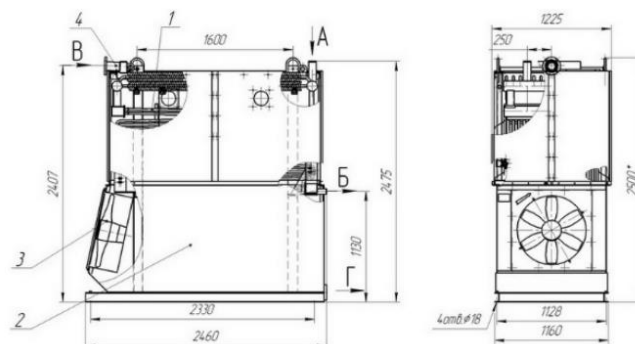


Рис. 8.9 Конденсатор марки ЕСА-400

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		49

8.3 Випарники

Для охолодження камер передбачається встановлення повітроохолоджувачів із безпосереднім кипінням аміаку. Схему розподілу температур у випарнику наведено на Рис 8.10.

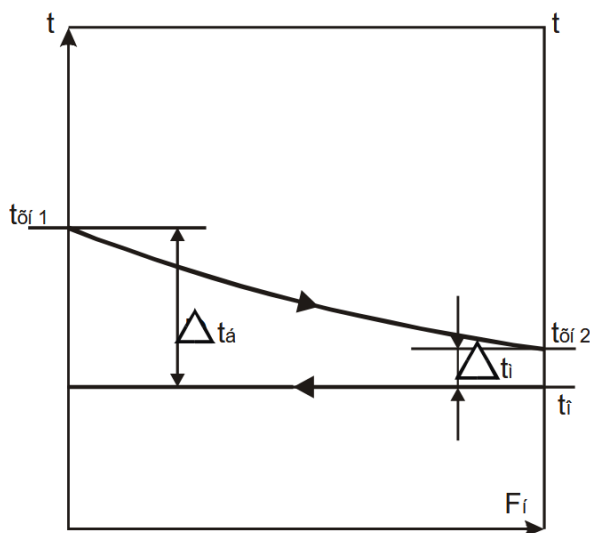


Рис.8.10 Розподіл температур

З визначення теплового навантаження на камерне обладнання маємо $\Sigma Q_{\text{обл}} = 18,1$ кВт. З даного малюнку визначаємо

$$t_{\text{хн1}} = 6^{\circ}\text{C}, t_{\text{хн2}} = 2^{\circ}\text{C}, t_0 = -4^{\circ}\text{C}$$

Усі розрахунки з підбору обладнання виконано за допомогою програмного забезпечення виробника Goedhard.

За результатами підбору приймаємо до встановлення один повітроохолодник ZFB-82408, технічні характеристики якого наведено в Табл. 8.8.

Табл.8.8 Технічні характеристики повітроохолодника

Виконання		Кубічний
Холодоносій		R717
Холодопродуктивність	кВт	17,8
Витрата повітря	м ³ /год	6086
Поверхня	м ²	71
Відстань між ребрами	мм	8
Температура в приміщенні	°C	4
Температура кипіння	°C	-4

Матеріал		Fe/Zn
Кількість вентиляторів		2
Діаметр вентиляторів	мм	400
Швидкість обертання	об./хв.	1350
Фази – Напруга – Частота	# – В – Гц	3 – 400 – 50
Потужність	Вт	255
Сила току	А	0,6
Клас захисту		IP44
Рівень шуму – відстань	дВ – м	60 – 3
Довжина x Глибина x Висота	мм	1656x985x600
Маса	кг	300
Об'єм	дм ³	26

8.4 Розрахунок діаметрів трубопроводів.

У цьому розрахунку визначаємо гідравлічні втрати в трубопроводах оборотної води, а також у лініях подачі та повернення аміаку до охолоджувальних приладів. Проведення розрахунку необхідне для підбору насосного обладнання, тобто для визначення гідравлічних втрат у тих ділянках системи, що безпосередньо з'єднані з насосами.

Трубопроводи оборотної води.

Вихідні дані:

- об'ємна витрата води, що подається до компресорів 1 м³/год, при цьому одночасно працюють два компресори другого ступеня.
- об'ємна витрата води через випарний конденсатор становить 20,5 м³/год.

$$V_{\text{KM}} = 1 \cdot 2 + 20,5 = 22,5 \text{ м}^3/\text{год}$$

- швидкість руху води $\omega = 1 \text{ м/с}$.

Необхідний діаметр трубопроводу.

$$D_{\text{в}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{KM}}}{3600 \cdot \pi \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 22,5}{3600 \cdot \pi \cdot 1}} = 0,089 \text{ м}$$

Приймаємо для магістрального трубопроводу, що підводить і відводить рідину до насосів, зовнішній діаметр 108 мм, внутрішній — 101 мм, умовний прохід 100 мм, а площу перерізу — $8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ [1].

Трубопроводи подачі холодоагента від ЦР2 до випарників.

Вихідні дані:

- масова витрата холодоагента що поступає від ЦР2 до камер $m_3 = 0,0314 \text{ кг/с}$
- питомий об'єм холодоагента $v = 0,001475 \text{ м}^3/\text{кг}$
- швидкість руху холодоагента $\omega = 0,3 \text{ м/с}$.

Необхідний діаметр трубопроводу.

$$D_{-32 \text{ наг.}} = \sqrt{\frac{4 \cdot m_3 \cdot v}{\pi \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0314 \cdot 0,001475}{\pi \cdot 0,3}} = 0,014 \text{ м}$$

Приймаємо зовнішній діаметр 18 мм, внутрішній — 14,8 мм, умовний прохід 16 мм, а площу перерізу — $0,17 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ [1].

Трубопроводи подачі рідкого холодоагента від ЦР1 до випарників.

Вихідні дані:

- масова витрата холодоагента що поступає від ЦР1 до камер $m_2 = 0,021 \text{ кг/с}$
- питомий об'єм рідкого холодоагента $v = 0,001475 \text{ м}^3/\text{кг}$
- швидкість руху холодоагента $\omega = 0,3 \text{ м/с}$.

Необхідний діаметр трубопроводу.

$$D_{-25 \text{ наг.}} = \sqrt{\frac{4 \cdot m_2 \cdot v}{\pi \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,021 \cdot 0,001475}{\pi \cdot 0,3}} = 0,0115 \text{ м}$$

Приймаємо зовнішній діаметр 18 мм, внутрішній — 14,8 мм, умовний прохід 16 мм, а площу перерізу — $0,17 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ [1].

Трубопроводи подачі холодоагента від КЦР до випарників.

Вихідні дані:

- масова витрата холодоагента що поступає від КЦР до камер $m_1 = 0,033 \text{ кг/с}$
- питомий об'єм холодоагента $v = 0,001475 \text{ м}^3/\text{кг}$
- швидкість руху холодоагента $\omega = 0,3 \text{ м/с}$.

Необхідний діаметр трубопроводу.

$$D_{-4 \text{ наг.}} = \sqrt{\frac{4 \cdot m_1 \cdot v}{\pi \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,033 \cdot 0,001475}{\pi \cdot 0,3}} = 0,0143 \text{ м}$$

Приймаємо зовнішній діаметр 18 мм, внутрішній — 14,8 мм, умовний прохід 16 мм, а площу перерізу — $0,17 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ [1].

Трубопровід повернення холодоагента до ЦР2 від випарників.

Вихідні дані:

- масова витрата холодоагента що поступає від ЦР2 до камер $m_3 = 0,0314 \text{ кг/с}$
- питомий об'єм холодоагента $v = 0,1 \text{ м}^3/\text{кг}$
- швидкість руху холодоагента $\omega = 1,2 \text{ м/с}$.

Необхідний діаметр трубопроводу.

$$D_{-32 \text{ пов.}} = \sqrt{\frac{4 \cdot m_3 \cdot v}{\pi \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0314 \cdot 0,1}{\pi \cdot 1,2}} = 0,0577 \text{ м}$$

Приймаємо зовнішній діаметр 76 мм, внутрішній — 69 мм, умовний прохід 70 мм, а площу перерізу — $3,74 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ [1].

Трубопровід повернення холодоагента до ЦР1 від випарників.

Вихідні дані:

- масова витрата холодоагента що поступає від ЦР1 до камер $m_2 = 0,021 \text{ кг/с}$
- питомий об'єм холодоагента $v = 0,083 \text{ м}^3/\text{кг}$
- швидкість руху холодоагента $\omega = 1,2 \text{ м/с}$.

Необхідний діаметр трубопроводу.

$$D_{-25 \text{ пов.}} = \sqrt{\frac{4 \cdot m_2 \cdot v}{\pi \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,021 \cdot 0,083}{\pi \cdot 1,2}} = 0,043 \text{ м}$$

Приймаємо зовнішній діаметр 57 мм, внутрішній — 50 мм, умовний прохід 50 мм, а площу перерізу — $1,96 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ [1].

Трубопровід повернення холодоагента до КЦР від випарників.

Вихідні дані:

- масова витрата холодоагента що поступає від КЦР до камер $m_1 = 0,033 \text{ кг/с}$
- питомий об'єм холодоагента $v = 0,035 \text{ м}^3/\text{кг}$
- швидкість руху холодоагента $\omega = 1,2 \text{ м/с}$.

Необхідний діаметр трубопроводу.

						00. КМР 142.003.025.ПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			53

$$D_{-4 \text{ пов.}} = \sqrt{\frac{4 \cdot m_1 \cdot v}{\pi \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,033 \cdot 0,035}{\pi \cdot 1,2}} = 0,035 \text{ м}$$

Приймаємо зовнішній діаметр 38 мм, внутрішній — 34 мм, умовний прохід 32 мм, а площу перерізу — $0,91 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ [1].

8.5 Ресивери

Циркуляційний ресивер №2

Для розрахунків приймаємо, що камерне обладнання має нижню подачу холодоагента. Тоді

$$V_{\text{ц.р.}} = K \cdot (V_{\text{н.т.}} + 0,2 \cdot V_{\text{в.о.}} + 0,3 \cdot V_{\text{в.т.}})$$

де $V_{\text{н.т.}}$ – внутрішній об'єм нагнітального трубопроводу фреонного насоса, $V_{\text{в.т.}}$ – внутрішній об'єм трубопроводів поєднаного всмоктування парів та зливу рідини.

Приймаємо, що буде встановлено горизонтальний апарат, який поєднує функції віддільника рідини з рідинним стояком. Відповідно, коефіцієнт $K = 3$. Робоче заповнення ресивера становить 30%.

Орієнтовно визначаємо внутрішній об'єм нагнітального трубопроводу фреонного насоса. Розрахований внутрішній діаметр трубопроводу від фреонного насоса до охолоджувальних приладів — $d_{\text{вн}} = 14,8 \text{ мм}$. Довжина нагнітального трубопроводу — $L_{\text{н.т.}} = 15 \text{ м}$.

Отже

$$V_{\text{н.т.}} = \frac{L_{\text{н.т.}} \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4} = \frac{15 \cdot \pi \cdot 0,0148^2}{4} = 0,00258 \text{ м}^3$$

Орієнтовно визначаємо внутрішній об'єм трубопроводів, що забезпечують спільне всмоктування парів та відведення рідини. Внутрішній діаметр трубопроводу від охолоджувальних приладів до циркуляційного ресивера становить $d_{\text{вн}} = 69 \text{ мм}$, а довжина зворотного трубопроводу — $L_{\text{в.т.}} = 15 \text{ м}$.

$$V_{\text{в.т.}} = \frac{L_{\text{в.т.}} \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4} = \frac{15 \cdot \pi \cdot 0,069^2}{4} = 0,0561 \text{ м}^3$$

Визначаємо об'єм повітроохолодників, що обслуговуються цим циркуляційним ресивером.

$$V_{\text{в.о.}} = 1 \cdot 0,106 = 0,106 \text{ м}^3$$

Визначаємо місткість ресивера

$$V_{\text{ц.р.2}} = 3 \cdot (0,00258 + 0,2 \cdot 0,106 + 0,3 \cdot 0,0561) = 0,122 \text{ м}^3$$

Приймаємо до встановлення один циркуляційний ресивер типу 0,75РД з наступними властивостями.

						00. КМР 142.003.025.ПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			54

Табл.8.9 Технічні характеристики циркуляційного ресивера

Ємність	м ³	0,794
Діаметр	мм	630
Товщина стінки	мм	10
Довжина	мм	3109
Діаметр патрубку входу рідкого аміаку	мм	32
Діаметр патрубку виходу рідкого аміаку	мм	32
До зрівноважувальної лінії	мм	25
Злив мастила	мм	10
До запобіжного клапану	мм	20
До аміачного насосу	мм	80
Маса	кг	589

Циркуляційний ресивер №1

Орієнтовно визначаємо внутрішній об'єм нагнітального трубопроводу аміачного насоса. Розрахований внутрішній діаметр трубопроводу від фреонного насоса до охолоджувальних приладів — $d_{\text{вн}} = 14,8$ мм. Довжина нагнітального трубопроводу — $L_{\text{н.т.}} = 55$ м.

Отже

$$V_{\text{н.т.}} = \frac{L_{\text{н.т.}} \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4} = \frac{55 \cdot \pi \cdot 0,0148^2}{4} = 0,00946 \text{ м}^3$$

Орієнтовно визначаємо внутрішній об'єм трубопроводів, що забезпечують спільне всмоктування парів та відведення рідини. Внутрішній діаметр трубопроводу від охолоджувальних приладів до циркуляційного ресивера становить $d_{\text{вн}} = 50$ мм, а довжина зворотного трубопроводу — $L_{\text{в.т.}} = 55$ м.

$$V_{\text{в.т.}} = \frac{L_{\text{в.т.}} \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4} = \frac{55 \cdot \pi \cdot 0,05^2}{4} = 0,108 \text{ м}^3$$

Визначаємо об'єм повітроохолодників, що обслуговуються цим циркуляційним ресивером.

$$V_{\text{в.о.}} = 5 \cdot 0,02 = 0,1 \text{ м}^3$$

Визначаємо місткість ресивера

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		55

$$V_{\text{Ц.Р.1}} = 3 \cdot (0,00946 + 0,2 \cdot 0,1 + 0,3 \cdot 0,108) = 0,186 \text{ м}^3$$

Приймаємо до встановлення один циркуляційний ресивер типу 0,75РД

Компаудно-циркуляційний ресивер

Орієнтовно визначаємо внутрішній об'єм нагнітального трубопроводу фреонного насоса. Розрахований внутрішній діаметр трубопроводу від фреонного насоса до охолоджувальних приладів — $d_{\text{вн}} = 14,8$ мм. Довжина нагнітального трубопроводу — $L_{\text{н.т.}} = 60$ м.

Отже

$$V_{\text{н.т.}} = \frac{L_{\text{н.т.}} \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4} = \frac{60 \cdot \pi \cdot 0,0148^2}{4} = 0,01 \text{ м}^3$$

Орієнтовно визначаємо внутрішній об'єм трубопроводів, що забезпечують спільне всмоктування парів та відведення рідини. Внутрішній діаметр трубопроводу від охолоджувальних приладів до циркуляційного ресивера становить $d_{\text{вн}} = 34$ мм, а довжина зворотного трубопроводу — $L_{\text{в.т.}} = 60$ м.

$$V_{\text{в.т.}} = \frac{L_{\text{в.т.}} \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4} = \frac{60 \cdot \pi \cdot 0,034^2}{4} = 0,0545 \text{ м}^3$$

Визначаємо об'єм теплообмінників, що обслуговуються цим циркуляційним ресивером.

$$V_{\text{т.о.}} = 0,026 + 0,026 + 0,007 + 0,014 + 3 \cdot 0,01 + 0,008 = 0,111 \text{ м}^3$$

Визначаємо місткість ресивера

$$V_{\text{К.Ц.Р.}} = 3 \cdot (0,01 + 0,2 \cdot 0,111 + 0,3 \cdot 0,0545) = 0,067 \text{ м}^3$$

Приймаємо до встановлення один компаудно-циркуляційний ресивер типу 0,75РД з внутрішнім об'ємом $0,77 \text{ м}^3$.

Лінійний ресивер

Оскільки фреон подається до випарників знизу, необхідний об'єм лінійного ресивера становитиме:

$$V_{\text{Л.Р.}} = 0,6 \cdot \sum V_{\text{п.о.}} = 0,6 \cdot (0,106 + 0,1 + 0,111) = 0,19 \text{ м}^3$$

Приймаємо до встановлення один лінійний ресивер типу 0,4РВ з наступними властивостями.

Табл.8.10 Технічні характеристики лінійного ресивера

Ємність	м ³	0,450
Діаметр	мм	530

Товщина стінки	мм	10
Довжина	мм	2520
Діаметр патрубку входу рідкого аміаку	мм	20
Діаметр патрубку виходу рідкого аміаку	мм	20
До зрівноважувальної лінії	мм	25
Злив мастила	мм	10
До запобіжного клапану	мм	15
Маса	кг	340

Дренажний ресивер

Даний ресивер підбираємо відповідно до загального об'єму системи. Згідно з попередніми розрахунками, загальний об'єм холодоагента в системі (без урахування лінійного ресивера) становить 0,374 м³. Зважаючи на те, що ресивери заповнюються на 80%, необхідний об'єм дренажного ресивера дорівнюватиме:

$$V_{\text{д.р.}} = 1,2 \cdot V = 1,2 \cdot 0,374 = 0,45 \text{ м}^3$$

Приймаємо до встановлення один дренажний ресивер типу 0,75РД.

8.6 Віддільники рідини

Віддільники рідини не підбираємо, оскільки пара надходить до компресорів із циркуляційних ресиверів, які одночасно виконують функцію відділення рідини.

8.7 Мастиловіддільники

Мастиловіддільники добираємо відповідно до діаметра нагнітального трубопроводу компресорів і перевіряємо їх за масовою продуктивністю компресорів.

Гвинтові компресори першого ступеня стискання мають діаметр нагнітального патрубка ДУ50 та масові продуктивності в розрахунковому режимі: $\sum M_{\text{KM}(-25)} = 0,029 \text{ кг/с} = 104,4 \text{ кг/год}$ і $\sum M_{\text{KM}(-32)} = 0,035 \text{ кг/с} = 126 \text{ кг/год}$. Для обох випадків приймаємо однакові мастиловіддільники Bitzer OA1854A з такими характеристиками:

Табл.8.11 Технічні характеристики мастиловіддільника

Максимальна масова витрата аміаку	кг/год	406
-----------------------------------	--------	-----

Загальна ширина	мм	352
Загальна глибина	мм	516
Загальна висота	мм	724
Діаметр вхідного патрубку		ДУ50
Діаметр патрубка виходу аміаку		ДУ50

8.8 Мастилозбірник

Як мастилозбірник використовуємо мастилозаправну ємність типу 60МЗС, яка має такі технічні характеристики:

Табл.8.12 Технічні характеристики мастилозаправної ємності

Ємність	л	60
Діаметр	мм	325
Товщина стінки	мм	9
Висота	мм	1280
Маса	кг	85

8.9 Гідравлічний розрахунок трубопроводів.

Оборотна вода

Система оборотного водопостачання включає такі елементи: вихід води з бака ($\xi_m = 0,5$), п'ять засувок ($\xi_m = 0,5$), два фільтри ($\xi_m = 5$), зворотний клапан ($\xi_m = 5$), два компресори ($\xi_m = 10$), п'ятнадцять колін ($\xi_m = 1$), три трійники ($\xi_m = 1$) і два трубопроводи однакової довжини ($L_1 = L_2 = 60$ м).

Швидкість руху води приймається згідно з попередніми розрахунками.

Динамічний тиск.

$$\frac{\rho \cdot \omega^2}{2} = \frac{1000 \cdot 1^2}{2} = 500 \text{ кг/м} \cdot \text{с}^2$$

Рейнольдс

$$Re_1 = \frac{\omega \cdot d_{\text{вн}} \cdot \rho}{\mu} = \frac{1 \cdot 0,101 \cdot 997}{0,9 \cdot 10^{-3}} = 111886$$

Всі коефіцієнти прийняті з літ. 1.

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		58

Коефіцієнт тертя (коефіцієнт $k = 0,06$ для нових сталевих труб):

$$\lambda_{\text{тр1}} = 0,11 \cdot \left(\frac{k}{d_{\text{вн1}}} + \frac{64}{Re_1} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,06}{0,101} + \frac{64}{111886} \right)^{0,25} = 0,097$$

Місцеві втрати загальної системи

$$Z = \frac{\sum \xi_m \cdot \rho \cdot \omega^2}{2} = (0,5 + 5 \cdot 0,5 + 2 \cdot 5 + 5 + 2 \cdot 10 + 15 \cdot 1 + 3 \cdot 1) \cdot 500 = 28000 \text{ Па}$$

Втрати тиску на тертя

$$\Delta\rho_{\text{тр1}} = \frac{\lambda_{\text{тр1}} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot L_1}{d_{\text{вн1}} \cdot 2} = \frac{0,097}{0,101} \cdot 500 \cdot 60 = 28692 \text{ Па}$$

Загальні втрати тиску

$$\Delta\rho = 2 \cdot \Delta\rho_{\text{тр1}} + Z = 2 \cdot 28692 + 28000 = 85,4 \text{ кПа}$$

Приймаємо висоту подачі оборотної води $h_{\text{п}} = 7,5$ м, а висоту всмоктування рідини — $h_{\text{вс}} = 0$ м.

Необхідний напір насосу

$$H = \frac{h_{\text{п}} + h_{\text{вс}} + \Delta\rho}{\rho \cdot g} = \frac{7,5 + 0 + 85383}{997 \cdot 9,81} = 16,3 \text{ м}$$

Втрати на ЦР№2

Схема руху аміаку від циркуляційного ресивера (ЦР) до випарників і назад включає такі елементи: вихід аміаку з ЦР ($\xi_m = 0,5$), п'ять вентилів ($\xi_m = 5$), один фільтр ($\xi_m = 5$), один зворотний клапан ($\xi_m = 5$), один теплообмінник ($\xi_m = 10$), п'ять колін ($\xi_m = 1$), а також два трубопроводи довжиною $L_1 = L_2 = 15$ м.

Динамічний тиск подачі.

$$\frac{\rho \cdot \omega_1^2}{2} = \frac{677,81 \cdot 0,3^2}{2} = 30,5 \text{ кг/м} \cdot \text{с}^2$$

Динамічний тиск повернення.

$$\frac{\rho \cdot \omega_2^2}{2} = \frac{677,81 \cdot 2^2}{2} = 488 \text{ кг/м} \cdot \text{с}^2$$

Рейнольдс

$$Re_1 = \frac{\omega_1 \cdot d_{y1} \cdot \rho}{\mu} = \frac{0,3 \cdot 0,0148 \cdot 677,81}{0,918 \cdot 10^{-5}} = 327830$$

$$Re_2 = \frac{\omega_2 \cdot d_{y2} \cdot \rho}{\mu} = \frac{1,2 \cdot 0,069 \cdot 677,81}{0,918 \cdot 10^{-5}} = 6113580$$

Всі коефіцієнти прийняті з літ. 1.

Коефіцієнт тертя (коефіцієнт $k = 0,06$ для нових сталевих труб):

$$\lambda_{\text{тр1}} = 0,11 \cdot \left(\frac{k}{d_{y1}} + \frac{64}{Re_1} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,06}{0,0148} + \frac{64}{327830} \right)^{0,25} = 0,1561$$

$$\lambda_{\text{тр2}} = 0,11 \cdot \left(\frac{k}{d_{y2}} + \frac{64}{Re_2} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,06}{0,069} + \frac{64}{6113580} \right)^{0,25} = 0,106$$

Місцеві втрати загальної системи

$$Z_H = \frac{\sum \xi_m \cdot \rho \cdot \omega_1^2}{2} = (0,5 + 5 \cdot 5 + 1 \cdot 5 + 1 \cdot 5 + 1 \cdot 10 + 5 \cdot 1) \cdot 488 = 24644 \text{ Па}$$

Втрати тиску на тертя

$$\Delta\rho_{\text{тр1}} = \frac{\lambda_{\text{тр1}} \cdot \rho \cdot \omega_1^2 \cdot L_1}{d_{y1} \cdot 2} = \frac{0,1561}{0,0148} \cdot 30,5 \cdot 15 = 4825,4 \text{ Па}$$

$$\Delta\rho_{\text{тр2}} = \frac{\lambda_{\text{тр2}} \cdot \rho \cdot \omega_2^2 \cdot L_2}{d_{y2} \cdot 2} = \frac{0,106}{0,069} \cdot 488 \cdot 15 = 11245,2 \text{ Па}$$

Загальні втрати тиску

$$\Delta\rho = \Delta\rho_{\text{тр1}} + \Delta\rho_{\text{тр2}} + Z_H = 4825,4 + 11245,2 + 24644 = 40714,6 \text{ Па}$$

Необхідний напір насосу

$$H = \frac{\Delta\rho}{\rho \cdot g} = \frac{40714,6}{677,81 \cdot 9,81} = 6,12 \text{ м}$$

Втрати на ЦР№1

Схема руху аміаку від циркуляційного ресивера (ЦР) до випарників і назад включає такі елементи: вихід аміаку з ЦР ($\xi_m = 0,5$), 37-ти вентилів ($\xi_m = 5$), 17-го фільтра ($\xi_m = 5$), один зворотний клапан ($\xi_m = 5$), 16-го теплообмінника ($\xi_m = 10$), 100-ти колін ($\xi_m = 1$), 50-х трійників ($\xi_m = 1$), а також два трубопроводи довжиною $L_1 = L_2 = 150 \text{ м}$.

Динамічний тиск подачі.

$$\frac{\rho \cdot \omega_1^2}{2} = \frac{677,81 \cdot 0,3^2}{2} = 30,5 \text{ кг/м} \cdot \text{с}^2$$

Динамічний тиск повернення.

$$\frac{\rho \cdot \omega_2^2}{2} = \frac{677,81 \cdot 1,2^2}{2} = 488 \text{ кг/м} \cdot \text{с}^2$$

Рейнольдс

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		60

$$Re_1 = \frac{\omega_1 \cdot d_{y1} \cdot \rho}{\mu} = \frac{0,3 \cdot 0,0148 \cdot 677,81}{0,918 \cdot 10^{-5}} = 327830$$

$$Re_2 = \frac{\omega_2 \cdot d_{y2} \cdot \rho}{\mu} = \frac{1,2 \cdot 0,05 \cdot 677,81}{0,918 \cdot 10^{-5}} = 4430131$$

Всі коефіцієнти прийняті з літ. 1.

Коефіцієнт тертя (коефіцієнт $k=0,06$ для нових сталевих труб):

$$\lambda_{\text{тр1}} = 0,11 \cdot \left(\frac{k}{d_{y1}} + \frac{64}{Re_1} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,06}{0,0148} + \frac{64}{327830} \right)^{0,25} = 0,1561$$

$$\lambda_{\text{тр2}} = 0,11 \cdot \left(\frac{k}{d_{y2}} + \frac{64}{Re_2} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,06}{0,05} + \frac{64}{4430131} \right)^{0,25} = 0,115$$

Місцеві втрати загальної системи

$$Z_{\text{н}} = \frac{\sum \xi_{\text{м}} \cdot \rho \cdot \omega_1^2}{2} = (0,5 + 37 \cdot 5 + 17 \cdot 5 + 1 \cdot 5 + 16 \cdot 10 + 100 \cdot 1 + 50 \cdot 1) \cdot 488 = 285724 \text{ Па}$$

Втрати тиску на тертя

$$\Delta\rho_{\text{тр1}} = \frac{\lambda_{\text{тр1}} \cdot \rho \cdot \omega_1^2 \cdot L_1}{d_{y1} \cdot 2} = \frac{0,1561}{0,0148} \cdot 30,5 \cdot 55 = 17692 \text{ Па}$$

$$\Delta\rho_{\text{тр2}} = \frac{\lambda_{\text{тр2}} \cdot \rho \cdot \omega_2^2 \cdot L_2}{d_{y2} \cdot 2} = \frac{0,115}{0,05} \cdot 488 \cdot 55 = 83788 \text{ Па}$$

Загальні втрати тиску

$$\Delta\rho = \Delta\rho_{\text{тр1}} + \Delta\rho_{\text{тр2}} + Z_{\text{н}} = 17692 + 83788 + 285724 = 387204 \text{ Па}$$

Необхідний напір насосу

$$H = \frac{\Delta\rho}{\rho \cdot g} = \frac{387204}{677,81 \cdot 9,81} = 58,2 \text{ м}$$

Втрати на КЦР

Схема руху аміаку від КЦР до випарників і назад включає такі елементи: вихід аміаку з КЦР ($\xi_{\text{м}} = 0,5$), 21-ти вентилів ($\xi_{\text{м}} = 5$), 2-го фільтра ($\xi_{\text{м}} = 5$), 2-ти зворотний клапан ($\xi_{\text{м}} = 5$), 8-ми теплообмінників ($\xi_{\text{м}} = 10$), 22-ти колін ($\xi_{\text{м}} = 1$), 10-х трійників ($\xi_{\text{м}} = 1$), а також два трубопроводи довжиною $L_1 = L_2 = 150 \text{ м}$.

Динамічний тиск подачі.

$$\frac{\rho \cdot \omega_1^2}{2} = \frac{677,81 \cdot 0,3^2}{2} = 30,5 \text{ кг/м} \cdot \text{с}^2$$

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		61

Динамічний тиск повернення.

$$\frac{\rho \cdot \omega_2^2}{2} = \frac{677,81 \cdot 1,2^2}{2} = 488 \text{ кг/м} \cdot \text{с}^2$$

Рейнольдс

$$Re_1 = \frac{\omega_1 \cdot d_{y1} \cdot \rho}{\mu} = \frac{0,3 \cdot 0,0148 \cdot 677,81}{0,918 \cdot 10^{-5}} = 327830$$

$$Re_2 = \frac{\omega_2 \cdot d_{y2} \cdot \rho}{\mu} = \frac{1,2 \cdot 0,034 \cdot 677,81}{0,918 \cdot 10^{-5}} = 3012489$$

Всі коефіцієнти прийняті з літ. 11.

Коефіцієнт тертя (коефіцієнт $k=0,06$ для нових сталевих труб):

$$\lambda_{\text{тр1}} = 0,11 \cdot \left(\frac{k}{d_{y1}} + \frac{64}{Re_1} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,06}{0,0148} + \frac{64}{327830} \right)^{0,25} = 0,1561$$

$$\lambda_{\text{тр2}} = 0,11 \cdot \left(\frac{k}{d_{y2}} + \frac{64}{Re_2} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,06}{0,034} + \frac{64}{3012489} \right)^{0,25} = 0,127$$

Місцеві втрати загальної системи

$$Z_H = \frac{\sum \xi_m \cdot \rho \cdot \omega_1^2}{2} = (0,5 + 21 \cdot 5 + 2 \cdot 5 + 2 \cdot 5 + 8 \cdot 10 + 22 \cdot 1 + 10 \cdot 1) \cdot 488 = 115900 \text{ Па}$$

Втрати тиску на тертя

$$\Delta\rho_{\text{тр1}} = \frac{\lambda_{\text{тр1}}}{d_{y1}} \cdot \frac{\rho \cdot \omega_1^2 \cdot L_1}{2} = \frac{0,1561}{0,0148} \cdot 30,5 \cdot 60 = 19289 \text{ Па}$$

$$\Delta\rho_{\text{тр2}} = \frac{\lambda_{\text{тр2}}}{d_{y2}} \cdot \frac{\rho \cdot \omega_2^2 \cdot L_2}{2} = \frac{0,127}{0,034} \cdot 488 \cdot 60 = 109369 \text{ Па}$$

Загальні втрати тиску

$$\Delta\rho = \Delta\rho_{\text{тр1}} + \Delta\rho_{\text{тр2}} + Z_H = 19289 + 109369 + 115900 = 244558 \text{ Па}$$

Необхідний напір насосу

$$H = \frac{\Delta\rho}{\rho \cdot g} = \frac{244558}{677,81 \cdot 9,81} = 36,8 \text{ м}$$

8.10 Підбір насосів.

Підбір насосу оборотної води

За результатами попередніх розрахунків визначено необхідну подачу $V_{\text{КМ}} = 22,5 \text{ м}^3/\text{год} = 6,25 \text{ л/с}$ та потрібний напір $H = 16,3 \text{ м}$.

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		62

Для забезпечення надійності роботи системи передбачаємо встановлення двох насосів, з яких один працює, а другий слугує резервним. Обрано одноступеневі відцентрові насоси марки K20/306, що мають подачу 8,0 л/с, напір 15 м, коефіцієнт корисної дії 58%, частоту обертання вала 2900 хв⁻¹ і потужність електродвигуна 2,2 кВт.

Підбір насосу до ЦР№2

За результатами попередніх розрахунків встановлено, що необхідна подача становить $V = 0,0014 \text{ м}^3/\text{с} = 5,04 \text{ м}^3/\text{год}$, а потрібний напір — $H = 6,12 \text{ м}$.

Для забезпечення безперервної роботи системи передбачено встановлення двох насосів, що працюють у паралельному режимі: один — робочий, інший — резервний. Обрано відкриті електронасоси марки WITT GP51A з частотою обертання вала 960 хв⁻¹ та потужністю електродвигуна 1,5 кВт. Основні характеристики насосів: подача — у межах 2,5–6,5 м³/год, напір — від 17 до 2 м при перекачуванні аміака.

Підбір насосу до ЦР№1

За результатами попередніх розрахунків встановлено, що необхідна подача становить $V = 0,0014 \text{ м}^3/\text{с} = 5,04 \text{ м}^3/\text{год}$, а потрібний напір — $H = 58,2 \text{ м}$.

Для забезпечення безперервної роботи системи передбачено встановлення двох насосів, що працюють у паралельному режимі: один — робочий, інший — резервний. Обрано відкриті електронасоси марки WITT GP52 з частотою обертання вала 1450 хв⁻¹ та потужністю електродвигуна 5,5 кВт. Основні характеристики насосів: подача — у межах 5–16,5 м³/год, напір — від 70 до 2 м при перекачуванні аміака.

Підбір насосу до КЦР

За результатами попередніх розрахунків встановлено, що необхідна подача становить $V = 5 \text{ м}^3/\text{год}$, а потрібний напір — $H = 36,8 \text{ м}$.

Для забезпечення безперервної роботи системи передбачено встановлення двох насосів, що працюють у паралельному режимі: один — робочий, інший — резервний. Обрано відкриті електронасоси такі самі як і для ЦР№1.

8.11 Висновок

Вибір холодоагенту для холодильних систем є одним із найважливіших чинників, що визначає їхню енергоефективність, безпечність та екологічні властивості. Нижче наведено основні причини, які підтверджують доцільність використання холодоагенту R507A:

Екологічні властивості:

Холодоагент R507A є сумішшю гідрофторвуглеців (HFC) і не має шкідливого впливу на озоновий шар ($ODP = 0$). Його потенціал глобального потепління ($GWP \approx 3985$) є нижчим порівняно з деякими іншими холодоагентами. Завдяки цьому R507A вважається екологічно безпечнішим

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		63

вибором, ніж аміак (R717), який хоч і має нульовий GWP, проте є токсичним і становить небезпеку при витіках.

Зручність експлуатації та технічного обслуговування:

Холодильні системи, що працюють на R507A, простіші в обслуговуванні й не потребують особливих умов експлуатації. На відміну від аміачних систем, вони не потребують використання спеціальних матеріалів чи суворого дотримання норм безпеки. Це робить R507A зручним варіантом для використання у міських і комерційних установках.

Економічна доцільність:

Обладнання та комплектуючі для систем з R507A є доступнішими та дешевшими, оскільки цей холодоагент широко застосовується у побутовій і промисловій холодильній техніці. Системи на основі R717 вимагають спеціалізованих компонентів та додаткових заходів безпеки, що значно підвищує загальну вартість проєкту.

Отже, використання R507A як холодоагенту є оптимальним рішенням у випадках, коли необхідно досягти високої енергоефективності, безпечності, простоти експлуатації та зменшити екологічний вплив.

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		64

10. Розрахунок і вибір повітроохолодників

Виконуємо розрахунок батарей для камери зберігання заморожених ягід.

Необхідну площу поверхні повітроохолоджувача визначаємо за формулою:

$$F = \frac{Q_{об}}{k\Delta t} = \frac{22370}{13 \cdot 10} = 172 \text{ м}^2$$

Виконуємо підбір повітроохолодника та заносимо отримані дані до таблиці. Інші повітроохолодники визначаються за аналогічною методикою розрахунку.

Табл.10.1 Підбір повітроохолодника

Камера	Повітроохолодник	Теплове навантаження на обладнання, кВт	Площа тепло передаючої поверхні, м ²	Довжина струменя повітря, м	Вентилятори			Вага, кг
					Вентилятори	Потужність, кВт	Об'ємна витрата повітря, м ³ /г	
Цех заморожування	AGHN 080.2H/212-AHS/24P.E	22,37	265,7	44	2	0,4	15085	532
Цех обробки	S-GHN 040.2F/14-ANW50.E	5,7	49	10	1	0,4	2810	57
Експедиція	S-GHN 040.2F/14-ANW50.E	2,16	49	10	1	0,4	2810	57
Цех зберігання заморожених ягід #1	AGHN 080.2H/212-AHS/24P.E	6,11	265,7	44	2	0,4	15085	532
Цех зберігання заморожених ягід #2	AGHN 080.2H/212-AHS/24P.E	26,41	265,7	44	2	0,4	15085	532

11. Допоміжне обладнання

Виконуємо вибір лінійного ресивера за наступною формулою:

$$V_{\text{лр}} = \frac{0,3 \cdot V_{\text{вт}}}{0,5} \cdot 1,2 = \frac{0,3 \cdot 0,27}{0,5} \cdot 1,2 = 0,2 \text{ м}^3$$

де $V_{\text{вт}}$ – ємність випарникової системи, м^3 , 0,5 – коефіцієнт, враховуючий норму заповнення ресивера по експлуатації (50 % від об'єму), 1,2 – коефіцієнт запасу.

Приймаємо вертикальний рідинний ресивер GVN V10A.200.A5.A5.F4.H6 (Рис.11.1)), технічні характеристики заведено до Табл.11.1.



Рис.11.1 Вигляд ресивера

Табл.11.1 Технічні характеристики ресивера

Vol. [L]	Model	Dimensions [mm]				Support [F]	Inlet & Outlet [Inch]	NPT [Inch]	Kg Of Capacity					Category [PED]	
		Ø D	L	L1	L2				R22	R134a	R407C	R404A	R410A	Group 2	Group 1
200	V10A.33B.200.A5.A5.F4	406	1750	250	250	FV415.05	Rot. 2 1/4"	1/2"	217,8	220,6	208,6	192,1	194,9	CAT.IV	CAT.IV

Виконуємо вибір масловіддільника за розміром нагнітаючого патрубку. Приймаємо для компресорів масловіддільники фірми ALCO Controls відповідно:

1 масловіддільник OSH 617, 1 масловіддільник OSH 613, 3 масловіддільники OSH 617

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

00. КМР 142.003.025.ПЗ

Архиви

69

12. Гідравлічні втрати у трубопроводах

Межі швидкості на напірній лінії: $\omega = 0,3 - 0,5$ м/с.

Приймаємо $\omega = 0,4$ м/с

$$m = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{69}{1415 - 42} = 0,05 \text{ кг/с}$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot m}{\pi \cdot \rho \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,05}{\pi \cdot 685 \cdot 0,4}} = 0,012 \text{ м}$$

Приймаємо $d_{\text{вн}} = 14,8$ мм

Межі швидкості на зворотній лінії: $\omega = 0,6 - 1,2$ м/с.

Приймаємо $\omega = 1$ м/с

$$\rho = \frac{1}{v} = \frac{1}{0,3} = 3,3 \text{ кг/м}^3$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot m}{\pi \cdot \rho \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,05}{\pi \cdot 3,3 \cdot 1}} = 0,14 \text{ м}$$

Приймаємо $d_{\text{вн}} = 150$ мм

Визначаємо внутрішній діаметр трубопроводу рідинної лінії при температурі кипіння -18 °С.

Межі швидкості на напірній лінії: $\omega = 0,3 - 0,5$ м/с.

Приймаємо $\omega = 0,4$ м/с

$$m = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{18,9}{1429 - 87} = 0,014 \text{ кг/с}$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot m}{\pi \cdot \rho \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,014}{\pi \cdot 672,5 \cdot 0,4}} = 0,071 \text{ м}$$

Приймаємо $d_{\text{вн}} = 10,8$ мм

Межі швидкості на зворотній лінії: $\omega = 0,6 - 1,2$ м/с.

Приймаємо $\omega = 1$ м/с

$$\rho = \frac{1}{v} = \frac{1}{0,2} = 5 \text{ кг/м}^3$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot m}{\pi \cdot \rho \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,014}{\pi \cdot 5 \cdot 1}} = 0,06 \text{ м}$$

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		70

Приймаємо $d_{\text{BH}} = 69$ мм

Визначаємо внутрішній діаметр трубопроводу рідинної лінії при температурі кипіння 0 °С.

Межі швидкості на напірній лінії: $\omega = 0,3 - 0,5$ м/с.

Приймаємо $\omega = 0,4$ м/с

$$m = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{13,4}{1429 - 172} = 0,01 \text{ кг/с}$$

$$d_{\text{BH}} = \sqrt{\frac{4 \cdot m}{\pi \cdot \rho \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,01}{\pi \cdot 647 \cdot 0,5}} = 0,0062 \text{ м}$$

Приймаємо $d_{\text{BH}} = 10,8$ мм

Межі швидкості на зворотній лінії: $\omega = 0,6 - 1,2$ м/с.

Приймаємо $\omega = 1$ м/с

$$\rho = \frac{1}{v} = \frac{1}{0,09} = 11 \text{ кг/м}^3$$

$$d_{\text{BH}} = \sqrt{\frac{4 \cdot m}{\pi \cdot \rho \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,01}{\pi \cdot 11 \cdot 1}} = 0,035 \text{ м}$$

Приймаємо $d_{\text{BH}} = 40$ мм

Гідравлічні втрати:

$$\omega = 0,5 \text{ м/с}$$

$$Z = 36,5 \cdot \frac{685 \cdot 0,5^2}{2} = 3125 \text{ Па}$$

$$Re = \frac{\omega \cdot d_{\text{BH}}}{v} = \frac{0,5 \cdot 0,014}{3,91 \cdot 10^{-7}} = 26854$$

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,11 \cdot \left(\frac{k}{d_{\text{BH}}} + \frac{64}{Re} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,06}{0,014} + \frac{64}{26854} \right)^{0,25} = 0,143$$

Втрати тиску від тертя по довжині $15,5$ м

$$\Delta P_{\text{тр}} = R = \frac{0,143}{0,014} \cdot \frac{685 \cdot 0,5^2}{2} \cdot 15,5 = 4745 \text{ Па}$$

Загальна втрата тиску

$$\Delta P = 4745 + 3125 = 7869 \text{ Па}$$

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		71

13. Техніко-економічні показники

13.1 Специфікація на обладнання

Специфікація на обладнання холодильної установки зведено до Табл. 13.1.

Табл. 13.1 Специфікація

№	Назва обладнання	Виробник	Ціна, тис. грн.	Вартість транспортування та упаковки, тис. грн.	Кількість, шт.	Вартість, тис. грн
1	Флюїдизаційний апарат	ОАО"ГРАН"	2500	120	1	2520
2	Компресор	GEA Bock	200	30	3	690
3	Компресор	GEA Bock	150	20	1	170
4	Компресор	GEA Bock	40	4	1	44
5	Конденсатор	Guentner	550	30	1	580
6	Конденсатор	Guentner	220	20	1	240
7	Конденсатор	Guentner	75	10	1	85
8	Повітроохолоджувачі	Guentner	220	10	2	460
9	Повітроохолоджувачі	Guentner	150	7	2	314
10	Повітроохолоджувачі	Guentner	40	3	1	43
11	Ресивер	GVN	25	1	1	26
12	Масловіддільник	ALCO Controls	8	1	3	27
13	Масловіддільник	ALCO Controls	4	1	1	5
14	Система трубопроводів, арматури та автоматизації	-	30%	-	1	1561
Разом:						6765

13.2 Кількість виробленого холоду

Тривалість роботи обладнання при максимальному навантаженні становить 5400 годин на рік. Річний обсяг виробленого приведенного холоду дорівнюватиме:

$$Q = \sum \frac{Q_0 \cdot k \cdot n}{4,187} = \frac{153 \cdot 1,1 \cdot 5400}{4,187} + \frac{42 \cdot 1,07 \cdot 5400}{4,187} + \frac{38,6 \cdot 1,05 \cdot 5400}{4,187} + \frac{12 \cdot 1,05 \cdot 5400}{4,187} = 343541 \text{ кВт}$$

де k – коефіцієнт врахування втрат в трубопроводах та апаратах, Q_0 – холодопродуктивність компресора в робочих умовах, кВт, n – час роботи одного компресора, год.

13.3 Витрати на оплату електроенергії

За цією статтею визначають витрати силової електроенергії, що використовується для роботи приводів компресорів, насосів і вентиляторів, установлених на основному холодильному обладнанні.

Річне споживання електроенергії розраховується за формулою:

$$W = \sum N_e \cdot K_c \cdot n$$

де N_e – номінальна потужність двигуна, кВт, K_c – коефіцієнт використання (0,7), n – час роботи обладнання при робочих умовах, год.

У Табл. 13.2 наведено список електроприводів, їхні технічні характеристики та результати розрахунку споживання електроенергії.

Табл. 13.2 Електроприлади

№	Назва обладнання	Робоча потужність, кВт	Кількість, шт	Час роботи, год	Спожита електроенергія кВт·год
1	Компресор	26,4	3	1200	95040
2	Компресор	19,3	1	5400	104220
3	Компресор	5,37	1	1200	6444
4	Двигуни вентиляторів конденсатора	0,4	10	3000	12000
5	Двигуни вентиляторів повітроохолодників	0,4	4	3000	4800

6	Двигуни вентиляторів повітроохолодників	0,4	2	3000	2400
7	Двигуни вентиляторів повітроохолодників	0,23	1	3000	690
8	Флюїдизаційний апарат	33	1	1200	39600

Загальне річне споживання електроенергії становить 265194 кВт·год.

За тарифом 4,32 грн за 1 кВт·год [11] витрати на оплату електроенергії дорівнюватимуть:

$$265194 \cdot 4,32 = 1145 \text{ тис. грн.}$$

13.4 Витрати на поповнення системи холодоагентом

Ці витрати безпосередньо залежать від продуктивності компресорів. Норма витрати холодоагенту при охолодженні з проміжним охолодженням становить 1,8 кг.

За умови, що вартість холодоагенту становить 400 грн/кг, витрати на його поповнення визначаються за формулою:

$$B_a = (200 \cdot 1,8) \cdot 400 = 144 \text{ тис. грн.}$$

13.5 Витрати на поповнення системи мастилом

Хоча після кожного компресора встановлено мастиловідділювач, частина мастила все ж виноситься під час роботи. Обсяг мастила, що втрачається, прямо залежить від тривалості роботи компресорів.

Річна потреба в мастилі розраховується за формулою:

$$M = \sum (g \cdot Z \cdot n) \cdot \frac{n}{n_1}$$

де g – норма витрати мастила на 1 циліндр поршневого компресора або на ротор гвинтового, кг/год; Z – кількість поршнів або роторів, шт; n – кількість годин роботи компресору, год; n_1 – нормативний час зміни мастила, год.

Для поршневих компресорів питомі втрати мастила становлять $g = 0,001$ кг/год, а нормативна тривалість їх роботи — 2700 годин.

$$M = \sum (0,001 \cdot 30 \cdot 5400) \cdot \frac{5400}{2700} = 324 \text{ кг}$$

Витрати на поповнення системи мастилом за ціни 570 грн/кг становитимуть:

						00. КМР 142.003.025.ПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			74

$$V_{\text{маст}} = 324 \cdot 570 = 185 \text{ тис. грн.}$$

13.6 Витрати на заробітну плату

Разом з НДС працівники за рік отримують 1860 тис. грн.

13.7 Амортизація обладнання

Розмір амортизаційних відрахувань для обладнання становить 10%.

$$6765 \cdot 0,1 = 676,5 \text{ тис. грн.}$$

13.8 Витрати на поточні ремонти

Витрати на поточні ремонти становлять 2% від суми амортизаційних відрахувань.

$$V_{\text{поточні}} = 676,5 \cdot 0,02 = 13,6 \text{ тис. грн.}$$

13.9 Утримання будівлі

Вартість будівлі приймається з розрахунку 3500 грн за 1 м² будівельної площі. Таким чином вартість будівлі буде складати

$$3500 \cdot 3240 = 11410 \text{ тис. грн.}$$

Амортизаційні відрахування на будівлі 2 %

$$11410 \cdot 0,02 = 228 \text{ тис. грн.}$$

13.10 Витрати цеху

Таблиця 13.3 містить узагальнену калькуляцію цехових витрат.

Табл. 13.3 Цехові витрати

Статті витрат	Значення показників, тис. грн
Електроенергія	1145
Мастило	185
Холодоагент	144
Оплата праці	1860
Амортизація	676,5
Поточні ремонти	13,6
Утримання будівлі	228
Разом	4252

13.11 Розрахунок собівартості одиниці виробленого холоду

Собівартість холоду:

$$C = \frac{1205000}{343541} = 14,3 \text{ грн./кВт} \cdot \text{год}$$

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		76

14. Електрообладнання та електропостачання

14.1 Загальні положення

На спроектованому овочесховищі встановлено чотири окремі холодильні агрегати (ХА), що живляться від трансформаторних підстанцій (ТП) у зв'язку з енергосистемою. Схема електропостачання передбачає два незалежних джерела живлення:

1. Введення №1 – основне, від трансформаторної підстанції району електричних мереж (ТП РЕМ) з номінальною напругою $U_{\text{ном}} = 10,5$ кВ;
2. Введення №2 – від трансформаторної підстанції підприємства з номінальною напругою $U_{\text{ном}} = 10,5$ кВ.

На трансформаторах встановлено захисти: диференціальне, струмове та максимальне струмове відсічення, а також захист від замикань на землю. Розподіл електроенергії всередині овочесховища здійснюється через кабельні лінії.

У холодильних установках з заданою холодопродуктивністю встановлено компресорні агрегати з номінальною потужністю $P_{\text{ном}}$ та інше допоміжне електрообладнання, розраховане на цілодобову експлуатацію. Після пуску основного технологічного устаткування електроприводи допоміжного обладнання працюють у режимі тривалого мало змінного навантаження ($\pm 10\%$ від $P_{\text{ном}}$).

Розподіл електроенергії на підприємстві з трансформаторами $S_{\text{ном}} = 2500$ кВА здійснюється на таких рівнях напруги:

- 380/220 В – для основного цехового обладнання та освітлення (робочого та аварійного);
- 12 В – для ремонтних робіт через місцеві трансформатори.

Основними електроприймачами ХА є асинхронні двигуни з короткозамкненим ротором. За категорією надійності вони відносяться переважно до 2-ї категорії.

Для забезпечення надійного живлення електроприймачів відповідної категорії застосовуються такі заходи:

1. Вибір структури електропостачання: власні потреби ХА живляться від незалежних джерел високої напруги (два ТП), підключених до окремих секцій розподільного пристрою (РП) на 10 кВ.
2. Резервування на стороні низької напруги за рахунок комутованої міжсекційної перемички між секціями РП, оснащеної двома роз'єднувачами та автоматичним вимикачем.

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		77

3. Потужність трансформаторів розраховується так, щоб одночасно забезпечувати живлення власних електроприймачів та приймачів аварійно відключеного джерела (ушкоджений трансформатор відключають власним перемикачем, а секцію підключають через міжсекційну перемичку до працюючого трансформатора).

Для підвищення надійності та перспективного розвитку мережі підприємства передбачено резервні ланки з відповідними апаратами на кожній секції РП ТП для груп електроприймачів та окремих приймачів, а також у цехових шафах силових розподільних пунктів встановлені резервні електроапарати.

14.2 Низьковольтна мережа

Основне цехове споживання електроенергії здійснюється при напрузі 380/220 В. Головними електроприймачами холодильних агрегатів (ХА) є асинхронні двигуни з короткозамкненим ротором. При групуванні приймачів слід враховувати їх однотипність, вид навантаження та споживану потужність.

Для підвищення коефіцієнта потужності до нормативного значення 0,92 на кожній секції РП встановлюються батареї статичних конденсаторів (КУ1, КУ2). Розподіл електроенергії між приймачами здійснюється при напрузі 380/220 В від шаф РПр (0,4 кВ) трансформаторної підстанції через відповідні розподільні пункти РП1 та РП2 на технологічних ділянках ХА.

Відповідно до вимог ПУЕ передбачено три види освітлення: робоче, аварійне та місцеве. Робоче освітлення виробничих приміщень забезпечується освітлювальними установками (ОУ) з люмінесцентними лампами типу ЛДЦ. Аварійне освітлення виконано за допомогою ламп розжарювання. Місьцеве освітлення передбачене для приміщень РПр та перед фасадами шаф КВПіА і виконується газорозрядними лампами низького тиску (люмінесцентними).

Живлення мереж робочого та аварійного освітлення організоване від різних секцій трансформаторної підстанції для забезпечення надійності. Крім того, передбачена мережа безпечної зниженої напруги 12 В для проведення ремонтних робіт, яка живиться через стаціонарні понижувальні трансформатори 220/12 В.

14.3 Високовольтна мережа

Приймання електроенергії для холодильних агрегатів (ХА) від джерел живлення та її розподіл між цеховими трансформаторними підстанціями здійснює розподільний пристрій (РПр) із відповідною кількістю елементів. РПр розташований поруч із більш потужними першим і другим агрегатами, що забезпечує мінімальну відстань до центру електричних навантажень.

Конструктивно РПр виконано у вигляді комплектного набору шаф від відповідного заводу-виробника відповідно до сучасних проектних рішень. Електролінія, що з'єднує РПр ТП з шафами районної ТП, підключається до комплектного розподільного пристрою КРПр силовими кабелями 10 кВ через роз'єднувач і масляний вимикач (або високовольтний запобіжник).

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		78

Холодильні установки живляться силовими кабелями від відповідних шаф КРІр. На високовольтній стороні трансформаторної підстанції встановлені високовольтні запобіжники, роз'єднувачі та вимірвальні трансформатори струму.

Вибір високовольтного електрообладнання для лінії живлення трансформаторної підстанції здійснюється шляхом порівняння паспортних характеристик апаратів із результатами розрахунків струмів короткого замикання (КЗ).

14.4 Визначення номінальної потужності електродвигунів, що приводять у дію компресори, вентилятори та конденсатори.

Номінальну потужність електродвигунів компресорів визначають за паспортними даними виробників. Потужність приводів вентиляторів можна розрахувати з достатньою точністю, використовуючи їхні технічні характеристики:

$$P_{\text{ном}} = \frac{1,1 \cdot Q_{\text{н}} \cdot H_{\text{н}} \cdot 10^{-2}}{3670 \cdot \eta}$$

де $Q_{\text{н}}$ – продуктивність вентилятора, м³/год, $H_{\text{н}}$ – напір вентилятора, η – ККД вентилятора, $\eta = 0,91$.

Електродвигуни для приводів компресорів і вентиляторів підбираються відповідно до їх потужності. Критерієм вибору є:

$$P > P_{\text{дв}}$$

Номінальний струм

$$I_{\text{н}} = \frac{P_{\text{н}} \cdot 10^3 \cdot \beta}{\sqrt{3} \cdot 0,38 \cdot 10^3 \cdot \cos \varphi \cdot \eta}$$

де β – коефіцієнт використання, $\beta = 1$, η – ККД двигуна.

Розрахунок для вентилятора Guntner S-GHN 040.2H/212:

$$P_{\text{ном}} = \frac{1,1 \cdot Q_{\text{н}} \cdot H_{\text{н}} \cdot 10^{-2}}{3670 \cdot \eta} = \frac{1,1 \cdot 6280 \cdot 24 \cdot 10^{-2}}{3670 \cdot 0,91} = 0,49 \text{ кВт}$$

$$I_{\text{н}} = \frac{P_{\text{н}} \cdot 10^3 \cdot \beta}{\sqrt{3} \cdot 0,38 \cdot 10^3 \cdot \cos \varphi \cdot \eta} = \frac{0,49 \cdot 10^3 \cdot 1}{\sqrt{3} \cdot 0,38 \cdot 10^3 \cdot 0,88 \cdot 0,91} = 1 \text{ А}$$

14.5 Магнітні пускачі.

Магнітні пускачі застосовують для дистанційного керування асинхронними електродвигунами різної потужності. Їх можуть монтувати як на пультах управління, так і поруч із самими двигунами. Для запобігання перевантаженню електродвигунів у конструкцію пускачів вбудовано теплове реле.

Вибір магнітних пускачів здійснюється з урахуванням таких умов:

$$I_{мп} > I_{н.дв.}$$

$$U_{мп} = U_{н.дв.}$$

$$I_{спр.т.р.} > 1,1I_M$$

де $I_{мп}$ і I_n – номінальний струм магнітного пускача та двигуна, відповідно, $I_{спр.т.р.}$ – струм спрацьовування теплового реле. Результати вибору наведені в Табл. 14.4.

Табл. 14.4 Магнітні пускачі

№	I_n , А	$1,1I_n$, А	Магнітний пускач		Теплове реле	
			Тип	I_n , А	Тип	I_n , А
1	160	176	СЕМ95.00-230V	95	RE117.2D	200
2	1	2	СЕМ9.10-230V	9	RE27D-2,8	6
3	1	2	СЕМ9.10-230V	9	RE27D-2,8	6
4	83	92	СЕМ95.00-230V	95	RE117.2D	200
5	1	2	СЕМ9.10-230V	9	RE27D-2,8	6
6	1	2	СЕМ9.10-230V	9	RE27D-2,8	6
7	10,4	13	СЕМ25.00-230V	25	RE67.2D-30	30
8	1	2	СЕМ9.10-230V	9	RE27D-2,8	6

14.6 Автоматичні повітряні вимикачі.

Автоматичні повітряні вимикачі (автомати) призначені для захисту електричних мереж і приймачів від пошкоджень, спричинених струмами, що перевищують допустимі значення, зокрема струмами короткого замикання.

Такі вимикачі виготовляються з електромагнітними або комбінованими роз'єднувачами. Вибір автоматичних вимикачів здійснюється відповідно до таких умов:

$$I_{н.а.} > I_{л}$$

$$U_{н.а.} > U_{л}$$

$$\sum I_{с.р.} > 1,25 \cdot I_{пуск}$$

$$I_{т.р.} > \beta \cdot I_{н}$$

де $I_{н.а.}$ і $U_{н.а.}$ – номінальний струм і напруга автоматів, $I_{л}$ і $U_{л}$ – струм і напруга лінії, $I_{с.р.}$ – струм спрацювання електромагнітного роз'єднувача, $I_{пуск}$ – пусковий струм двигуна, $I_{т.р.}$ – струм спрацювання теплового роз'єднувача. Результати вибору наведені в Табл. 14.5 та Табл. 14.6.

Табл. 14.5 Вибір вимикачів

№	Назва позиції	$I_{н},$ А	$I_{пуск},$ А	$1,25 \cdot I_{пуск},$ А	Автомати			
					Тип	$I_{н.а.},$ А	$I_{т.р.},$ А	$I_{с.р.},$ А
1	Вентилятори ПО Guntner	10,4	6	9	EB2S160\3LF16A 3р	16	1,5	50
2	Вентилятори ПО Guntner	1	2	9	EB2S160\3LF16A 3р	16	1,5	50

Табл. 14.6 Вибір вимикачів

№	Назва позиції	$I_{н},$ А	$I_{пуск},$ А	$1,25 \cdot I_{пуск},$ А	Автомати			
					Тип	$I_{н.а.},$ А	$I_{т.р.},$ А	$I_{с.р.},$ А
1	Вентилятори конденсатора Thermokey	2,9	5,4	9	EB2S160\3LF16A 3р	16	1,5	50
2	Вентилятори конденсатора Thermokey	2,5	2,6	9	EB2S160\3LF16A 3р	16	1,5	50
3	Вентилятори конденсатора Thermokey	2,4	2,5	9	EB2S160\3LF16A 3р	16	1,5	50

14.7 Розрахунок та вибір шафи розподільчого пункту №1

Виконуємо розрахунок електричного навантаження, що створюється повітряними охолоджувачами та конденсаторами холодильних агрегатів №1 і №2, на шинах шафи розподільчого пункту №1.

Середнє значення потужності для найбільш завантаженої зміни становить:

$$P_{зм} = K_{в} \cdot P_{н}$$

де K_B – коефіцієнт використання, P_H – номінальна потужність.

Середнє значення реактивної потужності під час найбільш навантаженої зміни становить:

$$Q_{зм} = P_{зм} \cdot \tan \varphi$$

Результати наведені в Табл. 14.7.

Табл. 14.7 Вибір шафи

№	Приймач	К-сть	$\sum P_H$, кВт	$P_{зм}$, кВт	$Q_{зм}$, квар	K_B	$\cos \varphi$	$\tan \varphi$
1	Вентилятори повітряного конденсатора Thermokey	5	2,9	2,64	3,4	0,75	0,93	0,62
2	Вентилятори повітряного конденсатора Thermokey r	2	2,5	2,4	1,63	0,75	0,93	0,62
3	Вентилятори повітряного конденсатора Thermokey r	2	2,4	2,4	1,63	0,75	0,93	0,62
4	Вентилятори охолоджувача повітря Guntner	12	6	5,42	3,090	0,91	0,87	0,57
5	Вентилятори охолоджувача повітря Guntner	12	6,1	5,54	3,159	0,91	0,87	0,57
Разом		-	116,7	94,56	23,5	-	-	-

З таблиці $K_M = f(ne, Ku)$, знаходимо $K_M = 1,7$.

Розрахункове значення активної потужності

$$P_p = K_M \cdot \sum P_{зм} = 1,7 \cdot 94,56 = 160,75 \text{ кВт}$$

Розрахункове значення реактивної потужності

$$Q_p = 1,1 \cdot Q_{зм} = 1,1 \cdot 23,5 = 25,85 \text{ квар}$$

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		83

Розрахункове значення повної потужності

$$S_p = \sqrt{P_p^2 + Q_p^2} = \sqrt{160,75^2 + 25,85^2} = 162,8 \text{ кВА}$$

Коефіцієнт потужності РП:

$$\cos \varphi = \frac{P_p}{S_p} = \frac{160,75}{162,8} = 0,98$$

Значення розрахункового і короткочасного струму:

$$I_p = \frac{S_p}{1,732 \cdot U} = \frac{162,8}{1,732 \cdot 0,38} = 247,35 \text{ А}$$

$$I_{max} = I_{п max} + I_p = 126 + 247,35 = 373,35 \text{ А}$$

Приймаємо до встановлення шини типу ШРА–400, розраховану на струм $I_H = 400 \text{ А}$. Обираємо стандартну шафу типу ПР9231 (виконання 128) та розміщуємо в ній усе необхідне електрообладнання.

14.8 Розрахунок та вибір шафи розподільчого пункту №2

Виконуємо розрахунок електричного навантаження, що створюється повітряними охолоджувачами та конденсаторами холодильних агрегатів №1 і №2, на шинах шафи розподільчого пункту №2.

Середнє значення потужності для найбільш завантаженої зміни становить:

$$P_{зм} = K_B \cdot P_H$$

де K_B – коефіцієнт використання, P_H – номінальна потужність.

Середнє значення реактивної потужності під час найбільш навантаженої зміни становить:

$$Q_{зм} = P_{зм} \cdot \tan \varphi$$

Результати наведені в Табл. 14.8.

Табл. 14.8 Вибір шафи

№	Приймач	К-сть	$\sum P_H$, кВт	$P_{зм}$, кВт	$Q_{зм}$, квар	K_B	$\cos \varphi$	$\tan \varphi$
1	Вентилятори КД	2	2,5	2,4	1,63	0,75	0,93	0,62
2	Вентилятори КД	2	2,4	2,4	1,63	0,75	0,93	0,62
3	Вентилятори ПО Guntner	6	6,3	5,7	3,247	0,91	0,87	0,57

4	Вентилятори ПО Guntner	2	6,3	5,7	3,247	0,91	0,87	0,57
Разом		-	110	89,21	22,72	-	-	-

З таблиці $K_M = f(ne, Ku)$, знаходимо $K_M = 1,7$.

Розрахункове значення активної потужності

$$P_p = K_M \cdot \sum P_{зм} = 1,7 \cdot 89,21 = 151,65 \text{ кВт}$$

Розрахункове значення реактивної потужності

$$Q_p = 1,1 \cdot Q_{зм} = 1,1 \cdot 22,72 = 25 \text{ квар}$$

Розрахункове значення повної потужності

$$S_p = \sqrt{P_p^2 + Q_p^2} = \sqrt{151,65^2 + 25^2} = 153 \text{ кВА}$$

Коефіцієнт потужності РП:

$$\cos \varphi = \frac{P_p}{S_p} = \frac{149,1}{151} = 0,99$$

Значення розрахункового і короткочасного струму:

$$I_p = \frac{S_p}{1,732 \cdot U} = \frac{151}{1,732 \cdot 0,38} = 232,5 \text{ А}$$

$$I_{max} = I_{п max} + I_p = 42,6 + 232,5 = 275,06 \text{ А}$$

Приймаємо до встановлення шину типу ШРА–400, розраховану на струм $I_H = 400 \text{ А}$. Обираємо стандартну шафу типу ПР9231 (виконання 128) та розміщуємо в ній усе необхідне електрообладнання.

14.9. Вибір кількості та розрахунок потужності трансформаторів для трансформаторної підстанції

Для забезпечення надійного та безперебійного електроживлення споживачів II категорії, до яких належать холодильні агрегати (ХА), передбачено встановлення двотрансформаторної підстанції. У разі виходу з ладу одного з трансформаторів, другий трансформатор забезпечує живлення системи з урахуванням допустимих перевантажень.

Потужність силових трансформаторів визначається за такими умовами:

- забезпечення роботи у нормальному режимі;
- резервування живлення електроприймачів із врахуванням допустимого коефіцієнта перевантаження:

$$K_T = 1,15 \leq 1,4$$

Номінальну потужність трансформаторів обирають, виходячи з максимального навантаження S_p . Відповідно до вимог ПУЕ, номінальна потужність трансформатора не повинна перевищувати 0,75 прогнозованого максимуму навантаження $K_1 = 0,75$.

Допустимий коефіцієнт перевантаження приймаємо $K_2(t) = 1,1$.

Отже, умови вибору трансформаторів визначаються наведеними співвідношеннями.

$$S \geq \frac{S_p}{\beta_u(t) \cdot 0,75}$$

Табл. 14.9 Вибір трансформаторів

Назва РП та індивідуальних приймачів	P_H , кВт	$P_{ЗМ}$, кВт	$Q_{ЗМ}$, квар	$\tan \varphi$	$\cos \varphi$	K_B
Компресори поршневі	91	187	82	0,46	0,91	0,8
Компресори поршневі	47,4	89	41,2	0,46	0,91	0,8
Компресори поршневі	11,1	38,4	17,7	0,46	0,91	0,8
РП1	116,7	91,64	23,82	0,2	0,98	0,8
РП2	110	50,64	13,47	0,2	0,99	0,8
Приточні вентилятори						
Освітлення	71,5	57,2	10,7	0,62	0,93	0,8
Загалом	405,78	327,48	106,89	-	-	-

$k_{зг} = 0,75$ – коефіцієнт завантаження; $t = 12$ год – час перевантаження.

Визначаємо:

- коефіцієнт перевантаження: $\beta_u(t) = f(k, t) = 1,1$

- номінальну потужність трансформатора:

Розрахункове значення активної потужності

$$P_p = K_M \cdot \sum P_{ЗМ} = 1,7 \cdot 327,48 = 557 \text{ кВт}$$

Розрахункове значення реактивної потужності

$$Q_p = 1,1 \cdot Q_{ЗМ} = 1,1 \cdot 603,2 = 118 \text{ квар}$$

Розрахункове значення повної потужності

						00. КМР 142.003.025.ПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			86

$$S_p = \sqrt{P_p^2 + Q_p^2} = \sqrt{557^2 + 118^2} = 392 \text{ кВА}$$

Зазначене значення потужності слід врахувати під час розрахунку та вибору трансформатора, призначеного для забезпечення електроживлення цеху.

$$(S_n)_p = \frac{392}{1,1 \cdot 0,75} = 330 \text{ кВА}$$

До встановлення приймаємо 2 трансформатори типу ТМ-400.

Табл. 14.10 Технічні характеристики трансформатора

Номинальна потужність, кВА	Втрати холостого ходу, кВт	Номинальна напруга, кВ		Втрати короткого замикання, кВт	Струм холостого ходу, %	Схема і група з'єднання обмоток
		Висока	Низька			
400	3,85	10	0,4	12,7	3	У/Д-11

14.10. Висновок

У цьому дипломному проєкті виконано розрахунок елементів зовнішньої та внутрішньої розподільчої мережі системи електропостачання холодильного овочесховища.

Після визначення потужності електродвигунів допоміжного обладнання холодильних агрегатів (ХА), а також розрахункових навантажень на шини розподільчого пункту (РП) і розподільчого пристрою трансформаторної підстанції (РПр ТП), було здійснено підбір та розрахунок низьковольтного електрообладнання — магнітних пускатів, автоматичних, масляних або повітряних вимикачів, цехових шаф РП та лінійних шаф РПр на 0,4 кВ.

Отримані результати дозволили обґрунтовано визначити необхідну потужність трансформаторів, що підлягають установці на трансформаторній підстанції.

15. Автоматизація системи холодильної установки

Широке впровадження автоматизованих систем керування зумовлене значним економічним ефектом, який досягається завдяки: забезпеченню стабільної якості продукції незалежно від людського фактору; зменшенню втрат цінних матеріалів; скороченню трудомісткості виробничих процесів; підвищенню рівня організації та культури виробництва тощо.

Сучасний етап розвитку промисловості характеризується все ширшим застосуванням автоматизованих систем керування технологічними процесами. Це пояснюється концентрацією виробництва, зростанням потужностей підприємств, переходом до поточних і безперервних методів виробництва, використанням високопродуктивного обладнання та сучасних засобів автоматизації.

Холодильна установка з температурою кипіння $t_0 = -10$ °С повинна функціонувати в межах оптимального експлуатаційного режиму, забезпечуючи стабільне підтримання необхідного температурного режиму у напівавтоматичному режимі роботи. У процесі експлуатації такі режими потребують постійного контролю та регулювання, що є однією з ключових функцій інженерно-технічного персоналу підприємства.

Табл. 15.1 Параметри режиму холодильної установки

№	Параметр, що визначається режимом холодильної установки	Величина
1	Тиск парів фреону, що всмоктуються в компресор	$P_0 = 0,029$ Мпа
2	Тиск нагнітання з компресору	$P_{\text{конд.}} = 1,43$ Мпа
3	Температуру кінця стискування	$t_2 = 111$ °С
4	Тиск мастила на виході з масляного насоса	$P_{\text{мас.}} = 0,2$ Мпа
5	Різниця тисків між картером компресора та тиском в системі змащування компресор	$\Delta P_{\text{мас.}} = 0,17$ Мпа

Для вимірювання температури, тиску, а також різниці тисків фреону та мастила застосовуються добре відомі прилади — термометри, манометри, мановакуумметри, датчики переміщення та реле струму. Використання контрольно-вимірювальних приладів (КВП) і аналіз їхніх показників для регулювання роботи холодильної установки є ключовою умовою її ефективної та безпечної експлуатації.

Для забезпечення температури кипіння $t_0 = -10$ °С у компресорному відділенні встановлено холодильні установки на фреоні типу FX PP 450 R507. До складу кожної установки входять компресор, випарник, електродвигун, масловіддільник, елементи трубопроводної арматури та шафа керування, що забезпечують надійну та ефективну роботу системи.

Регулювання роботи компресора, що входить до складу машини FX PP 450, здійснюється за допомогою системи датчиків і перетворювачів, які забезпечують контроль основних параметрів.

Пароподібний фреон надходить до компресора з випарника. На лінії всмоктування встановлено датчики-перетворювачі тиску та температури фреону. На нагнітальній стороні компресора розміщені аналогічні датчики для вимірювання тиску та температури робочого агента.

Для захисту електродвигуна застосовуються датчики-перетворювачі струму та температури обмоток статора. У системі мащення встановлено датчики-перетворювачі тиску та температури мастила після насоса.

Система регулювання продуктивності компресора оснащена датчиком-перетворювачем тиску мастила, яке подається на гідравлічні поршні золотника, а також датчиком швидкості його переміщення.

Усі сигнали з датчиків передаються на контролер, який забезпечує автоматичне керування, регулювання, моніторинг і профілактичний захист роботи компресора. Контролер обладнаний індикатором і реєструвальним блоком, що дозволяє зберігати та переглядати параметри роботи протягом 1000 годин експлуатації.

Датчики-перетворювачі спроектовані таким чином, щоб не мати безпосереднього контакту з робочим середовищем, параметри якого вони вимірюють.

Специфікацію на прилади та засоби автоматизації розроблено для одного компресорного агрегату.

Табл. 15.2 Специфікація на прилади автоматизації

№	Параметр середовища	Найбільше значення	Місце установки	Найменування і характеристики	Тип приладу	К-ть	Завод виготовлювач
1	Тиск	0,03 МПа	По місцю	-	PICT	2	GEA Grasso
2	Температура	0°C	По місцю	-	TI	2	GEA Grasso
3	Переміщення	-	По місцю	-	GIBT	2	GEA Grasso
4	Струм	250А	По місцю	-	EICT	2	GEA Grasso
5	Температура	80°C	По місцю	-	TSZA	2	GEA Grasso
6	Температура	150°C	По місцю	-	TIZA	2	GEA Grasso
7	Температура	120°C	По місцю	-	PIZAT	2	GEA Grasso
8	Температура	40°C	По місцю	-	TIZA	2	GEA Grasso
9	Тиск	0,38 МПа	По місцю	-	PIT	2	GEA Grasso

00. КМР 142.003.025.ПЗ

Архиви

89

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

16. Охорона праці

Розроблення холодильного комплексу для зберігання та заморожування ягід у місті Чернігів здійснюється із застосуванням сучасних технологій, що забезпечують високий рівень автоматизації та відповідність чинним стандартам охорони праці. Дотримання встановлених норм дозволяє мінімізувати ризики травмування працівників, пошкодження обладнання та попередити вихід з ладу важливих елементів системи. Використання холодильних установок на холодоагентах типу HFC знижує потенційну небезпеку для персоналу, проте особливу увагу необхідно приділяти електробезпеці. Основною робочою зоною є машинне відділення, яке буде облаштовано відповідно до вимог техніки безпеки та охорони праці.

Одним із головних ризиків під час експлуатації холодильних систем є можливість раптового пошкодження обладнання (випарників, конденсаторів, компресорів, трубопроводів тощо), що може спричинити витік шкідливих парів або газів.

16.1 Умови праці

Машинне відділення є основним місцем роботи обслуговуючого персоналу. У процесі експлуатації холодильного обладнання на працівників можуть впливати такі шкідливі та небезпечні фактори:

- Недостатня освітленість робочої зони, що ускладнює обслуговування обладнання та знижує рівень безпеки.
- Підвищений рівень шуму та вібрації, який може призвести до погіршення слуху або перевтоми.
- Рухомі, незахищені частини обладнання, що створюють небезпеку механічних травм.
- Посудини та агрегати, що працюють під тиском, які становлять ризик вибуху або витіку холодоагенту у випадку пошкодження.
- Небезпечна напруга в електричному колі, що може викликати електротравми при несправності або недостатньому заземленні.

16.2 Нормативно-технічна документація на робочому місці

У машинному відділенні ведеться щоденний журнал роботи холодильних установок. У пункті управління та безпосередньо в машинному відділенні повинні бути розміщені затверджені інструкції, які регламентують діяльність персоналу:

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		90

- з експлуатації холодильних установок;
- з технічного обслуговування машин, апаратів і охолоджувальних пристроїв;
- з роботи контрольно-вимірювальних приладів і систем автоматизації;
- з пожежної безпеки;
- з охорони праці, включаючи порядок дій при ураженні електричним струмом і під час аварійних ситуацій.

Кожен працівник зобов'язаний ознайомитися з інструкціями під розпис. Також у пункті управління зберігаються:

- річні та місячні графіки планово-попереджувальних ремонтів;
- схеми трубопроводів холодоагентів HFC, масляних і водяних систем із позначенням запірно-регулювальної арматури та приладів автоматики;
- інформація про місце розташування засобів індивідуального захисту (протигази, захисні костюми тощо);
- контактні телефони служб екстреного реагування — швидкої допомоги, пожежної охорони, електромереж, штабу цивільного захисту, поліції, старших змін, а також організації, що обслуговує систему автоматики холодильних установок.

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		91

17. Цивільний захист

В Україні спостерігається висока концентрація промислових підприємств у певних регіонах, де зосереджені великі виробничі комплекси, значна частина яких належить до категорії потенційно небезпечних об'єктів. Така ситуація істотно підвищує ризик виникнення техногенних надзвичайних ситуацій. Для своєчасного реагування та ефективного захисту населення і виробничого персоналу важливим елементом системи безпеки є налагоджена система оповіщення, яка функціонує через пункти управління цивільного захисту (ЦЗ).

Основними сигналами оповіщення для органів управління ЦЗ є: «Повітряна тривога», «Відбій повітряної тривоги», «Хімічна небезпека (ХН) та «Радіаційна небезпека (РН). Інформація про можливість повітряного нападу передається з підрозділів протиповітряної оборони, а повідомлення про хімічну чи радіаційну загрозу надходять від штабу оперативного напрямку. Крім того, рішення щодо подачі сигналів «ХН» і «РН» у межах області або міста може ухвалювати начальник цивільного захисту області, спираючись на прогнози щодо хімічної, радіаційної чи біологічної ситуації.

17.1 Вимоги керівних документів щодо організації оповіщення населення у надзвичайних ситуаціях

Одним із найважливіших завдань системи цивільного захисту є завчасна організація оповіщення органів управління, формувань ЦЗ та населення про можливу небезпеку або загрозу виникнення надзвичайної ситуації. Цей захід має особливе значення у випадку раптових подій як мирного, так і воєнного часу, адже своєчасне сповіщення суттєво зменшує кількість жертв і дозволяє швидше організувати заходи з евакуації та порятунку людей.

Для забезпечення ефективного оповіщення застосовуються різні канали та технічні засоби, серед яких:

- засоби зв'язку – телефон, радіо, телебачення;
- засоби масової інформації – телевізори, радіоприймачі, інтернет-ресурси;
- електросирени та системи централізованого оповіщення;
- допоміжні засоби – гучномовці, транспортні засоби з гучномовними установками, мобільні повідомлення тощо.

Для сповіщення населення про можливу небезпеку — стихійні лиха, аварії, катастрофи на підприємствах або транспорті, а також у разі воєнних дій — використовується попереджувальний сигнал «Увага всім!». Його подають за допомогою електросирен, виробничих гудків та інших звукових пристроїв.

Після отримання цього сигналу громадяни повинні негайно увімкнути радіо, телевізор або інші засоби трансляції, щоб прослухати офіційне екстрене повідомлення.

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		92

Основним способом оповіщення населення у надзвичайних ситуаціях — як у мирний, так і у воєнний час — є мовна інформація, що передається через засоби масової інформації (радіо, телебачення, інтернет-ресурси).

У воєнний період передбачено використання таких сигналів:

- «Повітряна небезпека»;
- «Закінчення повітряної небезпеки»;
- «Загроза хімічного зараження»;
- «Загроза радіаційного зараження».

У мирний час застосовуються такі повідомлення:

- «Аварія на атомній електростанції»;
- «Аварія на хімічно небезпечному об'єкті»;
- «Повінь»;
- «Про можливий землетрус»;
- «Штормове попередження».

Приклад екстреного повідомлення у разі аварії на хімічному підприємстві може мати такий вигляд:

«Увага! Говорить штаб Цивільного захисту міста. Громадяни! Відбулася аварія на підприємстві з викидом аміаку. Хмара зараженого повітря рухається в напрямку селища Пролетарка. У зоні хімічного зараження — завод «Прогрес» і селище Пролетарка. Населення на вулицях Некрасова, Кузнечній, Заводській і Степанова повинно залишатися в приміщеннях, щільно зачинити вікна й двері. Жителі вулиць Зарічна, Зелена та Ямська повинні терміново евакуюватися в район гори Лиса. Повідомте сусідів і дійте згідно з вказівками штабу ЦЗ».

17.2 Схема оповіщення виробничого персоналу підприємства у робочий та неробочий час

Надійна система зв'язку та оповіщення є одним із ключових елементів забезпечення безпеки працівників під час надзвичайних ситуацій. Схема оповіщення персоналу підприємства наведена у додатку №1. Її робота базується на використанні існуючих державних і місцевих систем зв'язку — телефонного, телеграфного, селекторного, гучномовного зв'язку тощо.

Для оперативного інформування підприємства про надзвичайну ситуацію застосовуються радіотрансляційний вузол і сирени, які підключені до загальноміської системи оповіщення. Система повинна бути спроектована так, щоб сигнали та розпорядження цивільного захисту були чітко чутні в будь-якій частині об'єкта. У приміщеннях з підвищеним рівнем шуму (наприклад, у компресорному цеху) рекомендується встановлювати додаткові сигнальні пристрої — світлові табло, потужні дзвінки або сирени.

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		93

Надійність зв'язку забезпечується його дублюванням і захистом комутаційного обладнання у спеціальних захисних спорудах. Як резервний засіб сповіщення призначаються відповідальні працівники-розсилні, а для зв'язку з керівництвом — використовується телефонний і радіозв'язок.

Після отримання повідомлення про надзвичайну ситуацію черговий диспетчер негайно передає інформацію на вузол зв'язку підприємства, а далі повідомляє чергові зміни аварійних служб, начальника караулу воєнізованої охорони, керівництво цехів і персонал, який перебуває в межах санітарно-захисної зони. Після цього оповіщаються керівництво підприємства, штаб ЦЗ, оперативні чергові міських служб, підрозділи МВС та інші відповідальні структури.

Начальник караулу воєнізованої охорони також повідомляє сусідні підприємства та організації, розташовані поблизу. Спільно зі штабом цивільного захисту і міським відділом МВС проводиться оповіщення органів місцевої влади, установ, підприємств і населення.

Подальші дії керівництва та персоналу визначаються відповідно до типу небезпеки і вказані у додатку №1.

У цьому розділі дипломного проекту розглянуто питання організації системи оповіщення в межах цивільного захисту під час надзвичайних ситуацій із використанням сучасних засобів зв'язку для швидкої передачі та поширення інформації.

17.3 Висновок

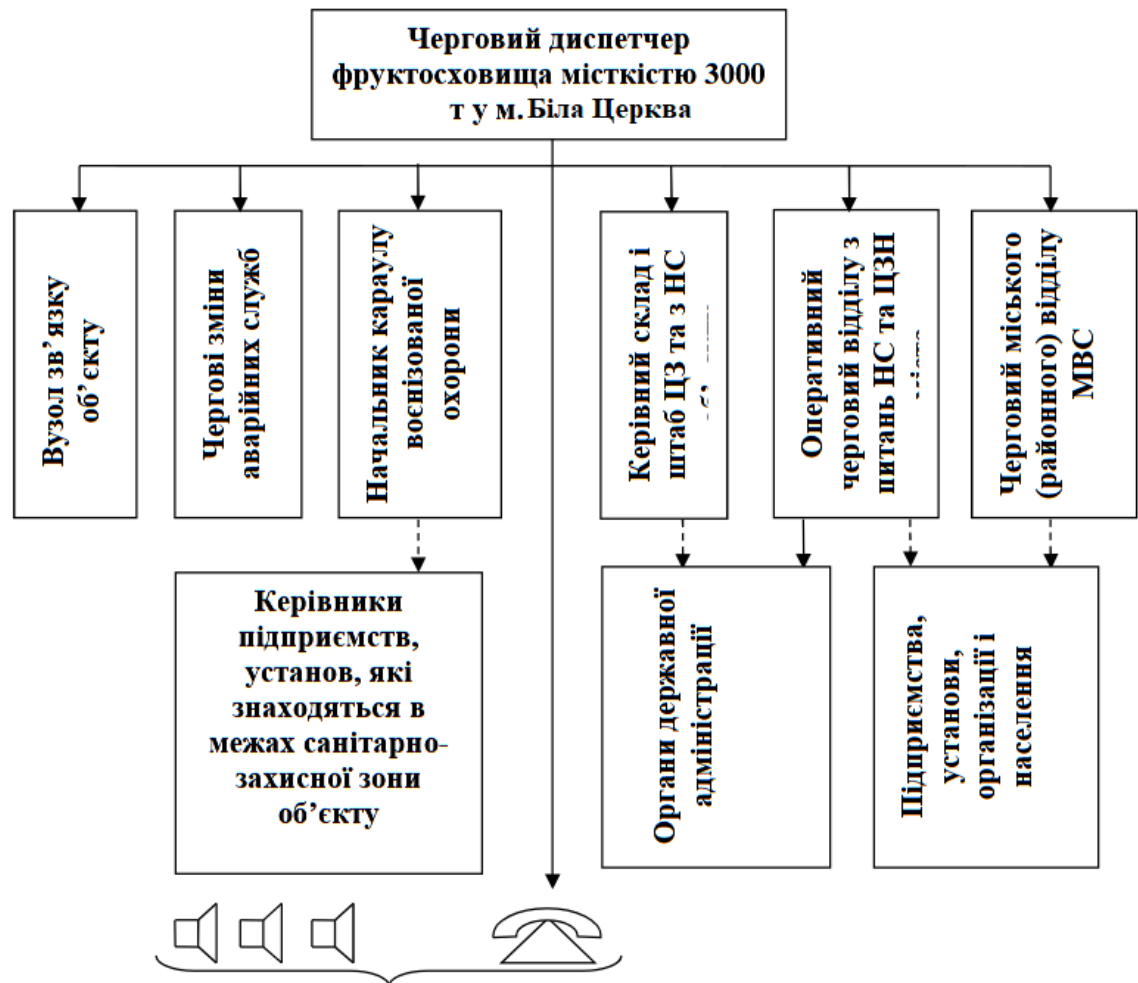
Система цивільного захисту передбачає чітко налагоджену структуру евакуаційних заходів і засобів індивідуального та колективного захисту. Їх ефективне поєднання з надійною та оперативною системою оповіщення як виробничого персоналу підприємства, так і населення, що перебуває в зоні небезпеки, дозволяє істотно зменшити або повністю запобігти негативним і трагічним наслідкам надзвичайних ситуацій.

“ЗАТВЕРДЖУЮ”
Начальник цивільного захисту міста
(району, області)

“ ” 20 р.

СХЕМА

оповіщення персоналу об’єкту, керівників підприємств, установ, організацій і населення, які попадають в зону хімічного зараження



Персонал об’єкту, цехи, люди, які знаходяться в межах санітарно-захисної зони району

Умовні позначення:
 — Прямий телефонний зв’язок через АТС
 - - - - Радіотрансляційна мережа

Начальник цивільного захисту
фруктосховища місткістю 3000 т
міста
 у м. Біла Церква

“УЗГОДЖЕНО”
Начальник відділу з питань НС та ЦЗ
Начальник відділу внутрішніх справ міста

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

00. КМР 142.003.025.ПЗ

Список використаної літератури

1. Масліков, М.М. Холодильна технологія харчових продуктів: Навчальний посібник.– К.: НУХТ, 2007.–335 с.
2. Бодак М. П. Холодильна технологія та технічні засоби її забезпечення: підручник / М. П. Бодак, І. В. Сирохман ; Центр. спілка споживчих товариств України, Львів. трг.-екон. ун-т. – Львів : Вид-во Львів. трг.-екон. ун-ту, 2018. – 412 с.
3. Хмельнюк М. Г., Подмазко О. С. Холодильні установки спеціального призначення : підручник. Херсон : Грінь Д.С., 2013, 488 с.
4. Чумак І. Г., Чепурненко В. П., Лар'янівський С. Ю. Холодильні установки : підручник у 2-х книгах. Київ : Либідь, 1995.
5. Холодильные установки. Проектирование : учеб. пособие / И. Г. Чумак и др. 3-е изд., перераб. и доп. Одесса : Друк, 2007. 480 с.
6. Бурдо О. Г., Милинчук С. И., Мордынский В. П., Харенко Д. А. Техника блочного вымораживания : монография. Одесса : Полиграф, 2011. - 294 с.
7. www.en.wikipedia.org/wiki/Organic_Rankine_cycle - WikiprdiA
8. www.climeon.com - Climeo. Creating a sustainable future with waste heat recovery
9. www.primeholod.com.ua/uk - Праймхолод
10. www.delaval.com – ДеЛаваль
11. <https://mev.gov.ua/storinka/taryfy-ta-tsiny> - Міністерство енергетики

					00. КМР 142.003.025.ПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		96