

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



## ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

**Дослідження Підвищення енергоефективності системи охолодження  
молокозаводу м. Тернопіль**

Здобувача Коханський А. Ф.  
2 курсу ХМ-161МН групи  
Керівник к.т.н.доц. Жихарева Н.В.  
Консультанти: к.т.н.доц. Жихарева Н.В.  
к.т.н.доц. Когут В. О.

**Кваліфікаційна робота допускається до захисту**

Рішення кафедри від \_\_\_\_\_ протокол № 22  
Завідувач кафедри ХУКП \_\_\_\_\_ Михайло ХМЕЛЬНЮК

Факультет	<u>Низькотемпературної техніки та інженерної механіки</u>
Кафедра	<u>Холодильних установок і кондиціонування повітря</u>
Ступень вищої освіти	<u>Магістр</u>
Спеціальність	<u>142 «Енергетичне машинобудування»</u>
Освітньо-наукова програма	<u>Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря</u>

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри  
д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.  
«\_\_\_» \_\_\_\_\_ р.

**З А В Д А Н Н Я**

**НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА**

Коханський Андрій Федорович  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Підвищення енергоефективності системи охолодження молокозаводу м. Тернопіль».

Затверджена наказом академії від 31.10.2022р. наказ № № 784-03.

2. Термін задачі здобувачем закінченої роботи: 01.06.2024

3. Вихідні дані роботи: м. Тернопіль, молокозавод, збільшення продуктивності на 50т/добу готової продукції, передбачити камери зберігання сировини (охолодженої, замороженої), холодоагент R404a, теплоізоляційні конструкції сендвіч-панелі на основі пінополіуретану.

4. Перелік питань, які потрібно розробити: техніко-економічне обґрунтування, розрахунок камери заморожування вершкового масла, підбір оптимальної товщини ізоляції, тепломісткість камери.

5. Перелік матеріалу: актуальність теми, мета роботи та задачі дослідження, покращення енергоефективного холодопостачання молокозаводу.

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

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н.доц. Жихарева Н.В.		
Економічний розділ	к.т.н.доц. Жихарева Н.В.		

7. Дата видачі завдання: 31.10.2022

Керівник \_\_\_\_\_ Жихарева Н.В.  
Завдання прийняв до виконання \_\_\_\_\_ Коханський А.Ф.

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ.	27.03-03.04	Виконано
2.	Огляд існуючих технологій охолодження.	04.04-10.04	Виконано
3.	Розробка системи охолодження Молокозаводу.	11.04-18.04	Виконано
4.	Розрахунок холодильної установки та системи охолодження	18.04-27.04	Виконано
5.	Наукове обґрунтування вибору і підбір холодильного обладнання.	29.04-07.05	Виконано
6.	Охорона праці та безпека.	08.05-16.05	Виконано
7.	Висновки.	17.05-23.05	Виконано

Здобувач – дипломник \_\_\_\_\_ Коханський А.Ф.

Керівник роботи \_\_\_\_\_ Жихарева Н.В.

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

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

Здобувач-дипломник \_\_\_\_\_ Коханський Андрій Федорович \_\_\_\_\_

## АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна магістерська робота Коханського Андрія Федоровича під назвою « Підвищення енергоефективності системи охолодження молокозаводу м. Тернопіль » включає 111 сторінок тексту, 39 ілюстрацій, 19 таблиць та 25 літературних джерела.

У роботі досліджується енергоефективне холодопостачання молокозаводу, система заморожування вершкового масла. Розглянуто теоретичні основи зберігання продукції та способи її обробки. Наведено характеристику типів холодильних камер та їх будівельні конструкції. Здійснено розрахунок параметрів і характеристик систем охолодження та замороження молочної готової продукції. Ефективність теплообміну між холодоагентом та охолоджуючим середовищем. Проведений аналіз системи охолодження.

Також в проекті присуній економічний розрахунок, метою якого є визначення вартості будівництва, вартості холодильного обладнання, витрат за електроенергію, витрат по оплаті праці виробничого персоналу, та визначення амортизаційних відрахувань.

Нами розглянуте підвищення ефективності системи охолодження молокозаводу. Проведений термоекономічний аналіз та проведений аналіз за цільовою функцією.

Ключові слова: теплоізоляція, охолодження, R404a, лід ,вода, вершкове масло, енергоефективне холодопостачання.

## ABSTRACT

The master's qualification thesis by Andriy Fedorovych Kokhanskyi entitled "Increasing the energy efficiency of the cooling system of the Ternopil dairy plant" includes 102 pages of text, 30 illustrations, 19 tables and 22 literary sources.

The work examines the energy-efficient refrigeration system of the dairy plant, the butter freezing system. The theoretical foundations of product storage and methods of its processing are considered. The characteristics of the types of refrigerating chambers and their constructions are given. Calculation of parameters and characteristics of cooling and freezing systems of finished dairy products was carried out. Efficiency of heat exchange between the refrigerant and the cooling medium. The selected cooling system.

Also, the project includes an economic calculation, the purpose of which is to determine the cost of construction, the cost of refrigeration, electricity costs, production staff wages, and the determination of depreciation deductions.

The diploma contains the following sections: "Technical and economic feasibility study", "Calculation of the butter freezing chamber", "Calculation of insulation", "Calculation of heat input", "Determination of loads on equipment", "Calculation and selection of compressors", "Selection of heat and mass exchange devices", " Selection of auxiliary equipment", "Calculation of pumps and pipelines", "Calculation of technical and economic indicators", "Thermo-economic model of a refrigeration plant", "Occupational safety".

Key words: thermal insulation, cooling, R404a, ice water, butter, energy-efficient cooling supply.

## ЗМІСТ

	Стор.
1. Вступ.....	1
2. Техніко-економічне обґрунтування.....	4
3. Графік організації технологічних процесів на Молокозаводі.....	19
4. Розрахунок камери заморожування вершкового масла.....	20
5. Розрахунок ізоляційних конструкцій.....	27
6. Розрахунок теплонадходжень до охолоджувальних приміщень.....	31
7. Теплонадходження при холодильній обробці продуктів.....	34
8. Розрахунок експлуатаційних теплонадходжень.....	35
9. Визначення навантаження на обладнання камер та компресорів.....	37
10. Вибір структури системи охолодження та типу холодильної устаткування.....	38
11. Графік холоднавантаження молокозаводу.....	39
12. Вибір розрахункового робочого режиму, побудова циклу та тепловий розрахунок холодильної машини. Вибір компресорів.....	40
13. Розрахунок та вибір тепломасообмінних апаратів.....	48
14. Розрахунок та вибір допоміжного обладнання холодильної устаткування....	54
15. Розрахунок діаметрів трубопроводів та вибір насосів.....	57
16. Розрахунок техніко-економічних показників.....	62
17. Термоекономічна модель холодильної устаткування.....	68
18. Охорона праці.....	90
19. Висновки.....	99
20. Додаток 1. ....	101
21. Перелік використаної літератури.....	109

					КРМ.ХУіКП 1.784-03.1.1							
					Розрахунково- пояснювальна записка  ХМ-161МН							
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>						<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Розроб.</i>											6	111
<i>Перевір.</i>												
<i>Реценз.</i>												
<i>Н. Контр.</i>												
<i>Затверд.</i>												

## 1. Вступ

Історія людства нерозривно пов'язана з виробництвом, зберіганням і переробленням продуктів харчування. Люди навчилися використовувати природний холод для зберігання харчових продуктів. З появою холодильних машин, виникла можливість більш ефективно обробляти продукти холодом. Технічному прогресу холодильної індустрії у значній мірі сприяють переведення підприємств на нові умови планування та економічного стимулювання виробництва, роботи науково-дослідницьких інститутів і проектні організацій, творча праця винахідників і новаторів виробництва.

Отримання низьких температур при будівництві нових холодильників та реконструкції діючих можливе тільки при впровадженні останніх досягнень холодильної техніки – використання нових фреонових компресорів, ефективних ізоляційних матеріалів, нових охолоджувальних приладів, автоматизації холодильних установок з використанням надійних приладів автоматики, що дозволить швидко збільшити надійність роботи. Ефективне охолодження сировини є пріоритетом кожного підприємства такої спеціалізації. Правильно підібране обладнання та його застосування в технологічних процесах, значимо впливає на використання ресурсу, а саме на фінансову сторону затрати та окупність продукції, яку виготовляє те чи інше підприємство. За приклад візьмемо підприємство, яке використовуватиме Фреонову-холодильну установку з холодоносієм Крижана вода.

Використання штучного холоду в харчовій промисловості є особливо важливим, тому що значно покращує санітарно-гігієнічний стан продукту під час технологічних процесів виробництва, а також серед вимог є норми по дотриманню температурних режимів зберігання та доставки молочної сировини. Відповідно до цих вимог і відбувається підбір та монтаж холодильного обладнання.

Ця кваліфікаційна робота має на меті розробити та дослідити ефективність холодопостачання молокозаводу у місті Тернопіль. Для досягнення цієї мети будуть використані як теоретичні, так і практичні методи дослідження.

Очікується, що результати дослідження допоможуть не тільки підвищити ефективність системи холодопостачання молокозаводу, але й забезпечити більш безпечне та комфортне середовище для людей, які можуть працювати у цих приміщеннях в критичних ситуаціях.

Робота структурована таким чином, щоб охопити всі ключові аспекти даного питання, включаючи аналіз існуючих технологій, розрахунок економічних показників, проектування та розрахунок систем, а також вивчення інноваційних технологій та питань безпеки, пов'язаних з використанням штучного холоду та його використання у харчовій промисловості.

### **Мета роботи та задачі дослідження.**

Мета цієї кваліфікаційної роботи полягає у дослідженні та розробці ефективної системи холодопостачання на молокозаводі з використанням різного типу обладнання. Це включає аналіз потенційних переваг ефективного холодопостачання у таких специфічних умовах, як часті збої у постачанні електроенергії, з метою підвищення якості та ефективності холодопостачання.

### **Теоретична цінність.**

Розробка системи охолодження готової продукції для молокозаводу, яка відкриває нові можливості у сфері харчової та молочної промисловості. Дослідження сприяє розумінню, взаємодії молочного продукту з

холодоносієм та охолодженим середовищем, що може бути застосовано у різних галузях харчової промисловості.

#### **Фактологічна база.**

Для дослідження використовуються дані про кліматичні умови міста Тернопіль, стандарти якості постачання холоду у камери , а також технічні характеристики існуючих систем холодопостачання, також наукові праці та дослідження, що стосуються впливу потоку холоду на якість продукції та здоров'я людей, які працюють у цьому середовищі, ефективності технологій у системах заморожування та охолодження, зберігання готової продукції.

#### **Структура роботи.**

Дипломна робота буде складатися з кількох розділів, які охоплюють теоретичні аспекти замороження вершкового масла, методологію досліджень, практичну реалізацію в системах холодопостачання, а також аналіз отриманих результатів і рекомендації для майбутнього використання.

#### **Задачі дослідження.**

Дослідити систему холодопостачання для молокозаводу з використанням різного типу холодильного обладнання . Розрахувати та підібрати систему холодопостачання для вказаного типу спеціалізованого приміщення – а саме камер зберігання продукту: масло, сметана, сухе знежирене молоко(СОМ), пастеризоване молоко в пакетах.

## 2. Техніко-економічне обґрунтування

Тема дипломного проекту «Підвищення енергоефективності системи охолодження молокозаводу м. Тернопіль». Холодильне господарство молокозаводу продуктивність 50 т/добу готової продукції.

Будівництво молокозаводу в обласному центрі дозволяє уникнути зайвих логістичних витрат, що позитивно відображається на вихідній ціні пропонованої споживачу продукції та дозволяє конкурувати з імпортними аналогами у регіоні.

На підприємстві для отримання штучного холоду використовується безнасосна схема подачі холодоагенту, як одна з найефективніших та надійніших порівняно з подібними схемами, що працюють на фреоні. Схему охолодження обрано, як з безпосереднім охолодженням, так і з проміжним теплоносієм. Це дозволяє з одного боку зменшити капітальні затрати в порівнянні з використанням проміжного теплоносія, а з іншого - для безпечної обробки продукції при використанні проміжного носія (води).

У якості теплообмінного обладнання для камер холодильника обрані повітроохолодники, які дозволяють забезпечити примусову циркуляцію повітря, а отже інтенсифікувати процес заморожування та охолодження продукції.

У якості конденсатора обрано водяний кожухотрубний теплообмінник, що дозволяє заощадити на електроенергії та капітальних затратах, а також знизити тиск конденсації в літній час.

## Розробка технологічної схеми холодильного оброблення продукції

Продукція, яку буде виробляти підприємство масло, сметана, сухе знежирене молоко (СОМ), пастеризоване молоко в пакетах.

Під час надходження молока на підприємство його жирність становить 3,6%. Потім молоко охолоджують за допомогою пластинчастих охолодників А100Л - 5 та сепарують, застосовуючи сепаратор ОСЦП-5 до заданої жирності вершків 73%.

Маса вершків із жирністю 73% з отриманої кількості молока становить 2,446 т, а маса обрату із жирністю 0,03% становить 47,554 т. Оскільки раніше ми прийняли продукти: масло (жирність 73%), сметана (21%), молоко (жирність 2,6 %), СОМ (жирність 0,03%), то потрібно розподілити вершки та обрат на виготовлення інших продуктів. Відповідно, на виробництво пастеризованого молока беремо 0,646 т 73%-вих вершків і 17,696 т 0,03 %-вого обрату, після змішування отримуємо 18,342 т 2,6 %-вого молока. Аналогічно, на виробництво сметани беремо 0,3 т 73%-них вершків і 0,744 т 0,03 %-ного обрату і отримуємо 1,044 т готової сметани. На виробництво масла залишаємо 1,5 т 73%- вих вершків. На СОМ залишається 29,114 т 0,03 %-вого обрату. Готового продукту отримуємо 1,618 кг.

Приймаємо терміни перебування продукції на підприємстві:

Молоко – 1 добу при температурі 4°C;

Сметана – 1 добу при температурі 4°C;

Масло – до 10 діб при температурі -20°C;

СОМ перебуває до 20 діб при температурі 4°C;

Відповідно до обраних термінів приймаю місткості камер зберігання:

Для молока: 18,342 тонн (18,342 тонн/добу і термін зберігання 1 доба);

Для масла: 15 тонн (1,5 тонн/добу і термін зберігання 10 діб);

Для сметани: 1,044 тонн (1,044 тонн/добу і термін зберігання 1 доба);

Для СОМ: 32,36 (1,618 тонн/добу зберігання 20 діб);

Для початку молоко очищують, а вже потім охолоджують у пластинчастому теплообміннику. Бактерії у молоці можуть потрапити з вим'я тварини, з рук людини, з повітря, посуду і так далі. Для зростання, розвитку мікроорганізмів оптимальною є температура 25 - 40 °С.

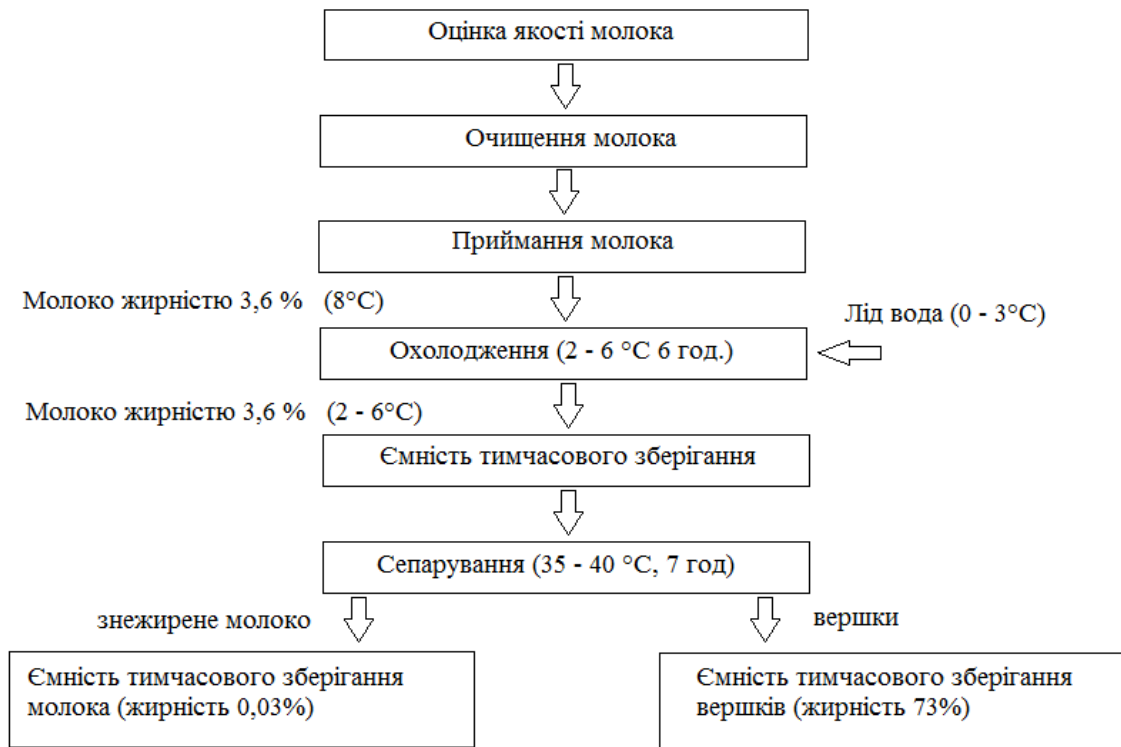
Рости і розвиватися молочнокислі бактерії, що викликають квашення молока, призупиняються при температурі близько 10°С і припиняються при температурі 2-4°С. Призупинити цей розвиток в молоці можна при його заморожуванні. Але після розморожування більшість бактерій відновлюють свою минулу активність.

При охолодженні молочних продуктів основним параметром є тривалість охолодження. Пластинчастий охолоджувач охолоджує молоко в закритому потоці. При використанні крижаної води, як холодоносія, кратністю не менше 3-х, молоко охолоджується за 1 прохід через апарат до температури, яка є не вищою за температуру крижаної води на 3°С.

При охолодженні молока до 6-7 °С суміш тригліцеридів кристалізується, зменшується в об'ємі. Охолодження молока менше 0 °С може привести до розриву оболонок жирових кульок і до втрати частини молочного жиру. Ось чому температура охолодження будь-якого молока не може перевищувати 6°С, а процес охолодження повинен займати, взагалі кажучи, не більше 3 годин з моменту доїння.

### **Цех приймання молока**

Під час приймання молока його пропускають крізь фільтр, а вже потім – через насос, повітровідокремлювач та лічильник у резервуар проміжного зберігання. Молоко, яке призначене для сепарування, підігрівають до температури 40 - 50°С.



*Рис.1 Принципова схема технологічного цеху приймання молока*

Після сепарування знежирене молоко та вершки збирають у баки зберігання та подають на подальшу технологічну обробку.

### **Цех виготовлення масла**

Для виготовлення масла застосовують потокову лінію ОЛФ

Після процесу пастеризації вершки максимально швидко охолоджують до температури, нижчої за точку затвердіння молочного жиру та витримують деякий час. Таке витримування називають фізичним визріванням вершків, яке означає затвердіння молочного жиру та фізико-хімічні зміни оболонки жирових кульок. Його метою є переведення деякої кількості рідкого жиру у твердий стан. Тільки за наявності у вершках затверділого жиру можна під час збивання одержати масляне зерно, забезпечити добру консистенцію вершкового масла та нормальний відхід жиру у маслянку.

Ступінь грудкування жиру у дозрілих вершках у двічі більший, ніж в охолоджених, але недозрілих.

При фізичному визріванні зростає в'язкість вершків у результаті утворення жирових накопичень і гідратації білків молока.

Другою стадією є руйнування піни. При збивання вершків швидко зменшується кількість неспінених вершків та вільного повітря, внаслідок чого різко зменшується кількість пухирців, які утворюються за одиницю часу. Через деякий час після початку збивання кількість пухирців, які утворюються за одиницю часу, буде меншою, ніж кількість таких, що руйнуються. Виходячи з цього загальний об'єм спінених вершків після досягнення ними деякого максимального об'єму починає зменшуватись і настає друга стадія збивання вершків. Вона закінчується руйнуванням піни і утворенням дрібних грудочок жиру із жирових кульок, що злиплися, — так званого макового зерна.

Третя стадія утворення масляного зерна. Окремі дрібні грудочки жиру в результаті багаторазового їх стикання одна з одною злипаються в більші, в результаті чого утворюється масляне зерно. Залежно від умов збивання зерна мають різні розміри і форму з гладенькою або шорсткою поверхнею.

Закінчивши збивання, із масловиготовлювача видаляють маслянку, а масляне зерно двічі промивають водою. Для цього у масловиготовлювач наливають чисту воду на 40-50% об'єму вершків. Воду для промивання залишають у масловиготовлювачі на 3-5 хв і для кращого промивання масляних зерен протягом цього часу 4-5 разів обертають бочку (на швидкості збивання), а потім воду видаляють. Після цього вдруге наливають воду на 30-40% об'єму вершків і знову 4-5 разів обертають бочку. Промивати масляне зерно більше 2 разів не рекомендується, оскільки погіршуються його смак та аромат внаслідок видалення ароматичних речовин з водою для промивання.

Соління масла надає йому смаку та консервує його, припиняючи або сповільнюючи розвиток мікроорганізмів. Повне припинення розвитку мікрофлори спостерігається за концентрації солі в плазмі масла 27%, що відповідає вмісту в продукті при 15% вологи 4% солі. Проте за такої концентрації вміст солі в маслі перевищить норму та досягне 2,5%.

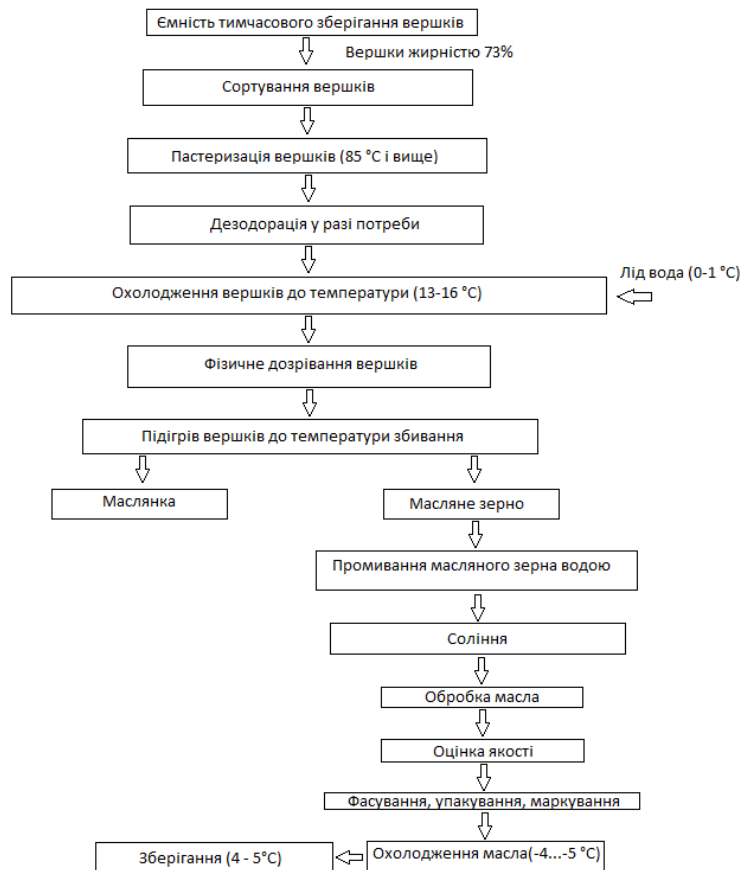
Правильне упакування має важливе значення для зберігання якості масла та запобігання його зацвітанню або пліснявінню. Якість упакування залежить від умілої підготовки тари, пергаменту та набивання масла. Масло упаковують в ящики масою нетто 24,0 або 20,0 кг. Якість упакування враховують при оцінці масла під час його експертизи. Масло упаковують в ящики, а для роздрібної торгівлі часто розфасовують у вигляді брикетів (від 100 до 500 г) та загортають у пергаментний папір. Тара і пергамент, призначені для його упакування, повинні відповідати вимогам чинних стандартів. Після ретельного очищення внутрішні боки ящика перед заповненням їх маслом вистилають чотирма аркушами сухого пергаменту. Маса картонних ящиків з пергаментом практично постійна, тому зважують лише кілька ящиків із партії.

#### Зберігання масла

Масло після упакування треба негайно охолодити до 4...-5°C, помістивши його у спеціальне маслосховище. Бажано охолоджувати масло до мінусових температур, оскільки за плюсових можливий розвиток у ньому ферментативних і мікробіологічних процесів. На заводах масло можна зберігати за температури 4 - 5°C упродовж не більш, як 3 діб.

#### **Цех виготовлення пастеризованого молока**

Молоко насосом спрямовують у резервуар для нормалізації за вмістом жиру. Нормалізована суміш через насос потрапляє у вирівнювальний бак, а вже потім у пластинчастий теплообмінник ОГМ 3, де пастеризується за температури 74 - 76°C, витримується протягом 15-20 с або 85°C без витримування, або 65°C з витримування 30 хв і охолоджується до 6°C та спрямовується на розливання фасування.



*Рис. 2. Принципова технологічна схема виробництва масла*

Від механічних домішок молоко очищають на сепараторі-молокоочиснику. Для поліпшення смаку та консенстенції його рекомендується гомогенізувати, в результаті чого відбувається роздрібнювання жирових кульок і вони втрачають здатність до відстоювання.

Пастеризоване молоко розливають у тару разового використання – паперові та поліетиленові пакети з використанням спеціальних пристроїв.

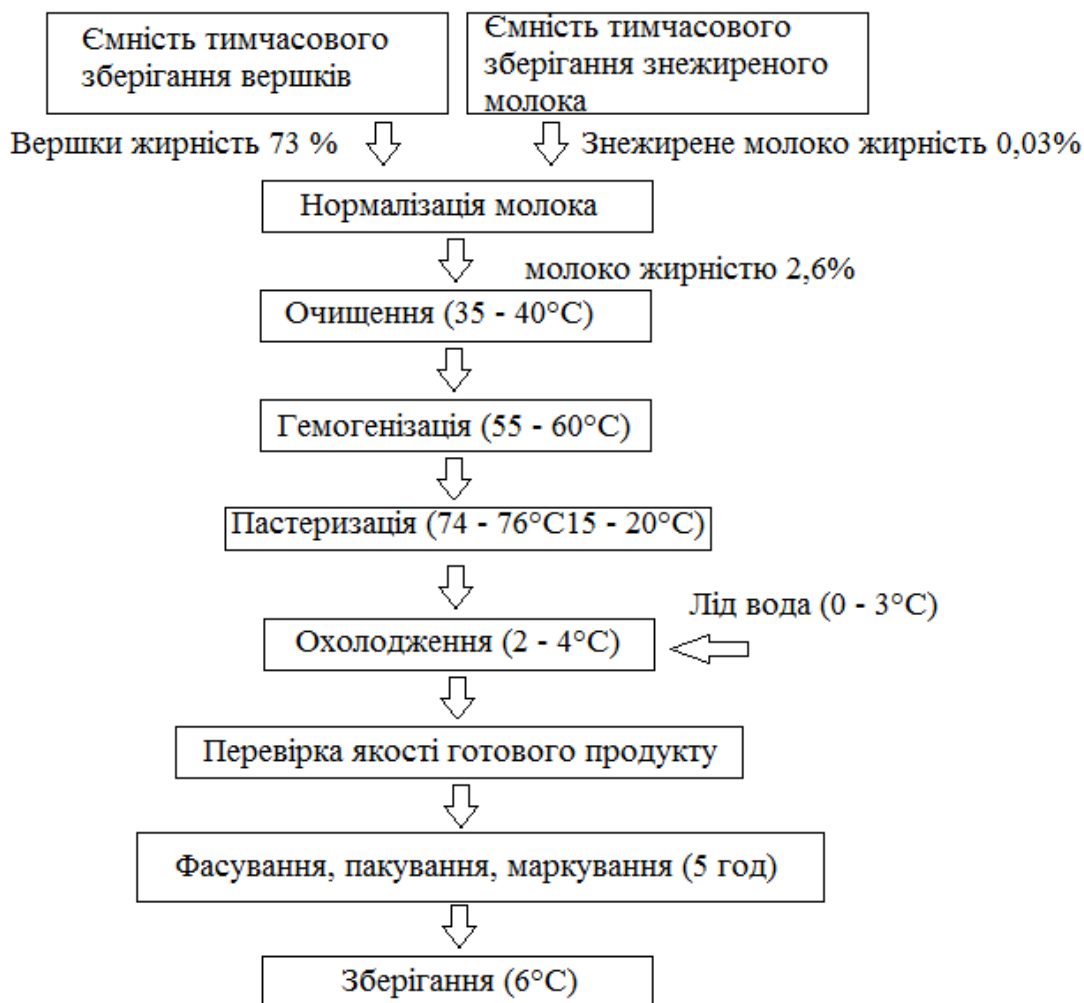


Рис. 3. Принципова технологічна схема виробництва пастеризованого молока.

### Цех виготовлення сметани

Для виробництва сметани зазвичай використовують натуральні свіжі вершки різної жирності з кислотністю плазми не вище 26°C. Технологія виготовлення сметани включає наступні операції: сепарацію молока та нормалізацію отриманих вершків по жиру, пастеризацію на установці П8 ОЛФ 3, гомогенізацію з використанням гомогенізаторів А1 ОГ2Р 25, охолодження вершків до температури закваски в охолодниках ПВ - ООТ -

5, внесення закваски, квашення вершків, охолодження та дозрівання сметани, розфасовку та зберігання готового продукту. Якість продукту, що виробляється, в значній мірі залежить від вмісту у вершках сухих знежирених речовин (воно повинне складати не менше 5%).

Виробляти сметану можна також з відновлених вершків на основі пластичних або сухих вершків і масла.

Закваску для сметани готують з цілісного, або знежиреного молока, тому жирність вершків до внесення закваски повинна бути декілька вище, ніж жирність виробленої сметани. Жирність закваски, приготованої на знежиреному молоці, при розрахунку можна не враховувати, але жирність закваски, приготованої на цілісному молоці, враховується.

Підвищений вміст жиру в вершках надає захисну дію на бактерії, збільшуючи їх термостійкість. Тому при пастеризації вершків застосовують вищі ніж для молока, температурні режими та збільшують тривалість їх витримки (при виробництві сметани — 85-95° С з витримкою 15-20 с).

Теплову обробку вершків здійснюють в пластинчастих пастеризаційно-охолоджувальних установках, що забезпечують автоматичний контроль і регулювання температурних режимів.

Для отримання сметани однорідної та густої консистенції, що міцно утримує воду, вершки перед закваскою рекомендується гомогенізувати при температурі 50-70° С і тиску 7-8 МПа. З підвищенням тиску гомогенізації підвищується в'язкість сметани проте ця залежність існує лише до певного рівня. Так, якнайкраща консистенція сметани 30%-ної жирності досягається при тиску гомогенізації 10 МПа. Подальше підвищення тиску добрих результатів не дає, а тиск вище 20 МПа викликає в готовому продукті відділення сироватки.

Міцність згустку сметани залежить також від температури гомогенізації. При гомогенізації в умовах низьких температур навіть при високому тиску в сливках скупчуються жирові кульки, знижується

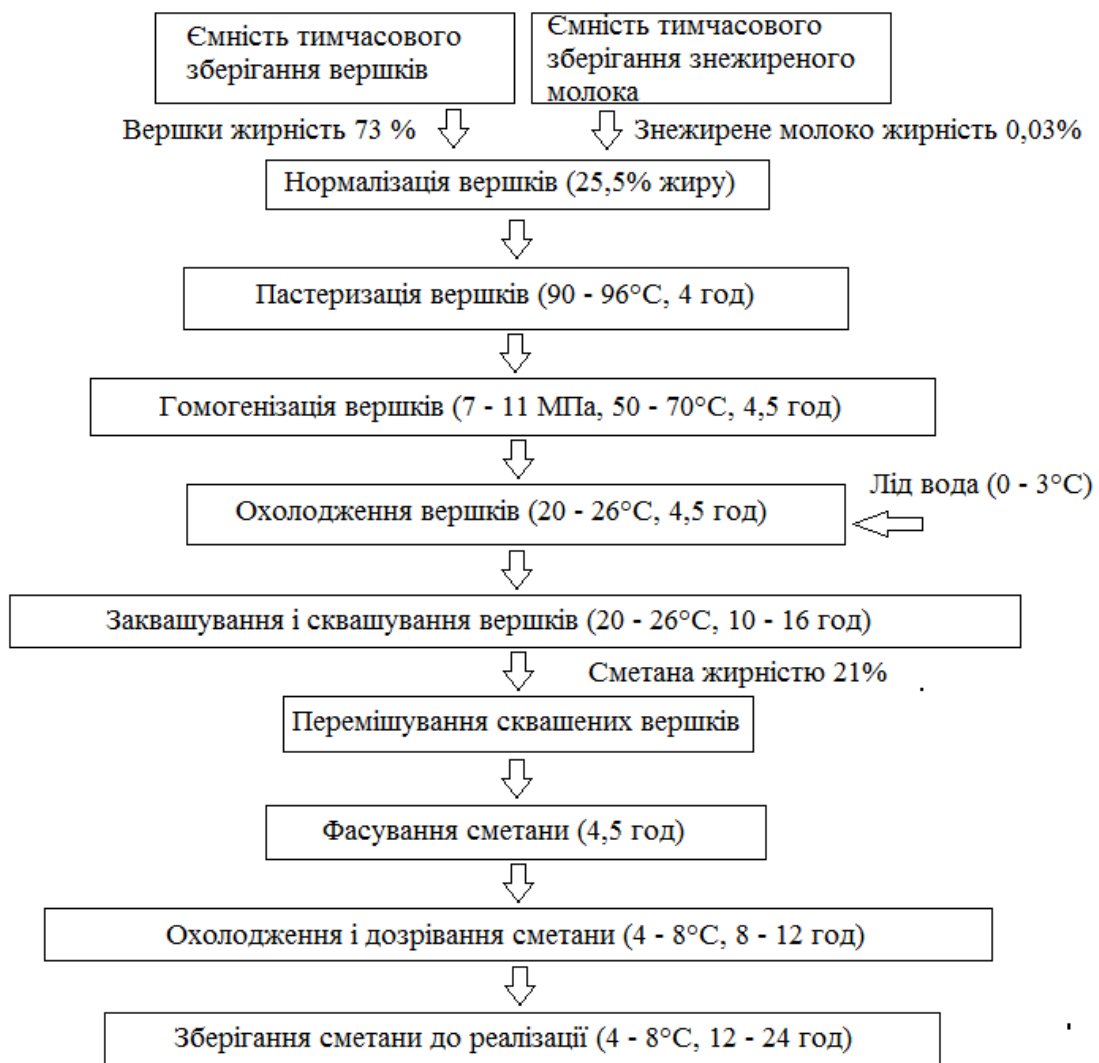
стабільність білків, унаслідок чого сметана набуває рихлої консистенції і з неї виділяється сироватка.

В'язкість вершків, що гомогенізують при підвищених температурах, зростає. Пояснюється це збільшенням поверхні жирової фази і додатковим скріпленням вільної води знов освіченими ліпопротеїновими оболонками жирових кульок. З підвищенням температури гомогенізації підвищується також стабільність білків.

Після гомогенізації вершків охолоджують до температури закваски (18° С літом і 22° С зимою) і направляють в резервуари для закваски. Кількість закваски (від 0,5 до 5%), що вноситься, і її активність роблять значний вплив на тривалість квашення і якість отриманого згустку.

При новому способі виробництва сметани нормалізовані за змістом жиру зливання підігривають до 70° С і гомогенізують при тиску 10 МПа. Такий режим гомогенізації забезпечує достатній ступінь дроблення жирових кульок при мінімальному скупченні їх в купки, стабільність білків і однорідну консистенцію підвищеної щільності. Потім вершки пастеризують при температурі 93...95°С, що забезпечує високу бактерійну чистоту, отже, і високу стійкість сметани, а також покращує гідратаційні властивості казеїну, що визначають щільність (консистенцію) готового продукту. Пастеризовані вершки піддаються двоступінчастому охолодженню спочатку в секції пластинчастої пастеризаційно-охолоджувальної установки до 20° С подальшою витримкою протягом 1-1,5 г, а потім, до 6° С літом і 8° С зимою, в турбулентному потоці, де швидке охолодження вершків супроводжується їх перемішуванням. Охолоджені вершки витримують при цій температурі протягом 0,5-1 год. Швидке охолодження вершків при перемішуванні викликає масове твердіння гліцеридів молочного жиру з утворенням численних дрібних кристалів. У твердий стан при цьому переходить 35-45% жиру. Після фізичного дозрівання зливання поступово нагрівають до температури квашення. Температура теплоносія при цьому не повинна

перевищувати 25° С, а різниця між температурами вершків і теплоносія потрібно підтримувати в межах 3-4° С. Температура квашення для літнього легкоплавкого жиру сметани повинна бути не вище 22° С, а для більш тугоплавкого зимового 24° С, інакше відбудеться залишкове розплавлення отверділого жиру і утворюються скупчення жирових кульок, а значить, погіршає консистенція продукту. До підігрітих вершків вносять 0,5% закваски, приготованою на стерилізованому молоці безпересадочним способом, і 0,05% сухого біопрепарату сублимації. Не дивлячись на те що кількість закваски, що вноситься, зменшена вдесятеро, тривалість квашення сметани не збільшується і складає 10-12 г. Після закінчення квашення (кислотності згустку 65-75° Т) сметану охолоджують в потоці до 6-7° С літом і 8-10° С зимою.



*Рис. 4. Принципова технологічна схема виготовлення сметани*

### **Цех виготовлення сухого знежиреного молока**

Сухе молоко буває цільним і знежиреним. Два різновиди сухого молока відрізняються відсотковим вмістом речовин. Термін зберігання сухого цільного молока менше ніж знежиреного, оскільки воно містить жири, яким властиві різні хімічні реакції.

Технологічний процес виготовлення сухого молока зображений на (рис. 5) та має наступні стадії:

1. Згущення молока в вакуум-випарній установці;

2. Гомогенізація відбувається в апараті А1-ОГ2М-2,5. Згущене молоко гомогенізується при температурі 45-60°C;

3. Сушіння згущеного молока. Найвищої якості сухе молоко отримується методом розпилення. Процес здійснюється розпилювальним, конвеєрним або вакуумним методом.

4. Просіювання та охолодження;

5. Розфасування та упакування продукту в вакуумні пакети;

6. Розміщення фасованої продукції в холодильні камери зберігання готової продукції.

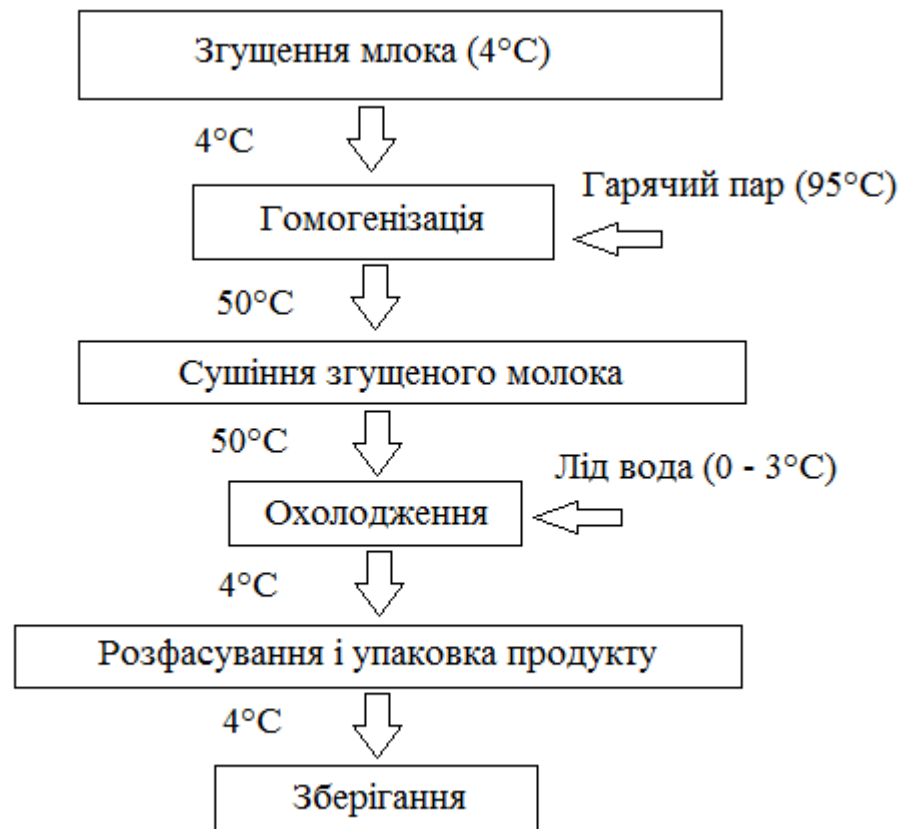


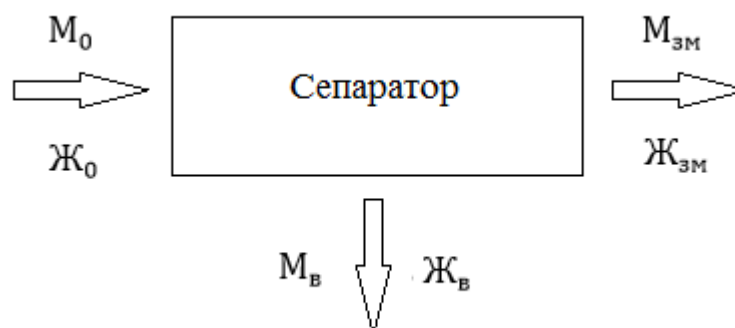
Рис.5. Принципова схема вироблення сухого молока

### Масово – жирові розрахунки

#### Цех приймання молока

Баланс сепаратора вершків високої якості:

Жирність молока  $J_0 = 3,6\%$  , кількість молока  $M_0 = 50$  т. Жирність вершків  $J_B = 73\%$  , жирність знежиреного молока  $J_{ЗМ} = 0,03\%$



$$M_{3M} = \frac{M_0 \cdot (Ж_B - Ж_0)}{Ж_B - Ж_{3M}}$$

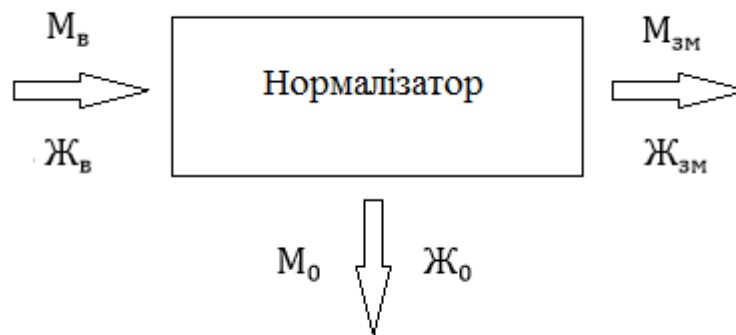
$$M_{3M} = \frac{50000 \cdot (73 - 3,6)}{73 - 0,03} = 47554 \text{ кг}$$

$$M_B = M_0 - M_{3M} = 50000 - 47554 = 2446 \text{ кг}$$

### Цех виготовлення молока

Баланс нормалізатора вершків:

Жирність вершків  $Ж_B = 73\%$  , кількість вершків  $M_B = 0,646 \text{ т}$ .  
Жирність молока  $Ж_0 = 2,6\%$  , жирність знежиреного молока  $Ж_{3M} = 0,03\%$



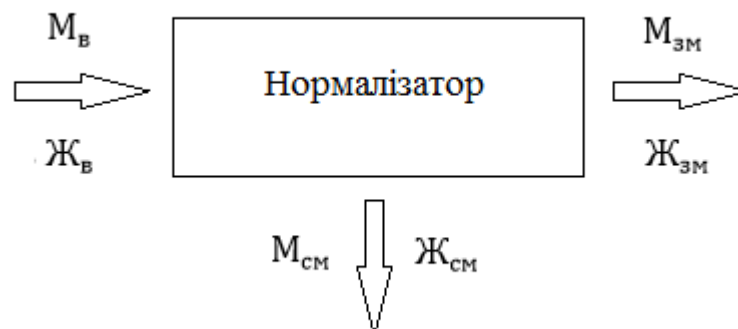
$$M_0 = \frac{M_B \cdot (Ж_B - Ж_{3M})}{Ж_0 - Ж_{3M}} = \frac{646 \cdot (73 - 0,03)}{2,6 - 0,03} = 18342 \text{ кг}$$

$$M_{3M} = M_0 - M_B = 18342 - 646 = 17696 \text{ кг}$$

### Цех виготовлення сметани

Баланс нормалізатора вершків:

Жирність вершків  $Ж_B = 73\%$  , Кількість вершків  $M_B = 0,3 \text{ т}$ . Жирність сметани  $Ж_{CM} = 21\%$  , жирність знежиреного молока  $Ж_{3M} = 0,03\%$



$$M_{\text{СМ}} = \frac{M_{\text{В}} \cdot (Ж_{\text{В}} - Ж_{\text{ЗМ}})}{Ж_{\text{СМ}} - Ж_{\text{ЗМ}}} = \frac{300 \cdot (73 - 0,03)}{21 - 0,03} = 1044 \text{ кг}$$

$$M_{\text{ЗМ}} = M_{\text{СМ}} - M_{\text{В}} = 1044 - 300 = 744 \text{ кг}$$

Цех виготовлення СМ

Сировиною для сухого знежиреного молока є знежирено молоко жирністю ( $Ж_{\text{ЗМ}} = 0,03\%$ ). Для того, щоб визначити масу сировино потрібно від загальної кількості знежиреного молока відняти кількість молока, що йде на виробництво кожного з продуктів.

$$M(\text{сировини}) = 47554 - 18440 = 29114 \text{ кг}$$

Вихід продукту:

Вологість знежиреного сухого молока  $В_{\text{З.с}} = 5\%$ .

Вологість знежиреного молока  $В_{\text{З.м}} = 90\%$ .

$$M_{\text{СМ}} = \frac{В_{\text{З.с}} \cdot M(\text{сировини})}{В_{\text{З.м}}} = \frac{5 \cdot 29114}{90} = 1618 \text{ кг}$$



#### 4. Розрахунок камери заморожування вершкового масла

Приймаю, що масло буду заморожувати в ящиках розміром 342·253·253 і вагою  $M = 20$  кг. Товщина упаковки  $\delta_{уп} = 1,4$  мм, теплопровідність картону  $\lambda_{уп} = 1,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$ .

Ящики заморожуються повітрям з температурою  $t_x = -20$  °С і швидкістю  $v = 6$  м/с.

Визначальний розмір:

$$R_3 \leq R_2 \leq R_1$$

$$0,1265 \leq 0,1265 \leq 0,171$$

$$R = R_3 = 0,1265$$

Розраховую коефіцієнт тепловіддачі від поверхні:

$$R_e = \frac{v \cdot R}{v} = \frac{6 \cdot 0,1265}{1,17 \cdot 10^{-3}} = 64872$$

$$Nu = 0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} = 0,037 \cdot 0,718^{1/3} \cdot 64872^{0,8} = 234,4$$

$$\alpha = \frac{\lambda \cdot Nu}{R} = \frac{0,0229 \cdot 234,4}{0,1265} = 42,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Розраховую тривалість заморожування:

$$\tau_0 = \frac{R \cdot q \cdot \rho \cdot w \cdot \omega}{t_{кр} - t_{o.c}} \cdot \left( Q \cdot \frac{R}{2 \cdot \lambda} + \Phi \cdot \frac{1}{\alpha} + \sum \frac{\delta_{уп}}{\lambda_{уп}} \right)$$

$$Q = \frac{\beta_1 \cdot \beta_2}{\beta_1 \cdot \beta_2 + 0,7 \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 - 0,15}$$

$$\beta_1 = \frac{R_1}{R_3} = \frac{0,171}{0,1265} = 1,35$$

$$\beta_2 = \frac{R_2}{R_3} = \frac{0,1265}{0,1265} = 1$$

$$Q = \frac{1,35 \cdot 1}{1,35 \cdot 1 + 0,7 \cdot 1,35 \cdot 1 - 0,15} = 0,624$$

$$\Phi = \frac{\beta_1 \cdot \beta_2}{\beta_1 \cdot \beta_2 + \beta_1 + \beta_2}$$

$$\Phi = \frac{1,35 \cdot 1}{1,35 \cdot 1 + 1,35 + 1} = 0,365$$

$$\omega = 1 - \frac{t_{кр}}{t_{ск}} = 1 - \frac{-1,7}{-20} = 0,83$$

$$\tau_0 = \frac{0,1265 \cdot 330000 \cdot 865 \cdot 0,192 \cdot 0,83}{-1,7 + 20} \cdot \left( 0,624 \cdot \frac{0,1265}{2 \cdot 0,215} + 0,365 \cdot \frac{1}{42,4} + 6 \cdot \frac{0,0014}{0,13} \right) = 0,8 \cdot 10^5 \text{ с} = 22,4 \text{ год}$$

Поправка ненульової теплоємності замороженої частини:

$$\tau_1 = \frac{\rho \cdot c_{мор} \cdot R^2}{\lambda} * \frac{1 + \ln \left( \frac{0,65}{Bi} \right)}{4 + 2 \cdot |k - 1|}$$

$$k = \left( \frac{1}{\Phi} \right) - 1 = \left( \frac{1}{0,365} \right) - 1 = 1,74$$

$$Bi = \frac{\alpha \cdot R}{\lambda} = \frac{42,4 \cdot 0,1265}{0,215} = 24,9$$

$$\tau_1 = \frac{865 \cdot 3245 \cdot 0,1265^2}{0,215} \cdot \frac{1 + \ln\left(\frac{0,65}{24,9}\right)}{4 + 2 \cdot |1,74 - 1|} = 0,4 \cdot 10^5 \text{ с.}$$

Поправка на поступове виморожування вологи:

$$\tau_2 = \frac{-R^2 \cdot \rho \cdot q \cdot w \cdot \omega}{\lambda \cdot (t_{кр} - t_{о.с.})} * F(Bi, a, k)$$

$$\tau_2 = \frac{-0,1265^2 \cdot 865 \cdot 3,3 \cdot 10^5 \cdot 0,192 \cdot 0,83}{0,215 \cdot (-1,7 + 20)} \cdot 0,155 = -0,310^5 \text{ с.}$$

Поправка на зміну теплопровідності продукту під час заморожування:

$$\tau_3 = \Phi * \frac{R^2 \cdot \rho \cdot q \cdot w \cdot \omega}{(t_{кр} - t_{о.с.})} \cdot \frac{\lambda - \lambda_0}{\lambda^2} \cdot \frac{b * (Bi + 2)}{2 * Bi} \cdot \ln\left(1 + \frac{Bi}{b \cdot (Bi + 2)}\right)$$

$$b = \frac{2 \cdot \lambda_0 + \lambda}{3 \cdot \lambda_0} \cdot a = \frac{2 \cdot 0,231 + 0,215}{3 \cdot 0,231} \cdot 0,09 = 0,088$$

$$= 0,365 \cdot \frac{0,1265^2 \cdot 865 \cdot 3,3 \cdot 10^5 \cdot 0,192 \cdot 0,83}{(-1,7 + 20)} \cdot \frac{0,215 - 0,231}{0,215^2} \cdot \frac{0,088 \cdot (24,9 + 2)}{2 \cdot 24,9} \cdot \ln\left(1 + \frac{24,9}{0,088 \cdot (24,9 + 2)}\right) = -125,5 \text{ с.} = -0,035 \text{ год.}$$

Поправка на початкову температуру тіла:

$$\tau_4 = \Phi \cdot c_0 \cdot R \cdot \rho \cdot \frac{t_{поч} - t_{кр}}{(t_{кр} - t_{о.с.})} \cdot \left[ \frac{R}{\lambda} \cdot \left( 2 + \frac{A \cdot x_0}{k + 1} \frac{Bi + 2}{Bi} \right) + \frac{1}{\alpha} \right]$$

$$A = \frac{\lambda_0 \cdot q \cdot w \cdot \omega}{c_0 \cdot (t_{кр} - t_{о.с.}) \cdot \lambda} = \frac{0,231 \cdot 3,3 \cdot 10^5 \cdot 0,192 \cdot 0,83}{4600 \cdot (-1,7 + 20) \cdot 0,215} = 0,671$$

$$x_0 = \frac{(k + 1) \cdot (k + 5 + 2 \cdot \sqrt{2 \cdot k + 6})}{4} = \frac{(1,74 + 1) \cdot (1,74 + 5 + 2 \cdot \sqrt{2 \cdot 1,74 + 6})}{4} = 8,84$$

$$\tau_4 = 0,365 \cdot 4600 \cdot 0,1265 \cdot 865 \cdot \frac{16 + 1,7}{(-1,7 + 20)} \cdot \left[ \frac{0,1265}{0,215} \cdot \left( 2 + \frac{0,671 \cdot 8,84}{1,74 + 1} \frac{24,9 + 2}{24,9} \right) + \frac{1}{42,2} \right] = 0,3 \cdot 10^5 \text{ с.} = 8,3 \text{ год.}$$

Час охолодження масла:

$$\tau_{ох} = \frac{1}{m_H} \cdot \ln\left( A_{пов} \cdot \frac{t_{поч} - t_{о.с.}}{t_{кр} - t_{о.с.}} \right)$$

$$Bi_H = \frac{\alpha \cdot R}{\lambda} = \frac{42,4 \cdot 0,1265}{0,231} = 23,3$$

$$x_H = \frac{Bi_H \cdot (k + 1) \cdot (k + 5 + 2 \cdot \sqrt{2 \cdot k + 6}) \cdot (Bi_H \cdot \sqrt{2 \cdot k + 6})}{4 \cdot (\sqrt{2 \cdot 1,74 + 6} + 2 + Bi_H) \cdot Bi_H + \sqrt{2 \cdot k + 6} \cdot (k + 5 + 2 \cdot \sqrt{2 \cdot k + 6})} =$$

$$= \frac{23,3 \cdot (1,74 + 1) \cdot (1,74 + 5 + 2 \cdot \sqrt{2 \cdot 1,74 + 6}) \cdot (23,3 \cdot \sqrt{2 \cdot 1,74 + 6})}{4 \cdot (\sqrt{2 \cdot 1,74 + 6} + 2 + 23,3) \cdot 23,3 + \sqrt{2 \cdot 1,74 + 6} \cdot (1,74 + 5 + 2 \cdot \sqrt{2 \cdot 1,74 + 6})}$$

$$= 8,091$$

$$A_{пов} = \frac{\Phi \cdot x_H \cdot A_{об}}{Bi_H} = \frac{0,365 \cdot 8,091 \cdot 1}{23,3} = 0,127$$

$$m_H = \frac{\lambda_0}{c_0 \cdot \rho \cdot R^2} * x_H = \frac{0,231}{4600 \cdot 865 \cdot 0,1265^2} \cdot 8,091 = 2,9 \cdot 10^{-5}$$

$$\tau_{ох} = \frac{1}{2,9 \cdot 10^{-5}} \cdot \ln \left( 0,127 \cdot \frac{16 + 20}{-1,7 + 20} \right) = -0,4 \cdot 10^5 \text{ с.}$$

Остаточна тривалість процесу заморожування вершкового масла:

$$\tau = \tau_0 + \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \tau_4 + \tau_{ох} =$$

$$= 80000 + 40000 - 3000 - 125,5 + 30000 - 40000 = 22,2 \text{ год.}$$

### Визначення основних розмірів та планування приміщень холодильника

Визначаю розрахункову будівельну площу камери зберігання:

$$F_{буд} = \frac{B_K}{q_V \cdot \beta_F \cdot h_{гр}}, \text{ м}^2$$

де  $B_K$  – місткість камери, т;  $q_V$  – норма завантаження продукту,  $\text{T}/\text{м}^3$ ;  $\beta_F$  – коефіцієнт використання будівельної площі камери;  $h_{гр}$  – вантажна висота, м.

Визначаю розрахункову будівельну площу камери зберігання молока в пакетах:

$$F_{буд1} = \frac{18,342}{0,71 \cdot 0,725 \cdot 2,2} = 16,2, \text{ м}^2$$

Визначаю розрахункову будівельну площу камери зберігання замороженого масла:

$$F_{буд2} = \frac{15}{0,75 \cdot 0,7 \cdot 2,2} = 12,9, \text{ м}^2$$

Визначаю розрахункову будівельну площу камери заморозки масла:

$$F_{буд3} = \frac{1,5}{0,75 \cdot 0,7 \cdot 2,2} = 1,3, \text{ м}^2$$

Визначаю розрахункову будівельну площу камери зберігання СОМ:

$$F_{буд4} = \frac{32,36}{0,71 \cdot 0,72 \cdot 2,2} = 28,8, \text{ м}^2$$

Визначаю розрахункову будівельну площу камери зберігання охолодженої сметани а пакетах:

$$F_{буд5} = \frac{1,044}{0,75 \cdot 0,73 \cdot 2,2} = 0,9, \text{ м}^2$$

Визначаю площу одного будівельного прямокутника за формулою:

$$f = b \cdot l = 6 \cdot 6 = 36 \text{ м}^2$$

де  $b$  – ширина будівельного прямокутника, м;  $l$  – довжина будівельного прямокутника, м.

Визначаю кількість будівельних прямокутників:

$$n = \frac{F_{\text{буд}}}{f}, \text{ м}^2$$

Визначаю кількість будівельних прямокутників камери зберігання молока:

$$n_1 = \frac{16,2}{36} = 0,45$$

Визначаю кількість будівельних прямокутників камери зберігання масла:

$$n_2 = \frac{12,9}{36} = 0,36$$

Визначаю кількість будівельних прямокутників камери заморозки масла:

$$n_3 = \frac{1,3}{36} = 0,036$$

Визначаю кількість будівельних прямокутників камери зберігання СОМ:

$$n_4 = \frac{28,8}{36} = 0,8$$

Визначаю кількість будівельних прямокутників камери зберігання охолодженої сметани:

$$n_5 = \frac{0,9}{36} = 0,025$$

Приймаю, що молоко в пакетах, СОМ та сметана в пакетах будуть зберігатися в одній камері. Тоді загальна необхідна площа камери буде дорівнювати:

$$n = n_1 + n_4 + n_5 = 0,45 + 0,8 + 0,025 = 1,275$$

Приймаю, що масло буде заморожуватись та зберігатись в замороженому вигляді в одній камері

$$n = n_2 + n_3 = 0,36 + 0,036 = 0,396$$

Приймаю, дійсну кількість будівельних прямокутників  $n_d$ , округлюючи до цілих значень (в бік зростання) розрахункове значення  $n$ .

$$n_{d1+4+5} = 2$$

$$n_{d2+3} = 1$$

Знаходжу загальну площу камер зберігання:

$$F_{\text{буд}} = \sum n_i \cdot f = 1 + 2 \cdot 36 = 108 \text{ м}^2$$

Знаходжу площу експедиції:

$$F_{\text{екс}} = 0,4 \frac{\sum M}{0,35} = 0,4 \frac{22,504}{0,35} = 25,72 \text{ м}^2$$

де  $\sum M$  – загальне добове надходження продукції до камери, т/добу.

Визначаю кількість будівельних прямокутників для експедиції:

$$n_{\text{екс}} = \frac{25,72}{36} = 0,71$$

Приймаю  $n_{\text{д.екс.}} = 1$

Розраховую площу допоміжних приміщень:

$$F_{\text{доп}} = 0,35 \cdot \sum F_{\text{буд}} = 0,35 \cdot 108 = 37,8 \text{ м}^2$$

Кількість будівельних прямокутників допоміжних приміщень:

$$n_{\text{доп}} = \frac{37,8}{36} = 1,05$$

Приймаю  $n_{\text{доп}} = 2$

Розраховую площу холодильника в контурі ізоляції:

$$F_{\text{хол}} = \sum F_{\text{буд}} + F_{\text{екс}} + F_{\text{доп}} = 108 + 36 + 72 = 216 \text{ м}^2$$

Кількість будівельних прямокутників холодильника в контурі ізоляції –

6

Знаходжу площу службових приміщень:

$$F_{\text{сл}} = 0,3 \sum F_{\text{буд}} = 0,3 \cdot 108 = 32,4 \text{ м}^2$$

Визначаю кількість будівельних прямокутників службових приміщень:

$$n_{\text{сл}} = \frac{32,4}{36} = 0,9$$

Приймаємо  $n_{\text{сл}} = 1$

Знаходжу площу машинного відділення за формулою:

$$F_{\text{маш}} = 0,3 \sum F_{\text{буд}} = 0,3 \cdot 108 = 32,4 \text{ м}^2$$

Приймаємо дійсну кількість будівельних прямокутників  $n_{\text{маш}} = 1$

Знаходжу площу всього холодильника за формулою:

$$F_{\text{хол}} = F_{\text{хол}} + F_{\text{сл}} + F_{\text{маш}} = 216 + 36 + 36 = 288 \text{ м}^2$$

Отримані результати відповідно до розрахунків зводжу до таблиці 1.

Таблиця 1 Визначення основних розмірів приміщень холодильника

Назва камери, приміщення	$E_k$ т	$g_v$ т/ м <sup>3</sup>	$\beta_F$	$h_B$ м	$F_{б\text{уд}}$ м <sup>2</sup>	$f$ м <sup>2</sup>	$n$	$n_d$	$F_d$ м <sup>2</sup>
1. Зберігання молока в пакетах, сметани в пакетах та СОМ	51,74 6	0,71	0,7 2	2, 2	45,9	36	1,2 7	2	72
2. Замороження та зберігання масла	15	0,75	0,7	2, 2	14,2	36	0,3 9	1	36
Експедиція					25,7 2	36	0,7 1	1	36
Допоміжні приміщення					37,8	36	1,0 5	2	72
Холодильник в контурі					216	36	6	6	21 6
Службові приміщення					32,4	36	0,9	1	36



Рис. 6. Відношення площ приміщень до загальної площі

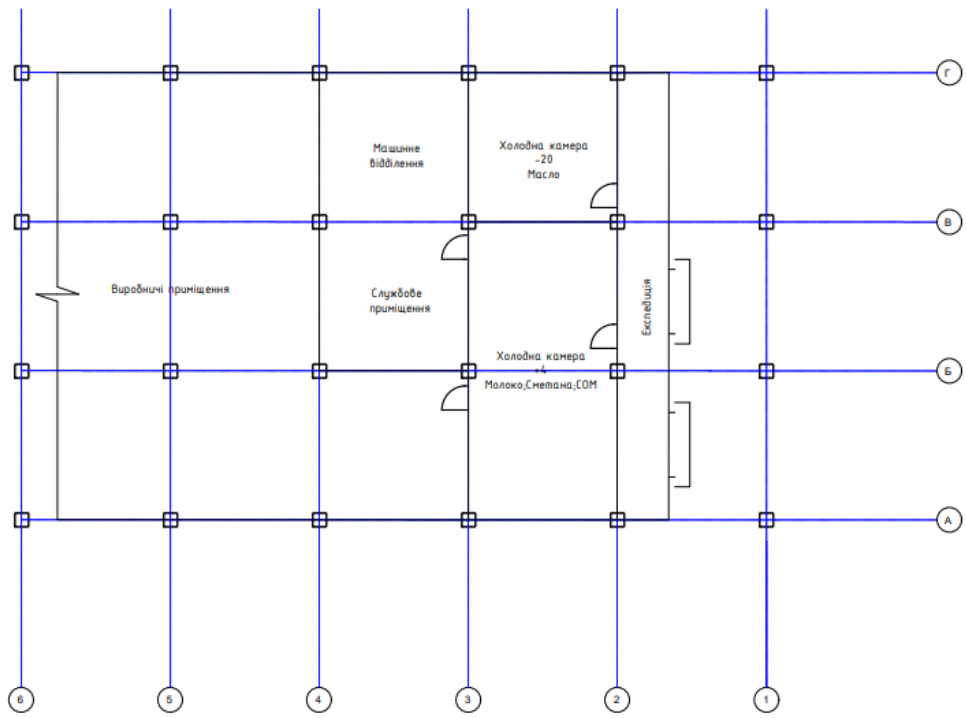


Рис. 7. Схема приміщень

## 5. Розрахунок ізоляційних конструкцій

У якості ізоляційного матеріалу використано пінополіуретан. Він є складовою сендвіч-панелей, якими зроблено ізоляцію камер холодильника та службових приміщень. Технічні характеристики пінополіуретану наведено у таблиці 2. Стеля виконана з сендвіч-панелей на основі утеплювача пінополіуретан. Для розрахунку товщини ізоляції зовнішніх стін необхідно знати параметри зовнішнього повітря місця будівництва холодильника (табл. 3).

Таблиця 2. Основні характеристики сендвіч-панелей на основі ППУ

Найменування показників	Величина показників
Густина, кг/м <sup>3</sup> , не більше	55
Теплопровідність, Вт/(м <sup>2</sup> •К), не більше	0,022
Волого-поглинання за 24 години при відносній вологості повітря 96%, % від об'єму, не більше	0,1
Міцність зчеплення з металевим листом, Мпа(кгс/см <sup>2</sup> )	
при рівномірному відриві	0,20(2,0)
при зміщенні	0,25(2,5)
Міцність при розтягненні, Мпа(кгс/см <sup>2</sup> ), не менше	0,20(2,0)
Міцність при зміщенні, Мпа(кгс/см <sup>2</sup> ), не менше	0,25(2,5)
Модуль потужності при розтягненні, Мпа(кгс/см <sup>2</sup> ), не менше	12(120)
Модуль зміщення, Мпа(кгс/см <sup>2</sup> ), не менше	4,5(45)
Склад добавок, що гасять полум'я, % від ваги, не менше	5
Товщина металевого листа $\delta$ , мм	0,5
Коефіцієнт теплопровідності металевого листа $\lambda$ , Вт/(м <sup>2</sup> •К)	46,5

Стандартний ряд товщин панелей, мм: 50, 60, 80, 100, 120, 150.

Таблиця 3. Розрахункові параметри зовнішнього повітря

Місто	Розрахункова температура, °С		
	літня	зимова	середньорічна
Тернопіль	30	-19	7,5

## Розрахунок теплоізоляції огорожуючих конструкцій

Визначаю потрібну товщину ізоляційного шару для зовнішніх стін за формулою:

$$\delta_{із} = \lambda_{із} \cdot \left[ \frac{1}{K_0} - \left( \frac{1}{\alpha_3} \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} \right) \right], \text{ м},$$

де  $\lambda_{із}$ - коефіцієнт теплопровідності матеріалу ізоляції, Вт/(м·К);  $K_0$ - оптимальний коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м<sup>2</sup> К);  $\alpha_3$ - коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої або більш теплої сторони огороження, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\alpha_B$  - коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої або більш холодної сторони огороження, Вт/(м<sup>2</sup> К).

Приймаю у якості дійсного значення товщину теплоізоляції,  $\delta_{із}$ , округлюючи розрахункове значення в бік зростання.

Далі проводжу перерахунок коефіцієнта теплопередачі та він уже буде дійсним:

$$K_0^Д = \frac{1}{\left( \frac{1}{\alpha_3} \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} \right) + \frac{\delta_{із}^Д}{\lambda_{із}}};$$

**Камера заморожування та зберігання вершкового масла**  $t_{кам} = -20^\circ\text{C}$

**Зовнішня стіна:**

$\lambda_{із} = 0,022 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); K_0 = 0,23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К}); \alpha_3 = 23, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \alpha_B = 11, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К}).$

Загальний термічний опір огорожуючої конструкції:

$$R = \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{0,0005 \cdot 2}{46,5} = 0,000022 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$$

$$\delta_{із}^н = 0,022 \cdot \left[ \frac{1}{0,23} - \left( \frac{1}{23} + 0,000022 + \frac{1}{11} \right) \right] = 0,092 \text{ м};$$

Товщину сендвіч-панелей обираю зі стандартного ряду  $\delta_{із}^Д = 100 \text{ мм}.$

$$K_0^Д = \frac{1}{\left( \frac{1}{23} + 0,000022 + \frac{1}{11} \right) + \frac{0,1}{0,022}} = 0,213 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

**Стіна між камерою та виробничими цехами:**

$\lambda_{із} = 0,022 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); K_0 = 0,27 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К}); \alpha_3 = 9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \alpha_B = 11 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К}).$

$$\delta_{із}^н = 0,022 \cdot \left[ \frac{1}{0,27} - \left( \frac{1}{9} + 0,000022 + \frac{1}{11} \right) \right] = 0,077 \text{ м};$$

Товщину сендвіч-панелей обираю зі стандартного ряду  $\delta_{із}^Д = 80 \text{ мм}.$

$$K_0^Д = \frac{1}{\left( \frac{1}{9} + 0,000022 + \frac{1}{11} \right) + \frac{0,08}{0,022}} = 0,26 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

**Покрівля камери:**

$\lambda_{із} = 0,022 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); K_0 = 0,242 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К}); \alpha_3 = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \alpha_B = 11 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К}).$

$$\delta_{\text{із}}^n = 0,022 \cdot \left[ \frac{1}{0,242} - \left( \frac{1}{23} + 0,000022 + \frac{1}{11} \right) \right] = 0,088 \text{ м};$$

Товщину сендвіч-панелей обираю зі стандартного ряду  $\delta_{\text{із}}^A = 100\text{мм}$ .

$$K_0^D = \frac{1}{\left( \frac{1}{23} + 0,000022 + \frac{1}{11} \right) + \frac{0,1}{0,022}} = 0,213 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Для запобігання промерзання ґрунту в камерах з від'ємною температурою прийнято встановлення гріючого кабелю для обігріву підлоги.

**Стіна між камерою заморожування та зберігання масла та приміщеннями з температурою 4°C:**

$\lambda_{\text{із}} = 0,022\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$   $K_0 = 0,26\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{К});$   $\alpha_3 = 9\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$   $\alpha_B = 11\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{К}).$

$$\delta_{\text{із}}^n = 0,022 \cdot \left[ \frac{1}{0,26} - \left( \frac{1}{9} + 0,000022 + \frac{1}{11} \right) \right] = 0,08 \text{ м};$$

Товщину сендвіч-панелей обираю зі стандартного ряду  $\delta_{\text{із}}^A = 80\text{мм}$ .

$$K_0^D = \frac{1}{\left( \frac{1}{9} + 0,000022 + \frac{1}{11} \right) + \frac{0,08}{0,022}} = 0,26 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

**Камера зберігання молока, сметани, СОМ та приміщення з температурою 4°C:**

Температури в цих камерах однакові, тому товщина ізоляції 50 мм.

Товщину сендвіч-панелей обираю зі стандартного ряду  $\delta_{\text{із}}^A = 50\text{мм}$ .

$$K_0^D = \frac{1}{\left( \frac{1}{9} + 0,000022 + \frac{1}{9} \right) + \frac{0,05}{0,022}} = 0,396 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

**Зовнішня стінка:**

$\lambda_{\text{із}} = 0,022\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$   $K_0 = 0,44\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{К});$   $\alpha_3 = 23\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$   $\alpha_B = 9\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{К}).$

$$\delta_{\text{із}}^n = 0,022 \cdot \left[ \frac{1}{0,44} - \left( \frac{1}{23} + 0,000022 + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,046 \text{ м};$$

Товщину сендвіч-панелей обираю зі стандартного ряду  $\delta_{\text{із}}^A = 50\text{мм}$ .

$$K_0^D = \frac{1}{\left( \frac{1}{23} + 0,000022 + \frac{1}{9} \right) + \frac{0,05}{0,022}} = 0,41 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

**Стіна між камерою та виробничими цехами:**

$\lambda_{\text{із}} = 0,022\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$   $K_0 = 0,52\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{К});$   $\alpha_3 = 9\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$   $\alpha_B = 9\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{К}).$

$$\delta_{\text{із}}^n = 0,022 \cdot \left[ \frac{1}{0,52} - \left( \frac{1}{9} + 0,000022 + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,037 \text{ м};$$

Товщину сендвіч-панелей обираю зі стандартного ряду  $\delta_{\text{із}}^A = 50\text{мм}$ .

$$K_0^D = \frac{1}{\left( \frac{1}{9} + 0,000022 + \frac{1}{9} \right) + \frac{0,05}{0,022}} = 0,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

**Покрівля камери:**

$\lambda_{із} = 0,022 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \quad K_0 = 0,464 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \quad \alpha_3 = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \quad \alpha_B = 9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$

$$\delta_{із}^n = 0.022 \cdot \left[ \frac{1}{0,464} - \left( \frac{1}{23} + 0,000022 + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,044 \text{ м};$$

Товщину сендвіч-панелей обираю зі стандартного ряду  $\delta_{із}^д = 50 \text{ мм}.$

$$K_0^д = \frac{1}{\left( \frac{1}{23} + 0,000022 + \frac{1}{9} \right) + \frac{0,05}{0,022}} = 0,41 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Отримані результати проведених розрахунків зводжу до таблиці 4.

Огородження	$t_B$ °C	$\alpha_{зОВ}$ Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$\alpha_B$ Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	Товщина теплоізоляційного шару		Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	
				$\delta_{із}^п$	$\delta_{із}^д$	$K_0$	$K_0^д$
<b>Камера заморожування та зберігання масла</b>							
Зовнішня стіна	-20	23	11	0,092	0,1	0,23	0,213
Стінка між камерою та приміщеннями з температурою +4	-20	9	11	0,08	0,08	0,26	0,26
Стінка між камерою та виробничими приміщеннями	-20	9	11	0,077	0,08	0,27	0,26
Покрівля	-20	23	11	0,088	0,1	0,242	0,213
<b>Камера зберігання молока, сметани та СОМ</b>							
Між приміщеннями з температурою +4	4	9	9	0,032	0,05	0,58	0,396
Між виробничими приміщеннями	4	9	9	0,037	0,05	0,052	0,04
Зовнішня стіна	4	23	9	0,046	0,05	0,44	0,41
Покрівля	4	23	9	0,044	0,05	0,464	0,41

## 6. Розрахунок теплонадходжень до охолоджувальних приміщень

Сумарна кількість теплоти, що надходить в охолоджуване приміщення холодильника:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5, \text{Вт},$$

де  $Q_1, Q_2, Q_3, Q_4, Q_5$  – надходження теплоти відповідно через огорожувальні конструкції, при холодильному обробленні продуктів, від вентиляції, експлуатаційні теплонадходження, а також теплота, що виділяється продуктами під час дихання.

### Теплонадходження через огорожуючі конструкції:

$$Q_1 = Q_{1T} + Q_{1C}, \text{Вт};$$

де  $Q_{1T}, Q_{1C}$  – надходження теплоти відповідно через стіни, простінки, перекриття, покрівлю, через підлогу, від сонячної радіації, Вт.

$$Q_{1T} = K_{\partial} \cdot F \cdot \theta \cdot 10^{-3} = K_{\partial} \cdot F \cdot (t_{\text{зов.}} - t_{\text{вн.}}) \cdot 10^{-3}, \text{Вт};$$

Розраховую теплонадходження від дії сонячної радіації:

$$Q_{1C} = K_{\partial} \cdot F \cdot \Delta t, \text{Вт}$$

де  $\Delta t$  – надлишкова різниця температури від дії сонячної радіації, °С.

### Камера заморожування та зберігання вершкового масла:

Північна сторона:

$$Q_{1T} = 0,213 \cdot 13,2 \cdot (30 + 20) = 0,1406, \text{кВт};$$

$$Q_{1C} = 0 \text{кВт};$$

$$Q_1 = 0,1406 + 0 = 0,141 \text{кВт}.$$

Південна сторона:

$$Q_{1T} = 0,26 \cdot 13,2 \cdot (4 + 20) = 0,0824, \text{кВт};$$

$$Q_{1C} = 0 \text{кВт};$$

$$Q_1 = 0,0824 + 0 = 0,0824 \text{кВт}.$$

Західна сторона:

$$Q_{1T} = 0,26 \cdot 13,2 \cdot (8 + 20) = 0,0961, \text{кВт};$$

$$Q_{1C} = 0 \text{кВт};$$

$$Q_1 = 0,0961 + 0 = 0,0961 \text{кВт}.$$

Східна сторона:

$$Q_{1T} = 0,26 \cdot 13,2 \cdot (4 + 20) = 0,082, \text{кВт};$$

$$Q_{1C} = 0 \text{кВт};$$

$$Q_1 = 0,082 + 0 = 0,082 \text{кВт}.$$

Підлога:

$$Q_{1T} = 0,21 \cdot 36 \cdot (1 + 20) = 0,1588, \text{кВт};$$

$$Q_{1C} = 0 \text{кВт};$$

$$Q_1 = 0,1588 + 0 = 0,1588 \text{кВт}.$$

Покриття:

$$Q_{1T} = 0,213 \cdot 36 \cdot (30 + 20) = 0,3834, \text{кВт};$$

$$Q_{1C} = 0,213 \cdot 36 \cdot 14,9 = 0,1143 \text{кВт};$$

$$Q_1 = 0,3834 + 0,1143 = 0,498 \text{кВт}.$$

Сумарна кількість теплонадходжень в камеру зберігання та замороження масла:

$$Q_{1-20} = 0,141 + 0,0824 + 0,0961 + 0,082 + 0,159 + 0,498 = 1,05 \text{ кВт.}$$

**Камера зберігання молока, сметани та СОМ:**

Північна сторона:

$$Q_{1T} = 0,26 \cdot 13,2 \cdot (-20 + 4) = -0,0824 \text{ кВт};$$

$$Q_{1C} = 0 \text{ кВт};$$

$$Q_1 = -0,0824 + 0 = 0,0824 \text{ кВт.}$$

Східна сторона:

$$Q_{1T} = 0 \text{ кВт};$$

$$Q_{1C} = 0 \text{ кВт};$$

$$Q_1 = 0 \text{ кВт.}$$

Західна сторона:

$$Q_{1T} = 0,4 \cdot 26,4 \cdot (8 - 4) = 0,0422 \text{ кВт};$$

$$Q_{1C} = 0 \text{ кВт};$$

$$Q_1 = -0,0422 + 0 = 0,0422 \text{ кВт.}$$

Південна сторона:

$$Q_{1T} = 0,41 \cdot 13,2 \cdot (30 - 4) = -0,1407 \text{ кВт};$$

$$Q_{1C} = 0,41 \cdot 13,2 \cdot 3,2 = 0,0173 \text{ кВт};$$

$$Q_1 = 0,1407 + 0,0173 = 0,158 \text{ кВт.}$$

Підлога:

$$Q_{1T} = 0,21 \cdot 72 \cdot (1 - 4) = -0,0454 \text{ кВт};$$

$$Q_{1C} = 0 \text{ кВт};$$

$$Q_1 = -0,0454 \text{ кВт.}$$

Покриття:

$$Q_{1T} = 0,41 \cdot 72 \cdot (30 - 4) = 0,7675 \text{ кВт};$$

$$Q_{1C} = 0,41 \cdot 72 \cdot 14,9 = 0,4398 \text{ кВт};$$

$$Q_1 = 0,7675 + 0,4398 = 1,207 \text{ кВт.}$$

Сумарна кількість теплонадходжень в камеру зберігання молока, сметани, СОМ:

$$Q_{1+4} = -0,082 + 0,158 + 0,042 + 0 - 0,045 + 1,207 = 1,207 \text{ кВт.}$$

**Автомобільна платформа (Експедиція):**

Південна сторона:

$$Q_{1T} = 0,41 \cdot 4,4 \cdot (30 - 4) = 0,0469 \text{ кВт};$$

$$Q_{1C} = 0,41 \cdot 4,4 \cdot 3,2 = 0,0058 \text{ кВт};$$

$$Q_1 = 0,469 + 0,0058 = 0,053 \text{ кВт.}$$

Північна сторона:

$$Q_{1T} = 0,41 \cdot 4,4 \cdot (30 - 4) = 0,0469 \text{ кВт};$$

$$Q_{1C} = 0 \text{ кВт};$$

$$Q_1 = 0,0469 \text{ кВт.}$$

Західна сторона:

$$Q_{1T} = 0,26 \cdot 39,6 \cdot (-20 - 4) = -0,2471 \text{ кВт};$$

$$Q_{1C} = 0 \text{ кВт};$$

$$Q_1 = -0,2471 \text{ кВт.}$$

Східна сторона:

$$Q_{1T} = 0,41 \cdot 39,6 \cdot (30 - 4) = 0,4221 \text{ кВт};$$

$$Q_{1C} = 0,41 \cdot 39,6 \cdot 32 = 0,0520 \text{ кВт};$$

$$Q_1 = 0,4221 - 0,0520 = 0,474 \text{ кВт}.$$

Підлога:

$$Q_{1T} = 0,21 \cdot 36 \cdot (1 - 4) = -0,0227 \text{ кВт};$$

$$Q_{1C} = 0 \text{ кВт};$$

$$Q_1 = -0,0227 \text{ кВт}.$$

Покриття:

$$Q_{1T} = 0,41 \cdot 36 \cdot (30 - 4) = 0,3838 \text{ кВт};$$

$$Q_{1C} = 0,41 \cdot 36 \cdot 14,9 = 0,2199 \text{ кВт};$$

$$Q_1 = 0,3838 - 0,2199 = 0,604 \text{ кВт}.$$

Сумарні теплонадходження в камеру:

$$Q_{1 \text{ екс}} = 0,047 + 0,053 - 0,247 + 0,474 - 0,474 - 0,023 + 0,604 = 0,908 \text{ кВт}.$$

Усі результати розрахунків зводжу до таблиці 5.

Таблиця 5. Теплонадходжень через огорожуючі конструкції

Назва камери	Назва огороження	$K_0^D$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	F, м <sup>2</sup>	$t_3$ , °С	$t_{вн}$ , °С	$\theta$	$Q_{1T}$ , кВт	$\Delta t$	$Q_{1C}$ , кВт	$Q_1$ , кВт
Камера заморожування та зберігання масла	північна	0,213	13,2	30	-20	50	0,1406	-	0	0,141
	південна	0,26	13,2	4	-20	24	0,0824	-	0	0,082
	західна	0,26	13,2	8	-20	28	0,0961	-	0	0,096
	східна	0,26	13,2	4	-20	24	0,0824	-	0	0,082
	підлога	0,21	36	1	-20	21	0,1588	-	0	0,159
	покриття	0,213	36	30	-20	50	0,3834	14,90	0,1143	0,498
Всього:										1,058
Камера зберігання молока, сметани та СОМ	північна	0,26	13,2	-20	4	-24	0,0824	-	0	0,082
	південна	0,41	13,2	30	4	26	0,1407	3,2	0,0173	0,158
	західна	0,4	26,4	8	4	4	0,0422	-	0	0,042
	східна	0,396	26,4	4	4	0	0,0000	-	0	0
	підлога	0,21	72	1	4	26	0,0454	-	0	0,045
	покриття	0,41	72	30	4	26	0,7675	14,9	0,4398	1,207
Всього:										1,280
Автомобільна платформа	північна	0,41	4,4	30	4	26	0,0469	-	0	0,047
	південна	0,41	4,4	30	4	26	0,0469	3,2	0,0058	0,053
	західна	0,26	39,6	-20	4	-24	0,2471	-	0	0,247

східна	0,41	39,6	30	4	26	0,4221	3,2	0,0520	0,474
підлога	0,21	36	1	4	26	- 0,0227	-	0	- 0,023
покриття	0,41	36	30	4	26	0,3838	14,9	0,2199	0,604
Всього:									0,908

### 7. Теплонадходження при холодильній обробці продуктів

Розраховую теплонадходження при холодильній обробці продуктів:

$$Q_2 = Q_{2П} + Q_{2Т}, Вт$$

де  $Q_{2П}$  – теплонадходження від продуктів при обробці, Вт;

$Q_{2Т}$  – теплонадходження від тари, Вт.

Знаходимо теплонадходження від продуктів:

$$Q_{2П} = M_{\partial} \cdot (i_n - i_k) \cdot \frac{1000}{\tau \cdot 3600}, Вт$$

де  $M_{\partial}$  – добове надходження продукції в камеру, т / добу ;  $i_n$  – ентальпія продукту при надходженні в камеру, кДж / кг;  $i_k$  – ентальпія продукту після холодильної обробки, кДж / кг;  $\tau$  – час холодильної обробки, год.

Розраховую теплонадходження від тари:

$$Q_{2Т} = M_{\partial т} \cdot C_T \cdot (i_n - i_k) \cdot \frac{1000}{\tau \cdot 3600}, Вт$$

де  $M_{\partial т}$  – добове надходження тари в камеру, т / добу ;  $t_n$  – температури тари при надходженні в камеру, °С ;  $i_k$  – температура тари після холодильної обробки, °С ;  $\tau$  – час холодильної обробки, год;  $C_T$  – теплоємність тари, кДж/(кг\*К).

#### Камера зберігання та заморожування вершкового масла №1:

$$Q_{2П} = 1,3 \cdot 1,5 \cdot (214,4 - 0) \cdot \frac{1000}{22,2 \cdot 3600} = 5,231 \text{ кВт};$$

$$Q_{2Т} = 0,15 \cdot 2,3 \cdot (25 - 0) \cdot \frac{1000}{22,2 \cdot 3600} = 0,108 \text{ кВт};$$

$$Q_2 = 4,024 + 0,108 = 5,339 \text{ кВт}.$$

#### Камера зберігання молока, сметани та СОМ №2:

$$Q_{2ПМОЛ} = 9,171 \cdot (342,5 - 334) \cdot \frac{1000}{24 \cdot 3600} = 1,8045 \text{ кВт};$$

$$Q_{2ТМОЛ} = 0,1 \cdot 18,342 \cdot 2,3 \cdot (25 - 4) \cdot \frac{1000}{24 \cdot 3600} = 0,049 \text{ кВт};$$

$$Q_{2ПСОМ} = 1,618 \cdot (334 - 334) \cdot \frac{1000}{24 \cdot 3600} = 0 \text{ кВт};$$

$$Q_{2ТСОМ} = 0,1 \cdot 1,618 \cdot 2,3 \cdot (25 - 4) \cdot \frac{1000}{24 \cdot 3600} = 0,090 \text{ кВт};$$

$$Q_{2Псмет} = 1,044 \cdot (29,3 - 13) \cdot \frac{1000}{24 \cdot 3600} = 0,2 \text{ кВт};$$

$$Q_{2\text{Тсмет}} = 0,1 \cdot 1,044 \cdot 2,3 \cdot (25 - 4) \cdot \frac{1000}{24 \cdot 3600} = 0,06 \text{ кВт};$$

$$Q_2 = 1,8045 + 0,049 + 0 + 0,09 + 0,2 + 0,06 = 2,204 \text{ кВт}.$$

Таблиця 6. Теплонадходжень при холодильній обробці продуктів

Номер камери	t <sub>кам</sub>	M <sub>д</sub>	M <sub>дт</sub>	t <sub>п</sub>	t <sub>к</sub>	i <sub>п</sub>	i <sub>к</sub>	C <sub>т</sub>	τ	Q <sub>2п</sub>	Q <sub>2т</sub>	Q
	°C	т/добу	т/добу	С0	С0	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг	год	кВт	кВт	кВт
Камера №1	-20	1,5	0,15	16	-20	214,4	0	2,3	22,2	5,231	0,108	5,3
Камера №2	4	21,004	2,1004	8	4	342,5	334	2,3	24	2,0045	0,199	2,2

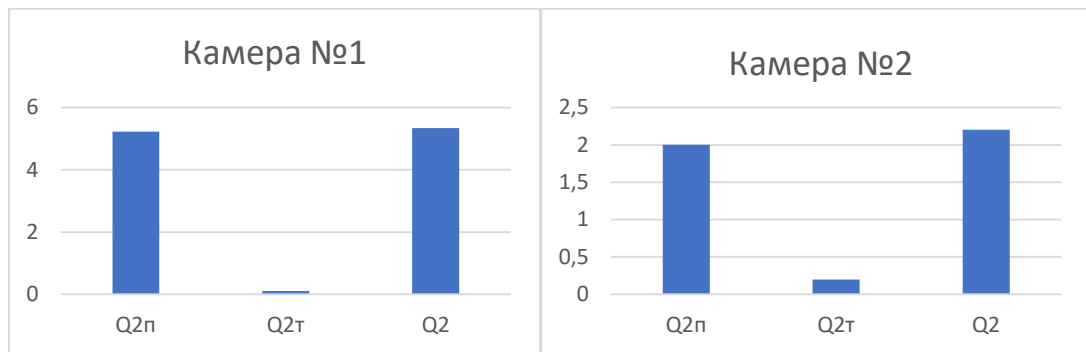


Рис. 8. Графік теплонадходжень при холодильній обробці продуктів.

## 8. Розрахунок експлуатаційних теплонадходжень

### Формула для розрахунку експлуатаційних теплонадходжень:

$$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4, \text{ кВт}$$

де  $q_1$  – теплонадходження від освітлення, кВт;  $q_2$  – теплонадходження від людей, кВт;  $q_3$  – теплонадходження від працюючих електродвигунів, кВт;  $q_4$  – теплонадходження від відкриття дверей, кВт.

Розраховую теплонадходження від освітлення:

$$q_1 = A \cdot F, \text{ кВт}$$

де  $A$  – питоме теплонадходження від приладів на 1 м<sup>2</sup> підлоги, Вт/м<sup>2</sup>;  $F$  – площа камери, м<sup>2</sup>.

Розраховую теплонадходження від перебування людей за формулою:

$$q_2 = 350 \cdot n, \text{ кВт}$$

де  $n$  – кількість людей, чел; 350 – теплонадходження від однієї працюючої людини, Вт/чол.

Розраховую теплонадходження від працюючих електродвигунів:

$$q_3 = N_{\text{ел}}, \text{ кВт}$$

де  $N_{\text{ел}}$  – сумарна потужність всіх електродвигунів, кВт.

Розраховую теплонадходження від відкриття дверей:

$$q_4 = K \cdot F, \text{ кВт}$$

де  $K$  – питомий теплонадходження від відкриття дверей, Вт/м<sup>2</sup>;  $F$  – площа камери, м<sup>2</sup>.

### Камера зберігання та заморожування вершкового масла (№1):

$$q_1 = 4,7 \cdot 36 = 0,17 \text{ кВт} ;$$

$$q_2 = 350 \cdot 2 = 0,7 \text{ кВт} ;$$

$$q_3 = 8 \text{ кВт} ;$$

$$q_4 = 19,2 \cdot 36 = 0,691 \text{ кВт} ;$$

$$Q_4 = 0,12 + 0,7 + 8 + 0,691 = 9,561 \text{ кВт} ;$$

**Камера зберігання молока, сметани та СОМ (№2):**

$$q_1 = 2,3 \cdot 72 = 0,166 \text{ кВт} ;$$

$$q_2 = 350 \cdot 4 = 1,4 \text{ кВт} ;$$

$$q_3 = 2 \text{ кВт} ;$$

$$q_4 = 17,4 \cdot 72 = 1,253 \text{ кВт} ;$$

$$Q_4 = 0,166 + 1,4 + 2 + 1,253 = 4,82 \text{ кВт} ;$$

**Автомобільна платформа (№3):**

$$q_1 = 4,7 \cdot 36 = 0,338 \text{ кВт} ;$$

$$q_2 = 350 \cdot 2 = 0,7 \text{ кВт} ;$$

$$q_3 = 2 \text{ кВт} ;$$

$$q_4 = 22,8 \cdot 36 = 0,821 \text{ кВт} ;$$

$$Q_4 = 0,338 + 0,7 + 2 + 0,821 = 3,86 \text{ кВт} ;$$

Отримані результати в процесі розрахунку зводжу до таблиці 7.

Таблиця 7. Експлуатаційні теплонадходження

Номер приміщення	$F_d$	A	$q_1$	n	$q_2$	$N_{ел}$	$q_3$	K	$q_4$	$Q_4$
	м <sup>2</sup>	Вт/м <sup>2</sup>	кВт	чол	кВт	кВт	кВт	Вт/м <sup>2</sup>	кВт	кВт
№ 1	36	4,7	0,17	2	0,7	8	8	19,2	0,691	9,561
№ 2	72	2,3	0,166	4	1,4	2	2	17,4	1,253	4,819
№ 3	36	4,7	0,338	2	0,7	2	2	22,8	0,821	3,859

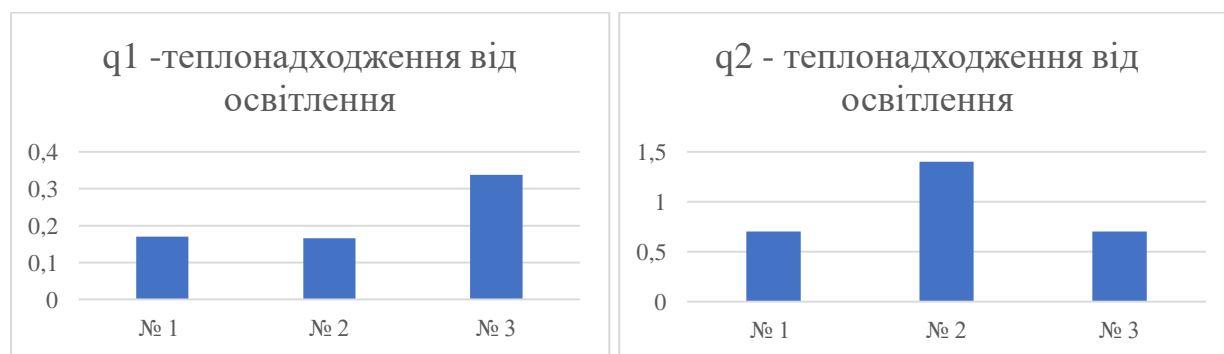


Рис. 9. Графік експлуатаційних теплонадходжень

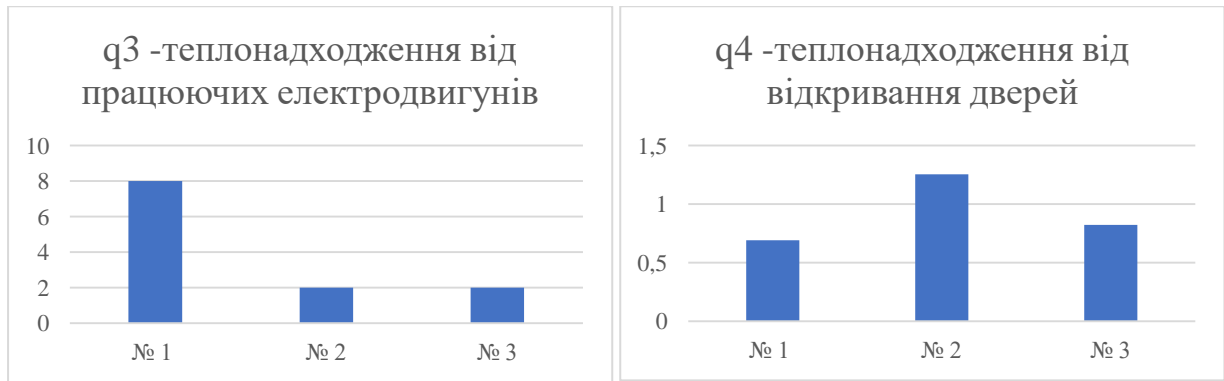


Рис. 10. Графік експлуатаційних теплонадходжень

Сумарні теплонадходження, що надходять в охолоджуване приміщення холодильника визначено у таблиці 8.

Таблиця 8. Загальні Теплонадходження

Номер приміщення	$t_{кам}$	$Q_1$	$Q_2$	$Q_4$	$Q$
	°C	кВт	кВт	кВт	кВт
№ 1	-20	1,058	5,339	9,561	15,958
№ 2	4	1,280	2,204	4,82	8,304
№ 3	4	0,908	-	3,86	4,768

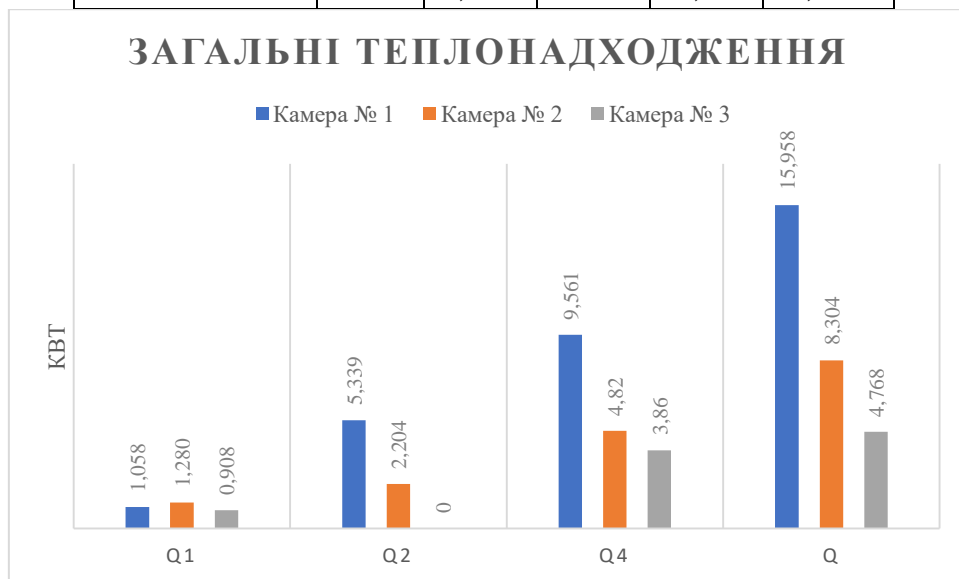


Рис. 11. Графік загальних теплонадходжень

### 9. Визначення навантаження на обладнання камер та компресори

Навантаження на компресор  $Q_{км}$  складається із усіх видів теплонадходжень, але врахувати їх можна не повністю, а частково, в залежності від типу та призначення холодильника.

На підприємствах молочної промисловості теплове навантаження визначається графіком роботи технологічних апаратів і характеризується великою нерівномірністю протягом доби.

**Холодильне навантаження технологічного процесу згідно розділу (проміжний холодоносіє – “льодяна” вода  $t_0 = 1^\circ\text{C}$ )**

1. Прийомка молока ( $8 \rightarrow 6^\circ\text{C}$ ):

$$Q_{\text{пр}} = 1,3 \cdot M_{\text{пр}} \cdot \Delta h \cdot \frac{10^3}{\tau_{\text{обр}} \cdot 3600} = 1,3 \cdot 50 \cdot (351 - 342,5) \cdot \frac{10^3}{6 \cdot 3600} = 25,58 \text{ кВт};$$

2. Охолодження після сепарації ( $35 \rightarrow 4^\circ\text{C}$ ):

а) вершків:

$$Q_{\text{вер.}} = 1,3 \cdot M_{\text{вер.}} \cdot c_p \cdot \Delta t \cdot \frac{10^3}{\tau_{\text{обр}} \cdot 3600} = 1,3 \cdot 2,446 \cdot 3,58 \cdot (35 - 4) \cdot \frac{10^3}{6 \cdot 3600} = 16,34 \text{ кВт};$$

б) знежиреного молока:

$$Q_{\text{зн.вер.}} = 1,3 \cdot M_{\text{зн.вер.}} \cdot c_p \cdot \Delta t \cdot \frac{10^3}{\tau_{\text{обр}} \cdot 3600} = 1,3 \cdot 47,554 \cdot 3,9 \cdot (35 - 4) \cdot \frac{10^3}{6 \cdot 3600} = 346,02 \text{ кВт};$$

3. Охолодження молока після нормалізації ( $35 \rightarrow 4^\circ\text{C}$ ):

$$Q_{\text{мол}} = 1,3 \cdot M_{\text{мол}} \cdot \Delta h \cdot \frac{10^3}{\tau_{\text{обр}} \cdot 3600} = 1,3 \cdot 18,342 \cdot (458 - 334) \cdot \frac{10^3}{6 \cdot 3600} = 164,3 \text{ кВт};$$

4. Охолодження вершків для дозрівання масла ( $85 \rightarrow 13^\circ\text{C}$ ):

$$Q_{\text{вер.}} = 1,3 \cdot M_{\text{вер.}} \cdot c_p \cdot \Delta t \cdot \frac{10^3}{\tau_{\text{обр}} \cdot 3600} = 1,3 \cdot 0,75 \cdot 3,58 \cdot (85 - 13) \cdot \frac{10^3}{6 \cdot 3600} = 139,6 \text{ кВт};$$

5. Охолодження СОМ ( $50 \rightarrow 4^\circ\text{C}$ ):

$$Q_{\text{вер.}} = 1,3 \cdot M_{\text{СОМ}} \cdot c_p \cdot \Delta t \cdot \frac{10^3}{\tau_{\text{обр}} \cdot 3600} = 1,3 \cdot 1,618 \cdot 3,9 \cdot (50 - 4) \cdot \frac{10^3}{6 \cdot 3600} = 104,82 \text{ кВт};$$

**10. Вибір структури системи охолодження та типу холодильної установки**

Правильний та грамотний вибір структури системи охолодження та типу холодильної установки відіграє дуже важливу роль в економічності даного проекту, капітальних затратах на обладнання, трубопроводи, будівництво допоміжних приміщень та ін.

В даній роботі, я обрав саме децентралізовану одноступневу систему охолодження (безнасосна). Охолодження камер на технологічних ліній обрано комбінованим: безпосереднє та з проміжним теплоносієм – «льодяною

водою». В якості холодильного агента використовую фреон R404a, який найбільш підходить для даних температурних режимів та розрахункової потужності.

У якості теплообмінного апарату, який відводить теплоту конденсації – конденсатору – обрано до використання кожухотрубний конденсатор.

Децентралізоване холодильне обладнання знаходиться на вулиці під навісом біля холодильника.

6. Охолодження вершків перед заквашуванням сметани (50→26°C):

$$Q_{\text{вер.}} = 1,3 \cdot M_{\text{вер.}} \cdot c_p \cdot \Delta t \cdot \frac{10^3}{\tau_{\text{обр}} \cdot 3600} = 1,3 \cdot 1,044 \cdot 3,58 \cdot (50 - 26) \cdot \frac{10^3}{6 \cdot 3600} = 16,2 \text{ кВт};$$

На графіку (рис. 12.) добового споживання холоду видно, що на протязі доби двічі різко збільшується теплове навантаження. Розрахунок і підбір обладнання проводимо по максимальному тепловому навантаженню, яке складає:

$$Q_{\text{Л.В.}} = 25,58 + 16,34 + 346,02 = 387,94 \text{ кВт.}$$

### 11.Графік холодонавантаження молокозаводу



Рис 12. Графік холодонавантаження маслозаводу

Навантаження на компресор від теплонавантаження через огорожуючі конструкції приймають:

$$Q_{1\text{КМ}} = 0,9 \cdot Q_1;$$

Навантаження на компресор від термічної обробки продуктів приймають:

$$Q_{2\text{КМ}} = Q_2;$$

Навантаження на комперсор від експлуатаційних теплонадходжень приймають:

$$Q_{4KM} = 0.75 \cdot Q_4;$$

**Навантаження на компресор, що працює при температурі кипіння  $t_0 = -5^\circ\text{C}$  (приміщення з температурою  $4^\circ\text{C}$ ).**

$$Q_{KM-5} = 0,9 \cdot \sum Q_1 + \sum Q_2 + 0,75 \sum Q_4 = 0,9 \cdot (1,280 + 0,908) + 2,204 + 0,75 \cdot (4,819 + 3,859) = 1,9692 + 2,204 + 6,5085 = 10,682 \text{ кВт};$$

$$Q_{-5} = k \cdot \frac{Q_{KM-5}}{b} = 1,05 \cdot \frac{10,682}{0,8} = 14,02 \text{ кВт};$$

**Навантаження на компресор, що працює при температурі кипіння  $t_0 = -27^\circ\text{C}$ .**

$$Q_{KM-27} = 0,9 \cdot \sum Q_1 + \sum Q_2 + 0,75 \sum Q_4 = 0,9 \cdot 1,058 + 5,339 + 0,75 \cdot 9,561 = 0,9522 + 5,339 + 7,171 = 13,462 \text{ кВт};$$

$$Q_{-27} = k \cdot \frac{Q_{KM-27}}{b} = 1,07 \cdot \frac{13,462}{0,8} = 18,01 \text{ кВт};$$

**Навантаження на компресор, що працює на охолодження льодяної води при температурі кипіння  $t_0 = -3^\circ\text{C}$ .**

$$Q_{-3} = k \cdot \frac{Q_{ЛВ}}{b} = 1,12 \cdot \frac{387,94}{0,8} = 543,12 \text{ кВт}$$

## 12. Вибір розрахункового робочого режиму, побудова циклу та тепловий розрахунок холодильної машини. Вибір компресорів

Режим роботи холодильної установки характеризується наступними температурами: кипіння  $t_0$ , конденсації  $t_k$ , всмоктування  $t_{bc}$  та температурою переохолодження перед дроселюванням  $t_{перох}$ .

Значення вказаних параметрів обирають в залежності від призначення холодильної установки та розрахункових зовнішніх умов. Температуру кипіння,

як правило, приймають на 7 – 10 К нижчою ніж температура у камерах при безпосередньому охолодженні та на 3-6 К нижчою ніж температура «льодяної» води на вході в прилади охолодження при охолодженні з проміжним теплоносієм.

$$t_{0ЛВ} = t_{ВЛ} - 4 = 1 - 4 = -3^\circ\text{C}$$

$$t_{0Мас} = t_{к.Мас} - 7 = -20 - 7 = -27^\circ\text{C}$$

$$t_{0Мол} = t_{к.Мол} - 9 = 4 - 9 = -5^\circ\text{C}$$

В даному дипломному проєкті ми використовуємо кожухотрубні конденсатори

з охолодженням водою, тобто температура та тиск конденсації будуть залежати від температури мокрого термометру. Для м. Тернопіль ця температура в літку становить  $t_{м.т} = 22^\circ\text{C}$ . Температуру конденсації визначаємо з:

$$t_k = t_{м.т.} + 6 \dots 8 + 2 \dots 4 \text{ К} = 22 + 6 + 3 = 31^\circ\text{C}$$

Температура всмоктування парів у фреонових системах приймають на 10-20 К вища за температуру кипіння, що обумовлено використанням ТРВ.

$$t_{\text{вс.лв}} = t_{\text{0лв}} + 13 = -3 + 13 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{вс.мас}} = t_{\text{0.мас}} + 12 = -27 + 12 = -15 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{вс.мол}} = t_{\text{0.мол}} + 15 = -5 + 15 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$$

### Розрахунок систем для камери заморозки та зберігання вершкового масла

Будую цикл роботи холодильної установки в  $1_p - h$  діаграмі для R404A (рис.13). Значення параметрів у вузлових точках циклу наводжу у таблиці 9.

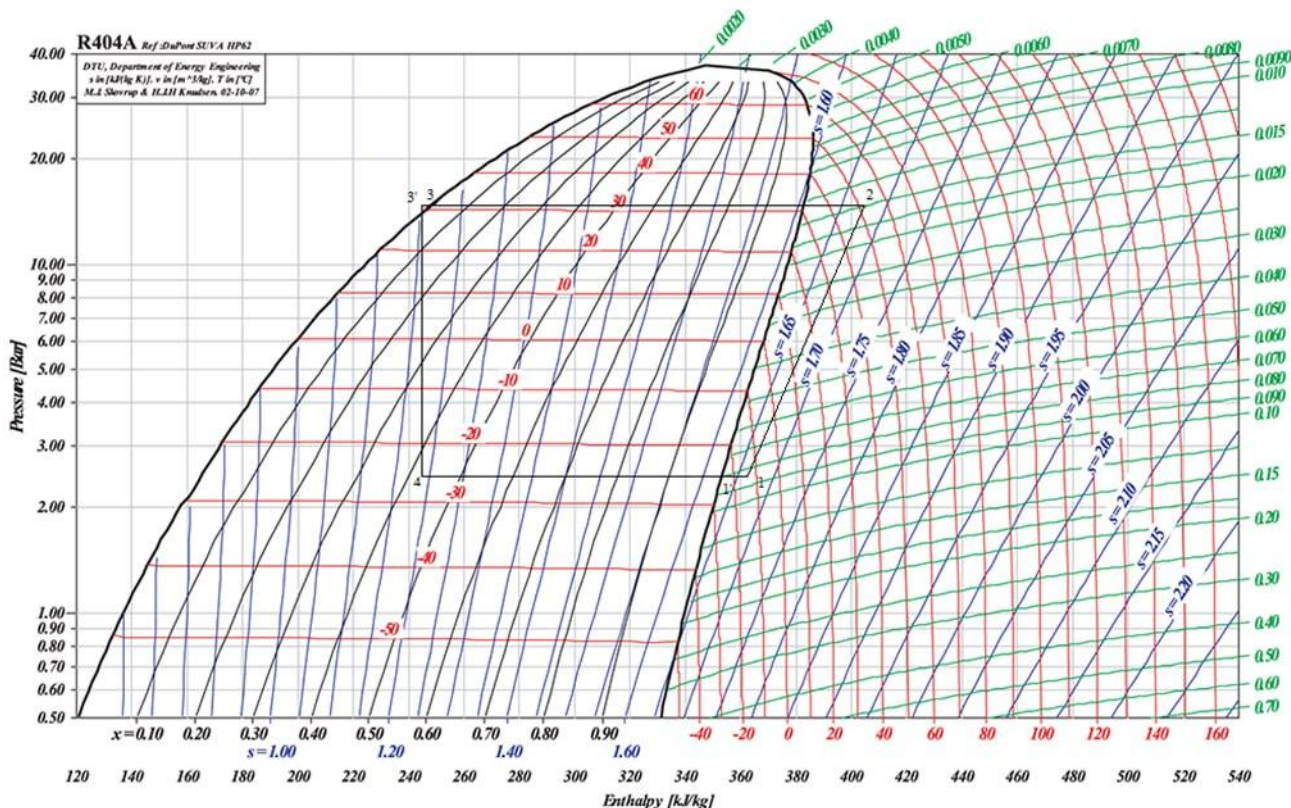


Рис 13. – Цикл холодильної установки для камери заморозки та зберігання масла

Таблиця 9. Параметри робочих точок

№ точки	t, °C	p, бар	v, м <sup>3</sup> /кг	h, кДж/кг
1'	-27	2,31	-	352,3
1	-15	2,31	0,0897	361,89
2p	51,88	14,527	0,0161	415,38
2	48,75	14,527	-	401,55
3'	31	14,527	-	247,3
3	33	16,6	-	243,93
4	-27	2,31	-	243,93

Масова витрата холодильного агенту:

$$m_{-27} = \frac{Q_{-27}}{h_1 - h_4} = \frac{18,01}{361,89 - 243,93} = 0,1526 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Визначаю індикаторний ККД за рівнянням:

$$\eta_i = \lambda_\omega + b \cdot t_0$$

де  $\lambda_\omega$  – тепловий коефіцієнт,  $b = 0,0025$  – для фреону.

Визначаю тепловий коефіцієнт:

$$\lambda_\omega = \frac{T_0}{T_k} = \frac{273 - 27}{273 + 31} = 0,809$$

Індикаторний ККД:

$$\eta_i = 0,809 + 0,0025 \cdot (-27) = 0,7415$$

Знаходжу реальну точку кінця процесу стиснення:

$$h_{2p} = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_i} = 361,89 + \frac{401,55 - 361,89}{0,7415} = 415,38 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Оскільки передбачається встановлення поршневих компресорів, то коефіцієнт подачі  $\lambda$  визначається наступним чином:

$$\lambda = \lambda_i \lambda_\omega'$$

де  $\lambda_i$  – індикаторний об'ємний коефіцієнт подачі поршневого компресора.

Знаходжу індикаторний об'ємний коефіцієнт подачі поршневого компресора:

$$\lambda_i = \frac{p_0 - \Delta p_{\text{вс}}}{p_0} - c \left[ \left( \frac{p_k + \Delta p_{\text{н}}}{p_0} \right)^{\frac{1}{n}} - \frac{p_0 - \Delta p_{\text{вс}}}{p_0} \right],$$

де  $\Delta p_{\text{вс}}$  – депресія на всмоктуванні,  $\Delta p_{\text{вс}} = 5 \dots 10$  кПа (приймаю  $\Delta p_{\text{вс}} = 0,005$  МПа);  $\Delta p_{\text{н}}$  – депресія на нагнітанні,  $\Delta p_{\text{н}} = 5 \dots 10$  кПа (приймаю  $\Delta p_{\text{н}} = 0,005$  МПа);  $c = 0,03 \dots 0,05$  – відносний мертвий простір (приймаю  $c = 0,03$ );  $n$  – показник політропи розширення (приймаю  $n = 1,2$ ).

$$\lambda_i = \frac{0,231 - 0,005}{0,231} - 0,03 \cdot \left[ \left( \frac{1,4527 + 0,005}{0,231} \right)^{\frac{1}{1,2}} - \frac{0,231 - 0,005}{0,231} \right] = 0,847$$

$$\Lambda = 0,847 \cdot 0,7415 = 0,628$$

Обираю поршневі компресори:

$$V_{\partial(1)} = m_{-27} \cdot v_1 = 0,1526 \cdot 0,0897 = 0,01368822 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 49,3 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$V_{m1} = \frac{V_{\partial(1)}}{v_1} = \frac{0,01368822}{0,628} = 0,02179653 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 78,5 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Обираємо 2 напівгерметичних поршневих компресора Bitzer 4JE-15Y з об'ємною подачею:

$$V_{\partial(1)} = 84,5 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} = 0,02347222 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Визначаю дійсну масову витрату:

$$M_{(-27)} = \frac{\lambda \cdot V_{\partial(1)}}{v_1} = \frac{0,628 \cdot 0,02347}{0,0897} = 0,164 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Визначаю теоретичну потужність:

$$N_{m(-27)} = M_{(-27)} \cdot (h_{2p} - h_1) = 0,164 \cdot (415,38 - 316,89) = 0,164 \cdot 53,49 = 8,77 \text{ кВт}$$

Визначаю індикаторну потужність компресора:

$$N_{i(-27)} = \frac{N_{m(-27)}}{\eta_{i(1)}} = \frac{8,77}{0,7415} = 11,83 \text{ кВт}$$

Визначаю ефективну потужність компресорів:

$$N_{e(-27)} = \frac{N_{i(-27)}}{\eta_{mex}} = \frac{11,83}{0,9} = 13,14 \text{ кВт}$$

де  $\eta_{mex}$  – механічний ККД компресора.

Визначаю електрична потужність компресора:

$$N_{ел(-27)} = \frac{N_{e(-27)}}{\eta_{ел}} = \frac{13,14}{0,8} = 16,43 \text{ кВт}$$

де  $\eta_{ел}$  - електричний ККД електродвигуна компресора.

Для забезпечення нормальної роботи компресорів необхідно брати запас електричної потужності 10%

По замовчуванню на кожний компресор встановлено двигун, який має потужність 19 кВт.

Визначаю навантаження на конденсатор:

$$Q_{кд(-27)} = \sum M_{(-27)} \cdot (h_{2p} - h_3) = 2 \cdot 0,164 \cdot (415,38 - 247,3) = 0,328 \cdot 168,08 = 55,13 \text{ кВт.}$$

### Проводимо розрахунок систем для охолодження льодяної води

Будую цикл роботи холодильної установки  $1_g P - h$  діаграмі для R404A (рис.14.). Значення параметрів у вузлових точках циклу зводжу до таблиці 10.

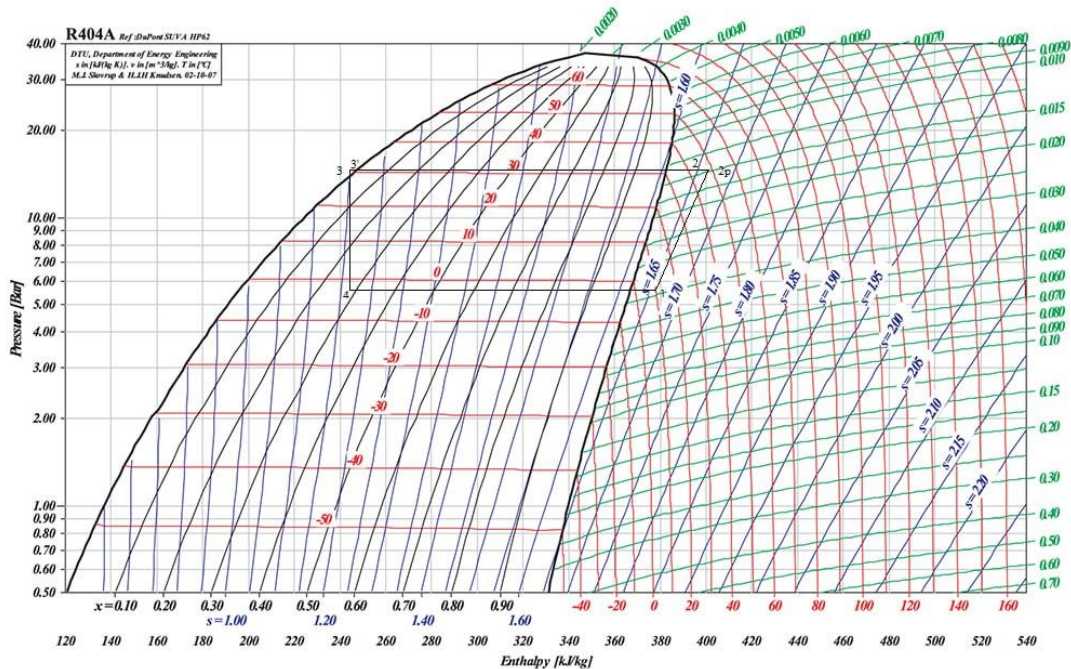


Рис.14. – Цикл холодильної установки льодяної води

Таблиця 10. Параметри робочих точок

№ точки	t, °C	p, бар	v, м <sup>3</sup> /кг	h, кДж/кг
1	10	5,475	0,039	378,2
2p	49,2	14,527	0,0149	402,1
2	46,56	14,527	-	399,23
3'	31	14,527	-	247,28
3	29	14,527	-	243,93
4	-3	5,475	-	243,93

Масова витрата холодильного агенту:

$$m_{-3} = \frac{Q_{\text{ЛВ}}}{h_1 - h_4} = \frac{387,94}{378,2 - 243,93} = \frac{387,94}{134,27} = 2,889 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Визначаю індикаторний ККД:

$$\eta_i = \lambda_{\omega} + b * t_0$$

де  $\lambda_{\omega}$  – тепловий коефіцієнт,  $b = 0,0025$  – для фреону.

Знаходимо тепловий коефіцієнт:

$$\lambda_{\omega} = \frac{T_0}{T_k} = \frac{273 - 3}{273 + 31} = 0,888$$

Індикаторний ККД:

$$\eta_i = 0,888 + 0,0025 \cdot (-3) = 0,88$$

Знаходжу реальну точку кінця процесу стиснення:

$$h_{2p} = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_i} = 378,2 + \frac{399,23 - 378,2}{0,88} = 402,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Оскільки передбачається встановлення поршневих компресорів, то коефіцієнт подачі  $\lambda$  визначається

$$\lambda = \lambda_i \lambda_{\omega}'$$

де  $\lambda_i$  – індикаторний об'ємний коефіцієнт подачі поршневого компресора.

Визначаю індикаторний об'ємний коефіцієнт подачі поршневого компресора за формулою:

$$\lambda_i = \frac{p_0 - \Delta p_{\text{вс}}}{p_0} - c \left[ \left( \frac{p_k + \Delta p_{\text{н}}}{p_0} \right)^{\frac{1}{n}} - \frac{p_0 - \Delta p_{\text{вс}}}{p_0} \right],$$

де  $\Delta p_{\text{вс}}$  – депресія на всмоктуванні,  $\Delta p_{\text{вс}} = 5 \dots 10$  кПа (приймаю  $\Delta p_{\text{вс}} = 0,005$  МПа);  $\Delta p_{\text{н}}$  – депресія на нагнітанні,  $\Delta p_{\text{н}} = 5 \dots 10$  кПа (приймаю  $\Delta p_{\text{н}} = 0,005$  МПа);  $c = 0,03 \dots 0,05$  – відносний мертвий простір (приймаю  $c = 0,03$ );  $n$  – показник політропи розширення (приймаю  $n = 1,2$ ).

$$\lambda_i = \frac{0,5475 - 0,005}{0,5475} - 0,03 \cdot \left[ \left( \frac{1,4527 + 0,005}{0,231} \right)^{1/1,1} - \frac{0,5475 - 0,005}{0,5475} \right]$$

$$= 0,947$$

$$\Lambda = 0,097 \cdot 0,888 = 0,841$$

Обираю поршневі компресори:

$$V_{\partial(1)} = m_{-3} \cdot v_1 = 2,889 \cdot 0,0039 = 0,11 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$V_{m1} = \frac{V_{\partial}}{\lambda} = \frac{0,011}{0,841} = 0,131 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 470,1 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Вибираємо 3 напівгерметичних поршневих компресорів Bitzer 8FE-70Y з об'ємною подачею:

$$V_{\partial(1)} = 185 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} = 0,051 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Визначаю дійсну масову витрату:

$$M_{(-3)} = \frac{\lambda \cdot V_{\partial(1)}}{v_1} = \frac{0,841 \cdot 0,051}{0,039} = 1,09 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Визначаю теоретична (адіабатну) потужність компресора:

$$N_{m(-3)} = M_{(-3)} \cdot (h_{2p} - h_1) = 1,09 \cdot (402,1 - 378,2) = 1,09 \cdot 23,9 = 26,05 \text{ кВт}$$

Визначаю індикаторну потужність компресора:

$$N_{i(-3)} = \frac{N_{m(-3)}}{\eta_i} = \frac{26,05}{0,88} = 29,6 \text{ кВт}$$

Визначаю ефективну потужність компресора:

$$N_{e(-3)} = \frac{N_{i(-3)}}{\eta_{mex}} = \frac{29,6}{0,9} = 32,89 \text{ кВт}$$

де  $\eta_{mex}$  – механічний ККД компресора.

Визначаю електричну потужність компресора:

$$N_{ел(-3)} = \frac{N_{e(-3)}}{\eta_{ел}} = \frac{32,89}{0,9} = 36,54 \text{ кВт}$$

де  $\eta_{ел}$  – електричний ККД електродвигуна компресора.

Для забезпечення нормальної роботи компресорів необхідно брати запас електричної потужності 10%

По замовчуванню на кожний компресор встановлено двигун, який має потужність 78 кВт.

Навантаження на конденсатор:

$$Q_{кд(лв)} = \sum M_{(-3)} \cdot (h_{2p} - h_{3'}) = 3 \cdot 1,09 \cdot (402,1 - 247,28) = 506,26 \text{ кВт}$$

## Розрахунок системи для охолодження приміщень з температурою 4°C

Будую цикл роботи холодної установки  $1_g P - h$  діаграмі для R404A (рис.15.). Значення параметрів у вузлових точках циклу зводжу до таблиці 11.

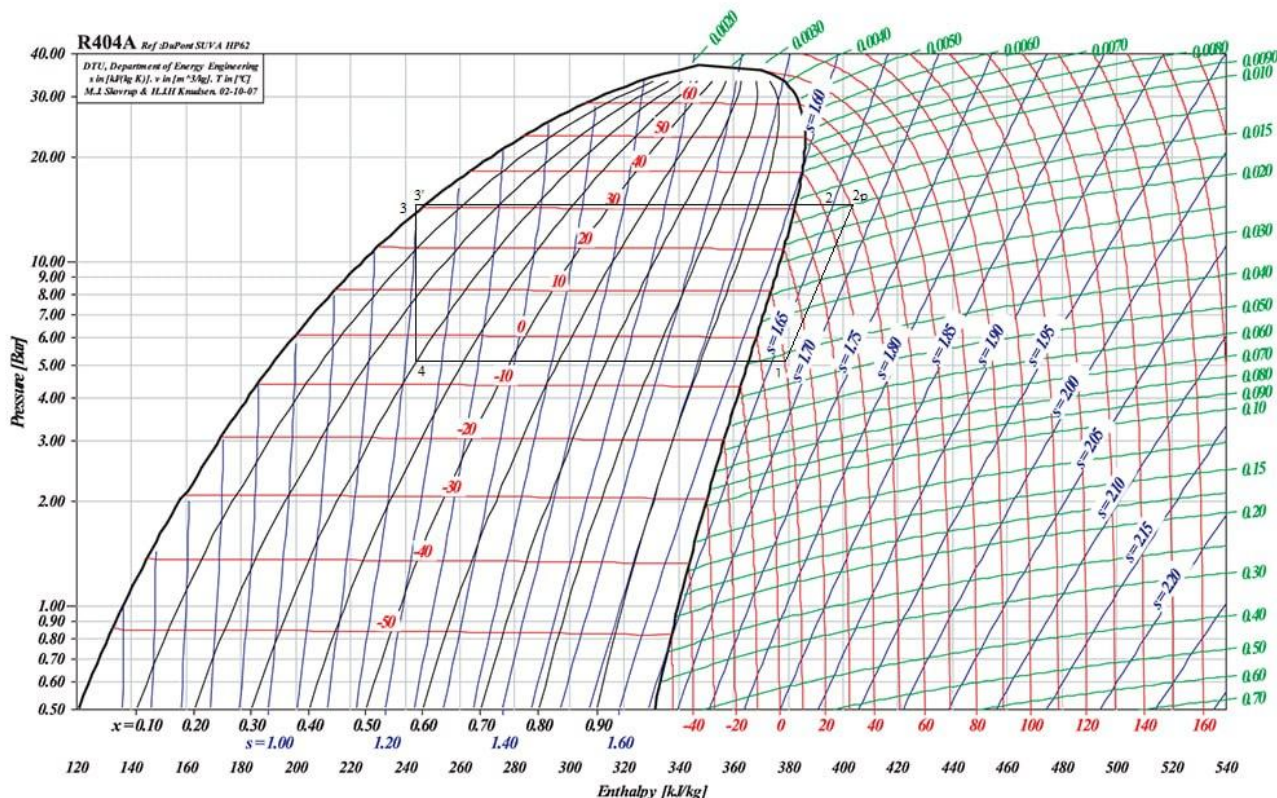


Рис 15. – Цикл холодильної установки

Таблиця 11. Параметри робочих точок

№ точки	t, °C	p, бар	v, м <sup>3</sup> /кг	h, кДж/кг
1	10	5,128	0,049	378,74
2p	51,8	14,527	0,0151	404,83
2	48,65	14,527	-	401,44
3'	31	14,527	-	247,28
3	29	14,527	-	243,93
4	-5	5,128	-	243,93

Масова витрата холодильного агенту:

$$m_{-3} = \frac{Q_{\text{ЛВ}}}{h_1 - h_4} = \frac{14,02}{378,74 - 243,93} = \frac{14,02}{134,81} = 0,1 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Визначаю індикаторний ККД:

$$\eta_i = \lambda_{\omega} + b \cdot t_0$$

де  $\lambda_\omega$  – тепловий коефіцієнт,  $b = 0,0025$  – для фреону.

Визначаю тепловий коефіцієнт:

$$\lambda_\omega = \frac{T_0}{T_k} = \frac{273 - 5}{273 + 3} = 0,882$$

Індикаторний ККД:

$$\eta_i = 0,882 + 0,0025 \cdot (-5) = 0,87$$

Знаходжу реальну точку кінця процесу стиснення:

$$h_{2p} = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_i} = 378,74 + \frac{401,44 - 378,74}{0,87} = 404,83 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Оскільки передбачається встановлення поршневих компресорів, то коефіцієнт подачі  $\lambda$  визначається

$$\lambda = \lambda_i \lambda_\omega'$$

де  $\lambda_i$  – індикаторний об'ємний коефіцієнт подачі поршневого компресора.

Визначаю індикаторний об'ємний коефіцієнт подачі поршневого компресора за формулою:

$$\lambda_i = \frac{p_0 - \Delta p_{\text{вс}}}{p_0} - c \left[ \left( \frac{p_k + \Delta p_{\text{н}}}{p_0} \right)^{1/n} - \frac{p_0 - \Delta p_{\text{вс}}}{p_0} \right],$$

де  $\Delta p_{\text{вс}}$  – депресія на всмоктуванні,  $\Delta p_{\text{вс}} = 5 \dots 10$  кПа (приймаю  $\Delta p_{\text{вс}} = 0,005$  МПа);  $\Delta p_{\text{н}}$  – депресія на нагнітанні,  $\Delta p_{\text{н}} = 5 \dots 10$  кПа (приймаю  $\Delta p_{\text{н}} = 0,005$  МПа);  $c = 0,03 \dots 0,05$  – відносний мертвий простір (приймаю  $c = 0,03$ );  $n$  – показник політропи розширення (приймаю  $n = 1,2$ ).

$$\lambda_i = \frac{0,5128 - 0,005}{0,5128} - 0,03 \cdot \left[ \left( \frac{1,4527 + 0,005}{0,5128} \right)^{1/1,2} - \frac{0,5128 - 0,005}{0,5128} \right] \\ = 0,942$$

$$\lambda = 0,942 \cdot 0,882 = 0,83$$

$$V_\partial = m_{-5} \cdot v_1 = 0,1 \cdot 0,042 = 0,0042 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$V_m = \frac{V_\partial}{\lambda} = \frac{0,0042}{0,83} = 0,0051 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 18,22 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Вибираємо 2 напівгерметичних поршневих компресорів Bitzer 4EES-4Y з об'ємною подачею:

$$V_{\partial(1)} = 22,72 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} = 0,0063 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Визначаю дійсну масову витрату компресора:

$$M_{(-5)} = \frac{\lambda \cdot V_{\partial(1)}}{v_1} = \frac{0,83 \cdot 0,0063}{0,042} = 0,1245 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Визначаю теоретичну потужність компресора:

$$N_{m(-5)} = M_{(-5)} \cdot (h_{2p} - h_1) = 0,1245 \cdot (404,83 - 378,74) = 3,24 \text{ кВт}$$

Визначаю індикаторну потужність компресора:

$$N_{i(-5)} = \frac{N_{m(-5)}}{\eta_i} = \frac{3,24}{0,87} = 3,72 \text{ кВт}$$

Визначаю ефективну потужність компресора:

$$N_{e(-5)} = \frac{N_{i(-5)}}{\eta_{mex}} = \frac{3,72}{0,9} = 4,13 \text{ кВт}$$

де  $\eta_{mex}$  – механічний ККД компресора.

Визначаю електричну потужність компресора:

$$N_{ел(-5)} = \frac{N_{e(-5)}}{\eta_{ел}} = \frac{4,13}{0,9} = 4,59 \text{ кВт}$$

де  $\eta_{ел}$  – електричний ККД електродвигуна компресора.

Для забезпечення нормальної роботи компресорів необхідно брати запас електричної потужності 10%

По замовчуванню на кожний компресор встановлено двигун, який має потужність 6,9 кВт.

Навантаження на конденсатор:

$$Q_{кд(лв)} = \sum M_{(-5)} \cdot (h_{2p} - h_{3'}) = 2 \cdot 0,1245 \cdot (404,83 - 247,28) = 39,23 \text{ кВт}$$

### 13. Розрахунок та вибір тепломасообмінних апаратів

#### Розрахунок конденсаторів

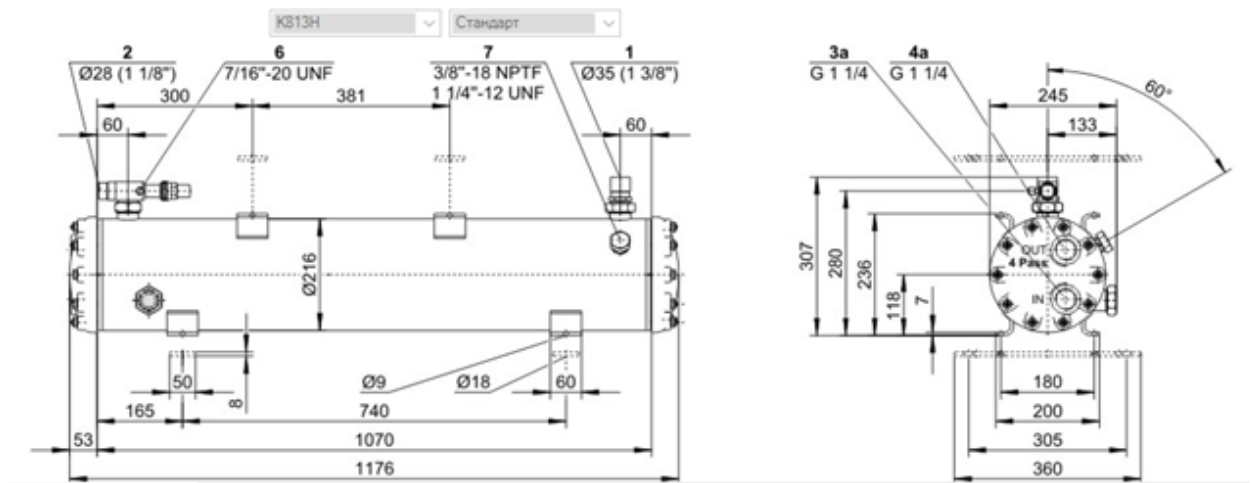
Конденсатор для камери заморозки та зберігання вершкового масла

Дійсне навантаження на конденсатор  $Q_{к.д.(-27)} = 55,13 \text{ (кВт)}$

При підборі конденсатора використаю програму компанії Bitzer (Рис. 16.).

До встановлення приймаю 2-х ходовий конденсатор К813Н (Рис. 16.).

Результат	
Тип конденсатора	<b>K813H</b>
	2
	57.0 kW
	157.1 kW
	31.0 °C
	29.6 °C
	5.12 m³/h
	4.54 m³/h
	22.7 m³/h
	0.56 m/s
	0.02 bar



Технічні параметри

	65 kg
	1176 mm
	307 mm
	216 mm
	35 mm - 1 3/8"
	28 mm - 1 1/8"
	2"
	2"
	1 1/4"
	1 1/4"
	27,7 dm <sup>3</sup>
R22	30,2 kg
R134a	30,6 kg
R407C	28,9 kg
R404A/R507A	26,6 kg
R1234yf	27,8 kg
R1234ze	29,5 kg
R410A	27,1 kg
R32	24,5 kg
R454B	25 kg
R452B	25,1 kg
	33 bar
	120°C
	10 bar
	35 mm - 1 3/8"

Рис. 16.1 Технічні характеристики K813H

**Конденсатор для системи охолодження льодяної води**

Дійсне навантаження на конденсатор  $Q_{к.д.(л.в.)} = 506,26$  (кВт)

При підборі конденсатора використаю програму компанії Bitzer (Рис. 17.).

До встановлення приймаю два 4-х ходових конденсатора K2923T (Рис. 17.).

[3] BITZER Software v6.18.0 rev2811

Україна | SI

Стандарт  
R404A  
Вода  
0

506.3 kW  
K2923T  
4

31 °C  
20 °C  
21.07 m³/h

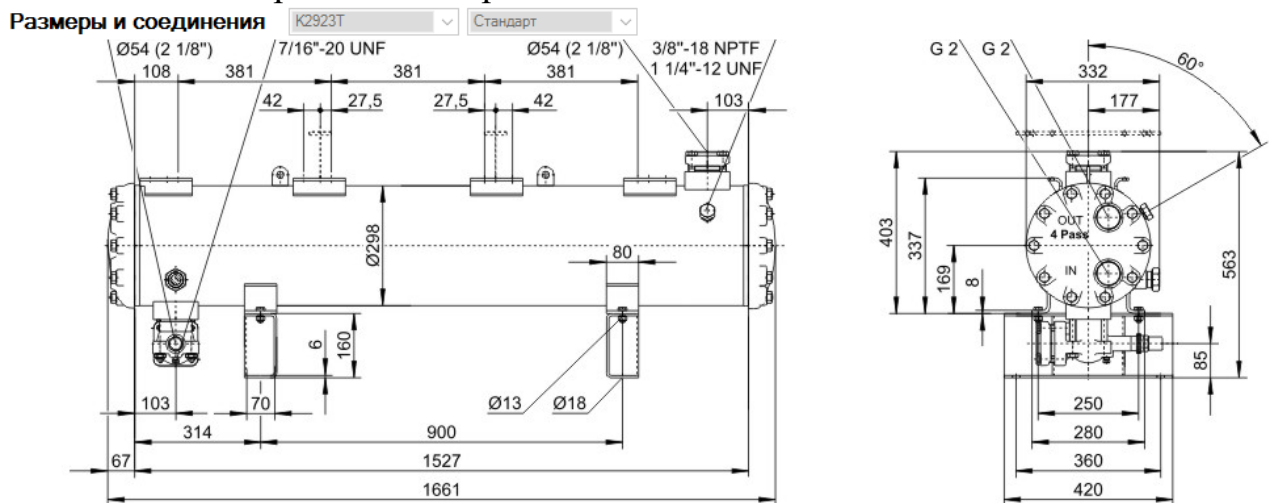
2 K  
0.00004 mK/W

K2923T (100%)

Результат

Тип конденсатора	K2923T
4	261 kW
	427 kW
	31,0 °C
	30,7 °C
	21,1 m³/h
	6,15 m³/h
	30,8 m³/h
	1,71 m/s
	0,41 bar

Рис. 17.1. – Підбір конденсатора для системи охолодження льодяної води



Технічні параметри K2923T	
	221 kg
	1662 mm
	563 mm
	298 mm
	54 mm - 2 1/8"
	54 mm - 2 1/8"
	NW 65
	NW 65
	2"
	2"
	67,0 dm <sup>3</sup>
R22	73,0 kg
R134a	73,9 kg
R407C	69,9 kg
R404A/R507A	64,4 kg
R1234yf	67,1 kg
R1234ze	71,2 kg
R410A	65,5 kg
R32	59,1 kg
R454B	60,4 kg
R452B	60,7 kg
	33 bar
	120°C
	10 bar

Рис. 17.2 – Технічні характеристики K2923T

**Конденсатор для охолодження приміщень з температурою 4°C**

Дійсне навантаження на конденсатор  $Q_{к.д.} = 39,23$ (кВт)

При підборі конденсатора використаю програму компанії Bitzer (Рис. 18.).

До встановлення приймаю 2-х ходовий конденсатор K373H (Рис. 18.).

The screenshot shows the BITZER Software interface with the following settings and results:

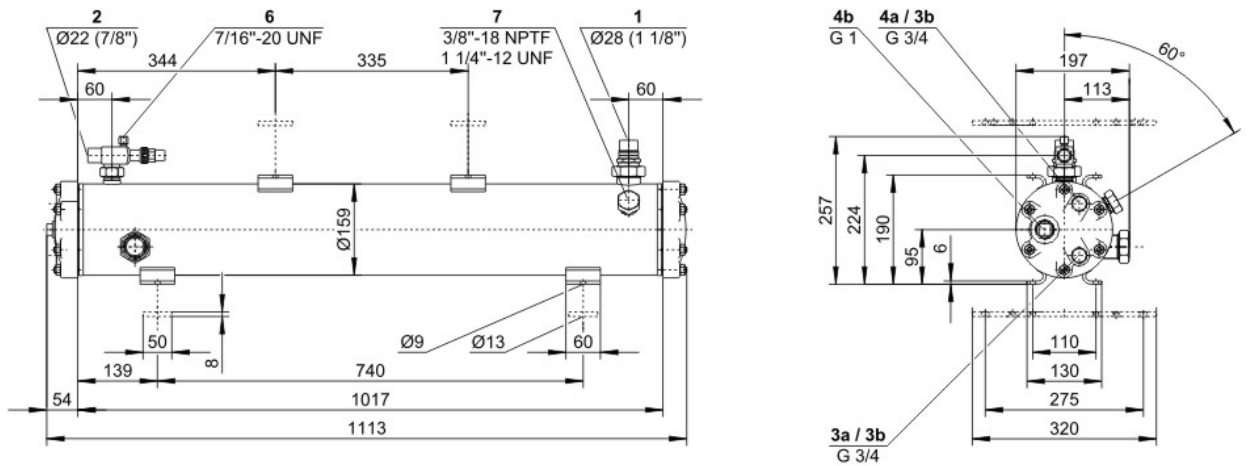
- Standard: Стандарт
- Refrigerant: R404A
- Medium: Вода
- Power: 42 kW
- Condenser Type: K373H
- Number of Stages: 2
- Room Temperature: 31 °C
- Water Temperature: 20 °C
- Water Flow: 4,542 m³/h
- Water Temperature Rise: 2 K
- Water Side Resistance: 0,00004 mK/W

The diagram shows a condenser with inlet temperatures of 28.3°C and 20.0°C, and outlet temperatures of 31.0°C and 28.6°C. The result table is as follows:

Результат	
Тип конденсатора	K373H
	2
	43,9 kW
	77,7 kW
	31,0 °C
	28,3 °C
	4,54 m³/h
	2,14 m³/h
	10,71 m³/h
	1,06 m/s
	0,09 bar

Рис. 18.1. – Підбір конденсатора для охолодження приміщень з температурою 4°C

Размеры и соединения



Технічні параметри

	35 kg
	1113 mm
	257 mm
	159 mm
	28 mm - 1 1/8"
	22 mm - 7/8"
	2 x 3/4"
	1"
	3/4"
	3/4"
	14,5 dm <sup>3</sup>
R22	15,8 kg
R134a	16,0 kg
R407C	15,1 kg
R404A/R507A	13,9 kg
R1234yf	14,5 kg
R1234ze	15,4 kg
R410A	14,2 kg
R32	12,8 kg
R454B	13,1 kg
R452B	13,1 kg
	33 bar
	120°C
	10 bar
	35 mm - 1 3/8"

Рис. 18.2 – Технічні характеристики K373H  
**Розрахунок плівкового теплообмінника**

Приймаємо коефіцієнт теплопередачі  $K=1400$  (Вт/м<sup>2</sup>К)

Розрахунковий температурний напір:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{t_{s1} - t_{s2}}{2,3 \cdot \ln \frac{t_{s1} - t_0}{t_{s2} - t_0}} = \frac{5 - 0,5}{2,3 \cdot \ln \frac{5 - (-3)}{0,5 - (-3)}} = 2,34^\circ\text{C}$$

де  $t_{s1}$ ,  $t_{s2}$ ,  $t_0$  – відповідно температура води на вході, виході з випарника та кипіння.

Примаємо:  $t_{s1} = 5^\circ\text{C}$ ;  $t_{s2} = 0,5^\circ\text{C}$ ;  $t_0 = -3^\circ\text{C}$ .

Розраховую необхідну площу теплообміну:

$$F = \frac{Q_{\text{ЛВ}}}{k \cdot \Delta t_{\text{сер}}} = \frac{387,940}{1400 \cdot 2,34} = 118,42 \text{ м}^2$$

Приймаю 2 плівкових випарника фірми ВUCO ВWP-A-17M. Ескіз вказаного апарату наводжу на рис. 20.

Габаритні розміри: однієї пластини -1500×1500 мм ( $F_{1\text{п}} = 4,5 \text{ м}^2$ ); кількість пластин  $n = 16$ ; тип пластин – М; А=1986 мм; В=1211 мм; С=1815 мм; D=431мм; об'єм по холодоагенту – 145 л; вага пустого - 735 кг; повна вага 2005 кг.

Загальна площа теплообміну випарника:

$$F = n \cdot F_{1\text{п}} = 16 \cdot 4,5 = 72 \text{ м}^2$$

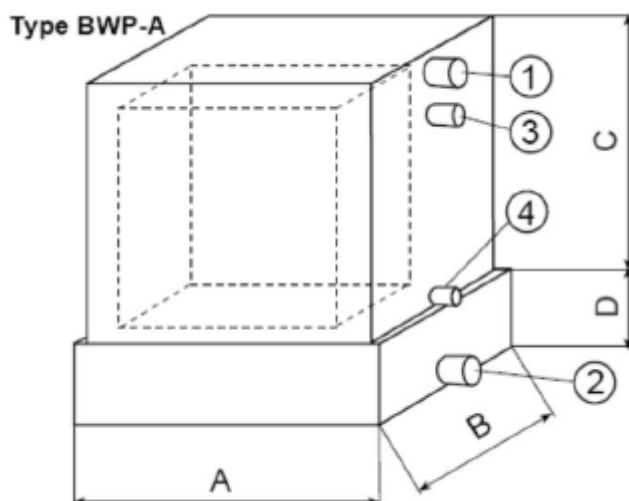


Рис. 20. – Ескіз плівкового випарника:

1- вхід води, 2 – вміхід води, 3 – вихід холодильного агента, 4 – вхід холодоагенту

### **Розрахунок повітроохолодників**

Випарник для камери заморозки та зберігання вершкового масла:

Дійсне навантаження на випарник  $Q_{\text{масла}} = 15,958 \text{ кВт}$

Розраховую необхідну площу повітроохолодника:

$$F_{\text{масла}} = \frac{Q_{\text{масла}}}{k \cdot \Delta t} = \frac{15,958}{13 \cdot 7} = 175,4 \text{ м}^2$$

До встановлення приймаю 3 підвісних повітроохолодники Goedhavit CCD 45304 загальною площею поверхні теплопередачі  $F=219 \text{ м}^2$ .

### **Випарник для камери зберігання молока, сметани та СОМ:**

Дійсне навантаження на випарник  $Q_{\text{№2}} = 8,304 \text{ кВт}$

$$F_{\text{№2}} = \frac{Q_{\text{№2}}}{k \cdot \Delta t} = \frac{8,304}{13 \cdot 9} = 70,9 \text{ м}^2$$

До встановлення приймаю підвісний повітроохолодник Goedhant CCD 45304 загальною площею поверхні теплопередачі  $F=73\text{ м}^2$ .

**Випарники для експедиції та автомобільної платформи:**

Дійсне навантаження на випарник  $Q_{\text{№3}} = 4,768 \text{ кВт}$

$$F_{\text{№3}} = \frac{Q_{\text{№3}}}{k \cdot \Delta t} = \frac{4,768}{13 \cdot 9} = 40,7 \text{ м}^2$$

До встановлення приймаю підвісний повітроохолодник Low speed DVS – 4154 загальною площею поверхні теплопередачі  $F= 51\text{ м}^2$ .

**14. Розрахунок та вибір допоміжного обладнання холодильної установки**

Розрахунок лінійного ресиверу

**Лінійний ресивер для камери заморозки та зберігання вершкового масла**

Ємність лінійного ресивера в схемах з нижньою подачею фреону в прилади охолодження при умові заповнення її не більше ніж 80% розраховується:

$$V_{\text{л.р.}} = 0,6 \cdot \sum V_{\text{по}}$$

$V_{\text{по}}$  - внутрішній об'єм труб повітроохолодників,  $\text{м}^3$ .

$$V_{\text{л.р.}} = 0,6 \cdot 29 = 17,4 \text{ дм}^3$$

До встановлення приймаю горизонтальний лінійний ресивер фірми Bitzer F202H об'ємом  $V_{\text{л.р.}} = 17,4 \text{ дм}^3$ .

Екскіз підбраного лінійного ресивера наведено на рис. 21.

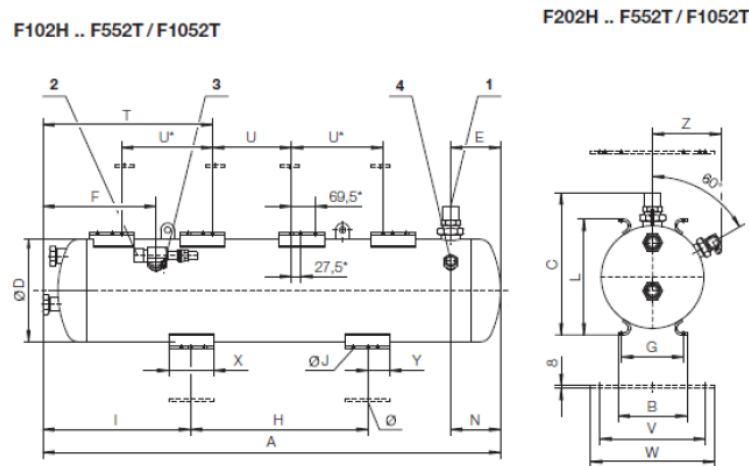


Рис. 21. – Ескіз ресивера F202H

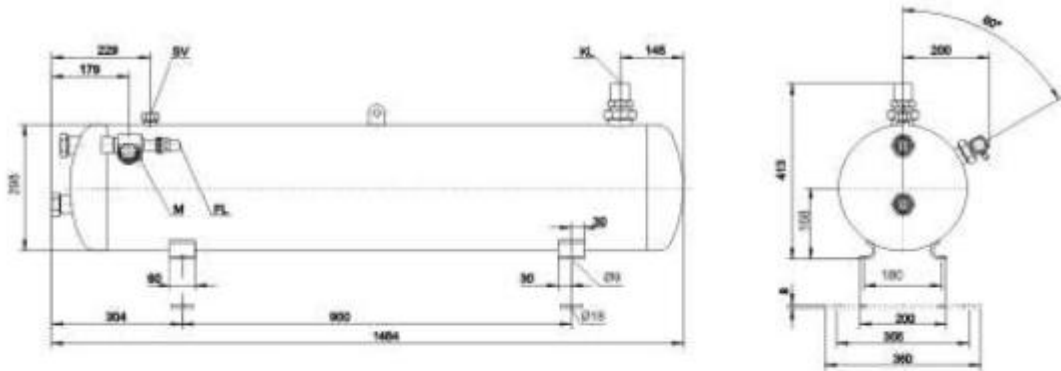
**Лінійний ресивер для системи охолодження крижаної води**

$$V_{\text{л.р.}} = 0,6 \cdot \sum V_{\text{пл}}$$

$V_{\text{пл}}$  – внутрішній об'єм плівкового теплообмінника (145л);

$$V_{\text{л.р.}} = 0,6 \cdot 2 \cdot 0,145 = 0,174 \text{ м}^3$$

До встановлення приймаю 2 горизонтальні лінійні ресивера фірми Bitzer F902H об'ємом  $V_{л.р.} = 0,174 \text{ м}^3$ . Технічна інформація та ексказ наведено на рисунку 22.



Технічні параметри

	73.7 kg
	1464 mm
	349 mm
	413mm
	89.0 l
	20°C
R22	96.9 kg
R134a	98.2 kg
R407C	92.8 kg
R404A/R507A	85.6 kg
	42mm - 1 5/8"
	2 1/4" - 12 UN
	35mm - 1 3/8"
	1 3/4" - 12 UNF
	7/16" 20UNF
	1 1/4"-12UNF
	Option
	Option
	Option
	Option
	Standard
	Option

Рис. 22. – Технічні характеристики ресивера F902N

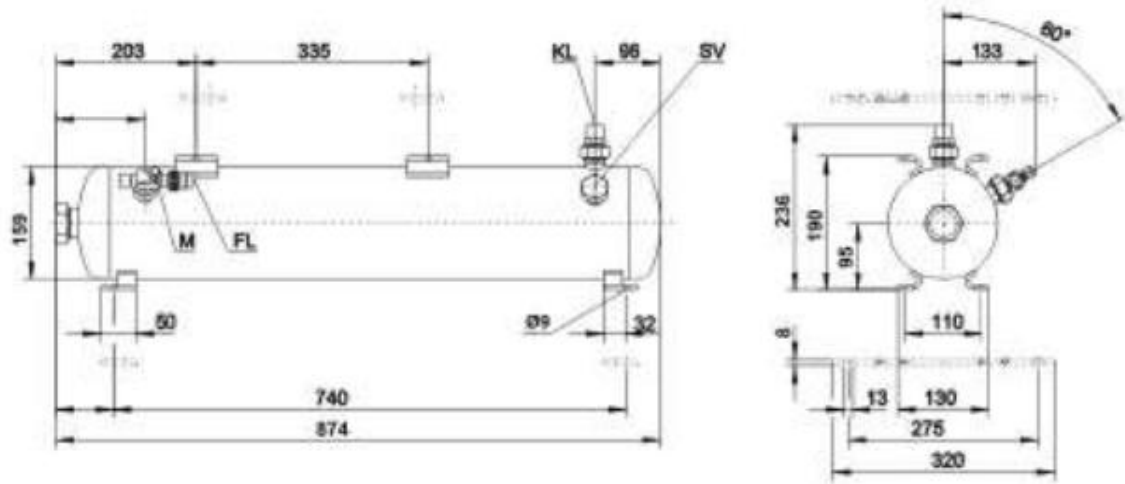
**Лінійний реси вер для системи, яка працює на охолодження з приміщень з температурою 4°C**

$$V_{л.р.} = 0,6 \cdot \sum V_{по}$$

$V_{по}$  - внутрішній об'єм труб повітроохолодників,  $\text{м}^2$ .

$$V_{л.р.} = 0,6 \cdot 25 = 15 \text{ дм}^3$$

До встановлення приймаю 2 горизонтальні лінійні ресивера фірми Bitzer F152H об'ємом  $V_{л.р.} = 15 \text{ дм}^3$ . Технічна інформація та ексказ наведено на рисунку 22.1.



Технічні параметри

R22  
R134a  
R407C  
R404A/R507A

15,5 kg  
874 mm  
212,5 mm  
236mm  
15,0 l  
20°C  
16,3 kg  
16,6 kg  
15,6 kg  
14,4 kg  
22mm - 7/8"  
1 1/4" - 12 UNF  
16mm - 5/8"  
1" - 14 UNS  
7/16" 20UNF  
1 1/4"-12UNF

Option  
Option  
Option  
Standard  
Option

Рис. 22.1 – Технічні характеристики ресивера F152N

Мастиловіддільники

**Мастиловіддільник для камери заморозки та зберігання  
вершкового масла**

Мастиловіддільники підбирають по діаметру магістрально нагнітального трубопроводу, який з'єднує компресори та конденсатор.

Розраховую діаметр нагнітальної магістралі:

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \sum M_{(-27)} \cdot v_{2p}}{\pi \cdot \omega}}$$

де  $v_{2p}$  - питомий об'єм парів холодильного агента після нагнітання, м<sup>3</sup>/кг;  $\omega$  - швидкість руху холодильного агента в нагнітальній магістралі (18 м/с).

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2 \cdot 0,164 \cdot 0,0161}{\pi \cdot 18}} = \sqrt{\frac{0,0211}{56,55}} = 0,019 \text{ м}$$

Проте діаметр нагнітального трубопроводу компресора 28 мм. Щоб не робити переходів на менші діаметри, приймаємо магістральний мідний трубопровід зовнішнім діаметром 28 мм та товщиною стінки 1.5 мм.

Встановлюємо один центральний мастиловіддільник фірми Castel 5540/9 з діаметрами патрубків по холодильному агенту 28 мм.

#### **Мастиловіддільник для системи охолодження льодяної води**

Розраховую діаметр нагнітальної магістралі:

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \sum M_{(-3)} \cdot v_{2p}}{\pi \cdot \omega}}$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3 \cdot 1,09 \cdot 0,0149}{\pi \cdot 18}} = \sqrt{\frac{0,194892}{56,55}} = 0,058 \text{ м}$$

Проте діаметр нагнітального трубопроводу компресора 54 мм. Щоб не робити переходів на менші діаметри, приймаємо магістральний мідний трубопровід зовнішнім діаметром 54 мм та товщиною стінки 2 мм.

Встановлюємо один центральний мастиловіддільник фірми Bitzer OA1954 з діаметрами патрубків по холодильному агенту 54 мм.

#### **Мастиловіддільник системи для охолодження приміщень з температурою 4°C**

Знайдемо діаметр нагнітальної магістралі:

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \sum M_{(-5)} \cdot v_{2p}}{\pi \cdot \omega}}$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2 \cdot 0,1245 \cdot 0,0151}{\pi \cdot 18}} = 0,016 \text{ м}$$

Приймаю магістральний мідний трубопровід зовнішнім діаметром 22 мм та товщиною стінки 1 мм.

Встановлюю один центральний мастиловіддільник фірми CASTEL 5540/7 з діаметрами патрубків по холодильному агенту 22 мм.

### **15. Розрахунок діаметрів трубопроводів та вибір насосів**

#### Розрахунок діаметрів трубопроводів

Частини холодильної машини з'єднуються між собою трубопроводами.

Розраховую внутрішній діаметр круглої труби:

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot M \cdot v}{\pi \cdot \omega}}$$

де  $v$  - питомий об'єм парів холодильного агента, м<sup>3</sup>/с;

$\omega$  - швидкість руху холодильного агенту, м/с;

$M$  - масова витрата холодильного агенту кг/с.

### Магістральні трубопроводи для камери заморозки та зберігання масла:

Всмоктувальна магістраль:

$$M = 2 \cdot 0,164 = 0,328 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

$\omega = 12 \frac{\text{м}}{\text{с}}$  – відповідно до таблиць з літератури.

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,328 \cdot 0,0897}{\pi \cdot 12}} = 0,055 \text{ м.}$$

Приймаю мідний трубопровід зовнішнім діаметром 54 мм та товщиною стінки 2 мм.

Нагнітальна магістраль:

Діаметр магістрального нагнітального трубопроводу визначено попередньо і складає 28 мм та товщиною стінки 1.5 мм.

Рідинна магістраль:

$w = 1,25 \frac{\text{м}}{\text{с}}$  – відповідно до таблиць з літератури.

$\rho_p = 1020 \text{ кг/м}^3$  – густина рідкого холодоагенту R404A.

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,342}{\pi \cdot 1,25 \cdot 1020}} = 0,017 \text{ м}$$

Приймаю мідний трубопровід зовнішнім діаметром 18 мм та товщиною стінки 1 мм.

### Магістральні трубопроводи для системи охолодження льодяної води

Всмоктувальна магістраль:

$$M = 2 \cdot 1,09 = 3,27 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

$\omega = 12 \frac{\text{м}}{\text{с}}$  – відповідно до таблиць з літератури.

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,27 \cdot 0,039}{\pi \cdot 12}} = 0,116 \text{ м.}$$

Приймаю мідний трубопровід  $d_y = 125 \text{ мм}$ ;  $d_z = 133 \text{ мм}$ ;  $d_{\text{вн}} = 127 \text{ мм}$ .

Нагнітальна магістраль:

Діаметр магістрального нагнітального трубопроводу визначено попередньо і складає 54 мм та товщиною стінки 2 мм.

Рідинна магістраль:

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,27}{\pi \cdot 1,25 \cdot 1020}} = 0,057 \text{ м.}$$

Приймаю мідний трубопровід зовнішнім діаметром 64 мм та товщиною стінки 2 мм.

## Магістральні трубопроводи для системи охолодження приміщень з температурою 4°C

Всмоктувальна магістраль:

$$M = 2 \cdot 0,1245 = 0,249 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

$\omega = 12 \frac{\text{м}}{\text{с}}$  – відповідно до таблиць з літератури.

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,249 \cdot 0,042}{\pi \cdot 12}} = 0,033 \text{ м.}$$

Приймаю мідний трубопровід зовнішнім діаметром 42 мм та товщиною стінки 1,5 мм.

Нагнітальна магістраль:

Діаметр магістрального нагнітального трубопроводу визначено попередньо і складає 22 мм та товщиною стінки 1 мм.

Рідинна магістраль:

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,249}{\pi \cdot 1,25 \cdot 1020}} = 0,0157 \text{ м.}$$

Приймаю мідний трубопровід зовнішнім діаметром 18 мм та товщиною стінки 1 мм.

### Магістральні трубопроводи подачі льодяної води ( $t_{\text{ЛВ}} = 1^\circ\text{C}$ )

Об'ємну витрату води на плівковий теплообмінник, що відповідає сумарній витраті на всіх споживачів, знайду через теплове навантаження на випарник:

$$Q_{\text{ЛВ}} = M \cdot c \cdot (t_{\text{ВХ}} \cdot t_{\text{ВИХ}}) = V_{\text{ЛВ}} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{\text{ВХ}} \cdot t_{\text{ВИХ}}),$$

де  $V_{\text{ЛВ}}$  - витрата води через апарат,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $\rho$  – середня густина води ( $998 \text{ кг}/\text{м}^3$ );  $c$  - теплоємність води ( $4,19 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ );  $t_{\text{ВХ}}$  та  $t_{\text{ВИХ}}$  - температура води на вході та виході з випарника відповідно ( $t_{\text{ВХ}} = 5^\circ\text{C}$  та  $t_{\text{ВИХ}} = 0,5^\circ\text{C}$ ).

Витрата води становить:

$$V_{\text{ЛВ}} = \frac{Q_{\text{ЛВ}}}{\rho \cdot c \cdot (t_{\text{ВХ}} \cdot t_{\text{ВИХ}})} = \frac{387,940}{4,19 \cdot 998 \cdot (5 - 0,5)} = 0,0206 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Визначаємо діаметр нагнітального трубопроводу:

$\omega = 1,7 \frac{\text{м}}{\text{с}}$  – відповідно до таблиць з літератури.

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0117}{\pi \cdot 1,7}} = 0,093 \text{ м.}$$

Приймаю сталевий трубопровід  $d_y = 125 \text{ мм}$ ;  $d_3 = 133 \text{ мм}$ ;  $d_{\text{вн}} = 127 \text{ мм}$ .

### Визначення гідравлічних втрат у трубопроводах

Завданням гідравлічного розрахунку є визначення втрат тиску  $\Delta P$ , які зумовлені гідравлічними опорами, які виникають при переміщенні робочого середовища в трубах та теплообмінних апаратах. Значення величини  $\Delta P$  необхідні для визначення потужності насосів, а також для вибору

раціональних конструктивних характеристик апаратів та оптимізації їх режимів роботи. Надмірний гідравлічний опір призводить до зменшення тиску всмоктування та відповідно температури кипіння, що зменшує економічність роботи холодильної машини. Для насосної подачі проміжного теплоносія розрахунок гідравлічних опорів необхідний для визначення характеристики мережі залежно від витрати теплоносія та його розподілення, для підбору насоса і розрахунку потужності привода.

Сумарні гідравлічні опори при проходженні в трубах або апаратах складаються з втрат тертя ( $\Delta P_{\text{тр}}^{\text{дф}}$ ), місцевих опорів ( $\Delta P_{\text{м}}^{\text{дф}}$ ), прискорення потоку ( $\Delta P_{\text{п}}^{\text{дф}}$ ) та на зниження або підвищення тиску через вплив статичного напору стовпа рідини ( $\Delta P_{\text{ст}}^{\text{дф}}$ ).

$$\Delta P^{\text{дф}} = \Delta P_{\text{тр}}^{\text{дф}} + \Delta P_{\text{м}}^{\text{дф}} + \Delta P_{\text{п}}^{\text{дф}} + \Delta P_{\text{ст}}^{\text{дф}}$$

При розрахунку гідравлічних опорів необхідно враховувати режим течії рідини в трубах апаратів.

Розраховуємо втрати тиску в трубопроводі подачі льодяної води від насоса до споживачів.

Повна втрата тиску на ділянці трубопроводу:

$$\Delta P_i = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м.с.}}$$

Місцеві втрати:

$$\Delta P_i = Z = \sum \xi_{\text{м}} * \frac{\rho * \omega^2}{2}$$

де  $\frac{\rho * \omega^2}{2}$  – динамічний тиск потоку.

$$\sum \xi_{\text{м}} = \xi_{\text{зв.кл}} + \xi_{\text{відв.90°}} + \xi_{\text{кол.}} = 5 + 3 + 1 = 9$$

де  $\xi_{\text{зв.кл}}$ ,  $\xi_{\text{відв.90°}}$ ,  $\xi_{\text{кол.}}$  – місцеві витрати від зворотнього клапана, коліна і відводу 90°.

Швидкість руху води в трубопроводі ДУ 125:

$$\omega = 1,56 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$Z = 9 \cdot \frac{998 \cdot 1,56^2}{2} = 10929 \text{ Па}$$

Розраховую число Рейнольдса:

$$R_e = \frac{\omega \cdot d_{\text{вн}} \cdot \rho}{\mu} = \frac{1,56 \cdot 0,127 \cdot 998}{1,792 \cdot 10^{-3}} = 110337$$

Визначаю коефіцієнт шорсткості:

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,11 \cdot \left( \frac{k}{d_{\text{вн}}} + \frac{64}{R_e} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left( \frac{0,06}{0,127} + \frac{64}{110337} \right)^{0,25} = 0,091$$

Визначаю втрати тиску від тертя по довжині трубопроводу в L=44м.

$$\Delta P_{\text{тр}} = \frac{\lambda_{\text{тр}}}{d_{\text{вн}}} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} \cdot L = \frac{0,091}{0,127} \cdot \frac{998 \cdot 1,56^2}{2} \cdot 44 = 38286 \text{ Па}$$

Визначаю загальну витрату тиску:

$$\Delta P_{\text{тр}} = 10929 + 38286 = 49215 \text{ Па}$$

Приймаю, що втрати тиску в трубопроводі повернення льодяної води від споживачів до плівкового випарника дорівнюють втратам в нагнітальному трубопроводі. Приймаю:

$$\Delta P_{\text{вс}} = 49215 \text{ Па}$$

Приймаю, що насоси в машинному відділенні знаходяться біля підлоги, а обв'язка трубопроводів знаходиться по-під стелею. Відповідно повний напір насосу повинен бути:

$$H = h_{\text{н}} - h_{\text{вс}} + \frac{\Delta P_{\text{вс}}}{\rho \cdot g} + \frac{\Delta P_{\text{н}}}{\rho \cdot g} = 3 - 6 + 2 \cdot \frac{49215}{998 \cdot 9,81} = 13,05 \text{ м.}$$

де  $h_{\text{н}}$  - гідростатичний рівень рідини на стороні нагнітання (6 м);  $h_{\text{вс}}$  - гідростатичний рівень рідини на стороні всмоктування (3 м);  $g=9,81 \text{ м/с}^2$  прискорення вільного падіння.

### Підбір водяного насосу для подачі льодяної води

В холодильних системах установок з проміжним теплоносієм для перекачування останнього використовують електронасоси. Насос встановлюється якомога ближче до баку з оборотною водою.

Насос для перекачування рідин підбирають по основним параметрам: подачі  $V \text{ м}^3/\text{год}$  та напору  $H \text{ (м)}$ .

Потрібний напір насоса  $H=13,05 \text{ м}$ .

Потрібна подача насоса  $V=0,0206 \text{ м}^3/\text{с} = 74,22 \text{ м}^3/\text{год}$ .

Обираємо 2 Моноблочні насоси Grundfos NB 50-160/150 AF2ABAQE: 1 робочий та 1 резервний. (Номінальна подача -  $77,59 \text{ м}^3/\text{год}$ ; номінальний напір -  $25,83 \text{ м}$ ; номінальна потужність двигуна -  $7,5 \text{ кВт}$ ; швидкість обертання -  $2930 \text{ об/хв}$ ).

До встановлення приймаю два моноблочні насоси Grundfos NB 50-160/150 AF2ABAQE: 1(рисунок 23.)

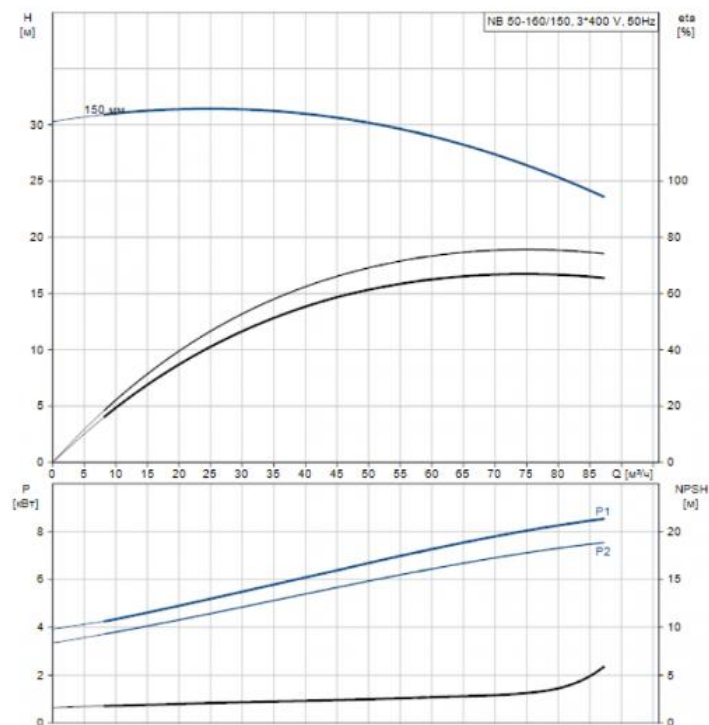
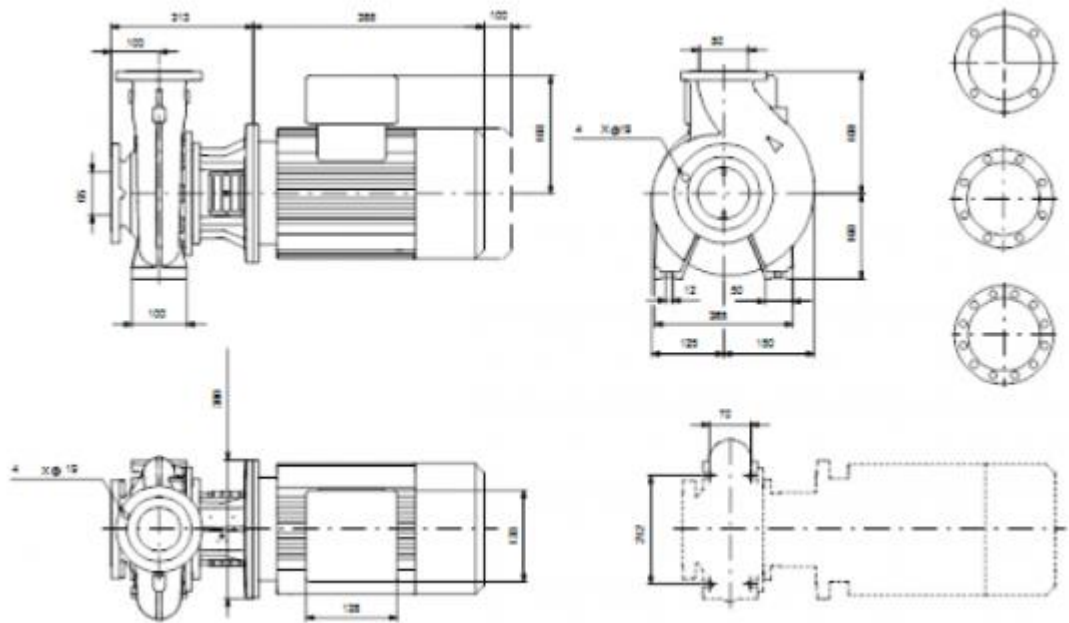


Рис. 23. Технічні характеристики NB 50-160/150

### 16. Розрахунок техніко-економічних показників

Метою економічного розрахунку дипломного проекту є визначенні вартості будівництва холодильника, вартості холодильного обладнання, витрат за використану електроенергію, витрат по оплаті праці виробничого персоналу, визначення амортизаційних відрахувань, визначення основних показників ефективності проекту.

При проектуванні маслозаводу виконуються наступні роботи:

- будівництво холодильника;
- будівництво компресорних площадок;
- вибір та придбання холодильного обладнання;
- укомплектування штату виробничого персоналу холодильної установки;
- інше.

#### Визначення кількості виробленого холоду

Витрати на виробництво холоду при різноманітних температурах кипіння нерівноцінні, тому їх слід приводити до умовної величини приведенного виробництва холоду, яка визначається як сума добутків кількості виробленого холоду при робочих умовах на коефіцієнт переводу. Величина переводного коефіцієнту приймається в залежності від робочої температури.

Розраховую приведену холодопродуктивність компресорів для камери заморозки та зберігання вершкового масла:

$$Q_{0\text{зам}} = Q_{\text{зам}} \cdot k_{-27} = 13,462 \cdot 1,59 = 21,4 \text{ кВт}$$

Розраховую приведену холодопродуктивність компресорів для охолодження льодяної води:

$$Q_{0\text{лв}} = Q_{\text{лв}} \cdot k_{-3} = 543,12 \cdot 0,56 = 304,1 \text{ кВт}$$

Розраховую приведену холодопродуктивність компресорів для охолодження приміщень з температурою 4°C:

$$Q_{0\text{зб}} = Q_{\text{мол}} \cdot k_{-5} = 10,682 \cdot 0,61 = 6,52 \text{ кВт}$$

Приймаю, що час роботи обладнання до сервісного ремонту при максимальному навантаженні складає 5400 годин на рік.

Кількість виробленого приведенного холоду за рік буде складати:

$$Q_0 = (21,4 + 304,1 + 6,52) \cdot 5400 = 1792886 \text{ кВт} \cdot \text{год}$$

Замовна специфікація на обладнання

Разом вартість обладнання буде складати 2504,88 тис. грн. Розрахунки та специфікація знаходиться у таблиці 12.

Таблиця 12. Замовна специфікація на обладнання холодильної установки

№ п/п	Назва обладнання	Виробник	Ціна, тис. грн.	Вартість упаковки та транспортування тис. грн.	Кількість, шт	Вартість, тис. грн.
1.	Компресори 4GE-23Y	Bitzer	105,9	3,2	2	215
2.	Компресори 8FE-70Y	Bitzer	247,5	5	3	747,5
3.	Компресори 4EES-4Y	Bitzer	81,75	1,5	2	165
4.	Конденсатор K813H	Bitzer	83,11	0,88	1	83,99
5.	Конденсатора K2923T	Bitzer	336	3,76	2	675,76
6.	Конденсатор K373H	Bitzer	43,11	0,88	1	43,99
7.	Плівковий теплообмінник BWP-A-17MN	BUCO	185	5	2	375
8.	Повітроохолоджувач CCD 45304	Goedhavit	201	8	4	812
9.	Повітроохолоджувач DVS - 41454	Low speed	125,8	1,86	1	127,68
10.	Ресивер F202H	Bitzer	13,59	0,41	1	14
11.	Ресивер F902N	Bitzer	34,44	3,12	2	72
12.	Ресивер F152H	Bitzer	11,46	0,54	1	12
13.	Мастиловддільник 5540/9	Castel	5	0,1	1	5,1
14.	Мастиловддільник 5540/7	Castel	6,2	0,1	1	6,3
15.	Мастиловддільник OA 1954	Bitzer	64,4	0,53	1	64,93
16.	Водяний насос NB 50-160/150 AF2ABAQE	Grundfos	119,3	0,6	2	239,26
17.	Система трубопроводів, арматури та автоматизації		20%	-	-	731,902
<b>Разом:</b>						4391,412

### Статті витрат

#### Витрати на оплату електроенергії

В даній статті розраховую витрати, які пов'язані з електроенергією для приводів компресорів та вентиляторів, що встановлені на основному холодильному обладнанні.

Розраховую річне споживання електроенергії:

KPM.XUiKП 1.784-03.1.1.

Арк.

64

$$W = \sum N_e \cdot K_c \cdot n, \text{ кВт}\cdot\text{год};$$

де  $N_e$  - номінальна потужність двигуна, кВт;

$K_c$  – коефіцієнт використання;

$N$  – час роботи обладнання при робочих умовах, год.

Наводжу перелік електроприводів, їх характеристика та розрахунок витрат електроенергії у таблиці. 13.

№ п/п	Назва обладнання	Номінальна потужність, кВт	Час роботи, кВт	Кількість, шт	Спожита електроенергія, кВт·год
1.	Компресори 4GE-23Y	24	5400	2	259200
2.	Компресори 8FE-70Y	55	5400	3	891000
3.	Компресори 4EES-4Y	6,9	5400	2	74520
4.	Повітроохолоджувач CCD 45304	0,073	3000	4	876
5.	Повітроохолоджувач DVS - 41454	0,2	3000	1	600
6.	Водяний насос NB 50-160/150 AF2ABAQE	7,5	5400	2	81000
<b>Всього:</b>					<b>1307196</b>

Тариф оплати за електроенергію складає 5,9 грн за кВт·год. Тоді витрати на оплату електроенергії складатиме

$$1307196 \cdot 5,9 = 7712456,4 \text{ грн} = 7712,456 \text{ тис. грн.}$$

Витрати на поповнення системи холодоагентом

Витрати знаходяться у прямій залежності від продуктивності компресорів. Приймаю згідно рекомендацій норму витрати фреону на поповнення системи за рік для компресорів, що працюють на безпосереднє охолодження складає 3,1 кг/(ст.кВт).

Витрати на поповнення системи, за умов вартості R404a 422 грн./кг будуть складати:

$$B_{404a} = (21,4 + 304,1 + 6,52) \cdot 3,1 \cdot 422 = 434,35 \text{ тис. грн.}$$

Витрати на поповнення системи мастилом

Незважаючи на те, що після кожного компресору встановлено мастиловіддільники, мастило все-таки виноситься з компресорів в систему. З часом мастило повертається до компресора, але якась кількість його «залягає» в трубах. Кількість мастила, що потрібно дозаправити в систему обумовлено об'ємом системи.

Приймаю, що кожного року будемо проводити заміну мастила в компресорах.

Перша дозаправка мастила буде дорівнювати об'єму мастила в компресорах.

Тоді потреба в мастилі:

2 компресори 4GE-23Y (4,5 л)

$$M = 2 \cdot 4,5 = 9 \text{ л}$$

3 компресори 8FE-70Y (5 л)

$$M = 3 \cdot 5 = 15 \text{ л}$$

2 компресори 4EES-4Y (2 л)

$$M = 2 \cdot 2 = 4 \text{ л}$$

Витрати на поповнення системи мастилом для поршневих компресорів, при ціні на мастило 577 грн/л складатиме:

$$V_{\text{гв.мас}} = (9 + 15 + 4) \cdot 577 = 28 \cdot 577 = 16,156 \text{ тис. грн.}$$

#### Витратина заробітну плату

Заробітну платню виробничих робітників розраховують по кожному розряду з врахуванням премії та доплат за роботу у нічній час і святкові дні.

Чисельність робочого персоналу компресорного цеху приймаю в залежності від ступеня автоматизації установки, кількості компресорів та їх загальної продуктивності.

При комплексній автоматизації фреонових холодильної установки, кількості, компресорів 7 шт. приймається лише 4 машиніста (табл. 14.)

Фонд додаткової заробітної плати:  $\text{ФДЗП} = \text{ФОЗП} \cdot 0,08$

$$\text{ФДЗП} = 460,8 + 0,08 = 36,864 \text{ тис. грн.}$$

Повний фонд заробітної плати:  $\text{ФЗП} = \text{ФОЗП} + \text{ФДЗП}$

$$\text{ФЗП} = 460,8 + 36,864 = 497,664 \text{ тис. грн.}$$

Таблиця 14. – Фонд по сплаті основної заробітної плати робітників.

Найменування професії	Тарифна ставка	Проект	Кількість годин на місяць	Місячний фонд заробітної плати, грн.	Річний фонд заробітної плати, тис. грн.
Машиніст	40	4	240	38400	460,8
<b>Разом:</b>					460,8

#### Амортизація обладнання

Амортизація відрахування на обладнання становлять 20%:

$$4391,421 \cdot 0,2 = 878,28 \text{ тис. грн.}$$

Витрати на поточні ремонти

Витрати на поточні ремонти складають 50% від амортизаційних витрат:

$$V_{\text{поточні}} = 878,28 \cdot 0,5 = 439,1412 \text{ тис. грн.}$$

Витрати на охорону праці

Фінансування заходів з охорони праці складає 2% від фонду оплати праці. Ці кошти витрачають на реалізацію заходів для покращення умов праці, створення кращих побутових і соціальних умов на виробництві, підготовки підприємства до робіт, придбання засобів індивідуального захисту тощо:

$$V_{оп} = 497,664 \cdot 0,02 = 9,953 \text{ тис. грн.}$$

Таблиця 15. – Собівартість одиниці виробленого холоду

Статті витрат	Значення показників, тис.грн.
Електроенергія	7712,456
Мастило	16,156
R404a	434,35
Оплата праці	497,664
Амортизація обладнання	878,28
Поточні ремонти	439,1412
Охорона праці	9,953
Разом	9988,000

Визначення цехової собівартості одиниці виробленого холоду.  
Собівартість стандартної одиниці виробленого холоду:

$$C = 9988 \cdot 10^3 / 1307196 = 7,64 \text{ грн}$$

## 17. Термoeкономiчна модель холодильної установки

В теперiшнiй час ексергетичний метод широко використовується для визначення термодинамiчної досконалостi процесiв, що протiкають в рiзних енергетичних установках. Застосування ексергетичного аналізу дозволяє вибрати енергетично ефективну систему органiзацiї роботи судової холодильної установки шляхом технiко - термодинамiчного порiвняння рiзних варiантiв з подальшою оптимiзацiєю режиму роботи - оцiнка ефективностi агрегатiв (тепломасообмiнних апаратiв, компресора, насосiв, вентилятора, зволожувача) на основi визначення ексергетичного к.к.д. На основi вiдомих параметрiв розроблена термoeкономiчна модель холодильної установки для систем кондицiювання повітря.

При використаннi термoeкономiчного методу аналізуються змiни, що відбуваються з основним потоком ексергiї. При цьому розглядаються затрати ексергiї, що виникають при перетвореннi енергiї в елементах установки, а також економiчні витрати, пов'язанi з створенням i експлуатацiєю вiдповiдних елементiв установки. Витрати ексергiї приводять до вiдповiдних економiчних витрат, тому цiна одиницi ексергiї зростає при перемiщеннi потоку ексергiї вiд точки введення до здобуття кiнцевого ефекту. Для оптимiзацiї системи потрiбно знайти умови, що забезпечують мiнiмальну цiну одиницi ексергетичної продуктивностi.

Для вирiшення цього завдання розроблена математична модель даної установки, побудована з врахуванням вимог термoeкономiки i адекватна реальнiй технологiчнiй схемi холодильної установки.

При побудовi термoeкономiчної моделi прийнятi такі допущення:

- не враховується падiння тиску в трубопроводах i тепло припливи до них;
- не враховуються втрати тепла в довкiлля, що відбувається через корпус компресора i кожух теплообмiнних апаратiв;
- допускається, що змiни теплопередаючої поверхнi апаратiв i описуваного об'єму компресора унаслідок оптимiзацiї режиму роботи установки не

викличе зміни вартості будівлі машинного відділення, а також чисельності і фонду заробітної плати обслуговуючого персоналу;

- перегрів всмоктуваної в компресор пари і охолодження рідкого робочого тіла заданий.

Принципова схема установки приведена на рис.24., - це одноступенева холодильна з проміжним хдадоносім та оборотною системою забезпечення, з використанням зволожувача.

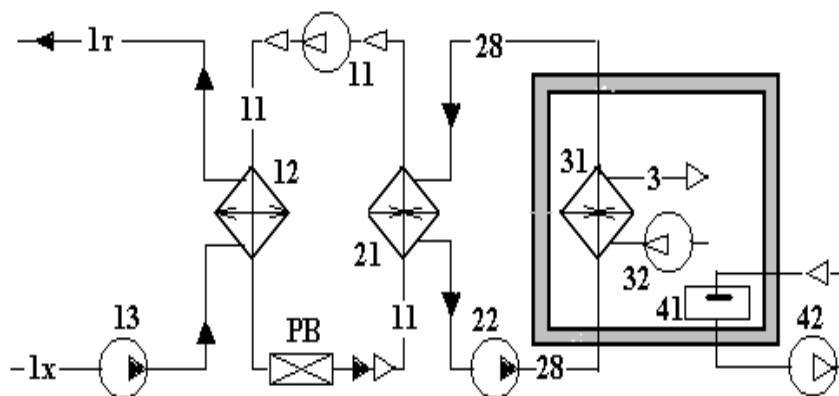


Рис. 24. Функціональна схема одноступеневої холодильної установки

Для оцінки змін, що відбуваються в установці, використовуємо ексергію речовини, тобто максимальну роботу, яка може бути виконана в процесі, в кінці якого речовина приходить в стан термодинамічної рівноваги з довкіллям.

Ексергія теплоти  $Q$  (коли температура речовини  $T$  більша, ніж температура довкілля  $T_{oc}$ ), визначається виразом:

$$e = Q \cdot \left( \frac{T - T_{oc}}{T} \right) = Q \cdot \left( 1 - \frac{T_{oc}}{T} \right)$$

Аналогічно, ексергія холоду:

$$e = Q \cdot \left( \frac{T_{oc}}{T} - 1 \right)$$

Термoeкономiчна модель холодильної установки, з врахуванням зроблених допущень, може бути змалювана у виглядi послiдовний сполучених трьох зон, в яких вiдбувається дисипацiя енергiї. Зона 1 включає компресор з електродвигуном, конденсатор, насос охолоджуючої води з електродвигуном i регулюючий вентиль; зона 2 – випарник для охолодження промiжного холодоносiя i насос з електродвигуном, що забезпечує циркуляцiю холодоносiя; зона 3 – пристрої з вiльним або примусовим рухом повітря, що охолоджують, i вентилятор з електродвигуном, а також паровий зволожувач i насос з електродвигуном для забору води(Рис.17.).

У кожній зоні враховуються питомі амортизаційні відрахування i затрати на поточний ремонт  $z_i$  вiдповiдних елементiв устаткування визначаються за формулою:

$$z_{ji} = \frac{(k_{ам}^i + k_{рем}^i) \cdot C_{ij}}{\tau_p}$$

де  $k_{ам}^i$  – нормативний коефіцієнт амортизаційних відрахувань для i-го елементу;

$k_{рем}^i$  – відсоток відрахувань на поточний ремонт;  $C_{ij}$  - вартість i-го елементу установки, грн.;  $\tau_p$  – число годин роботи устаткування в році, годин/рік.

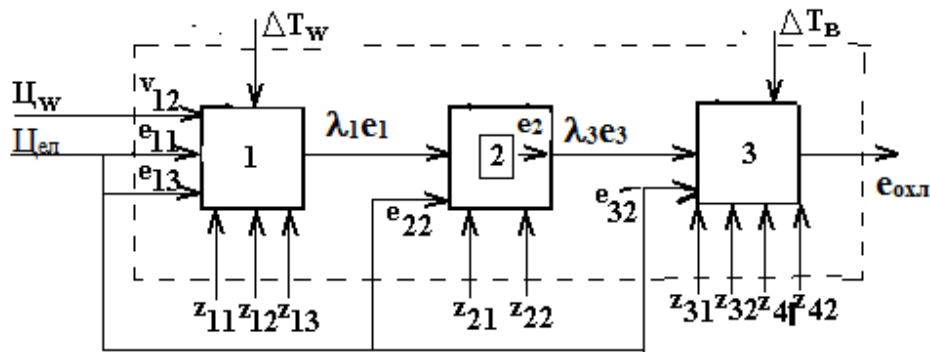


Рис. 25. Термoeкономiчна модель одноступеневої холодильної установки

Розглянуто оптимізацію процесів охолодження, яка зводиться до визначення мінімального значення приведених витрат (з урахуванням зволожуючого обладнання) за рік на вміст і роботу установки:

$$\begin{aligned}
 \text{ПВ} = [ & \text{Ц}_{\text{ел}} \cdot (e_{11} + e_{13} + e_{32} + e_{22} + e_{42}) + \text{Ц}_w \cdot v_{12} + z_{11} + z_{12} + z_{13} + z_{21} + z_{22} + z_{31} + z_{32} \\
 & + z_{41} + z_{42}] \cdot \tau_p
 \end{aligned}$$

де  $\text{Ц}_{\text{ел}}$  – ціна 1 кВт години електроенергії;  $\text{Ц}_w$  – ціна 1 м<sup>3</sup> води;  $v_{12}$  – щосекундна витрата води в конденсаторі 12;  $e_{11}$  – ексергія електродвигуна компресора 11;  $e_{13}$  – ексергія електродвигуна водяного насоса 13 (оскільки електроенергія теоретично повністю може бути перетворена в корисну роботу, ексергія електродвигуна за 1 сек збігається зі споживаною їм потужністю);  $e_{22}$  – ексергія електродвигуна вентилятора 22;  $e_{32}$  – електродвигуна вентилятора повітроохолоджувача;  $e_{42}$  – ексергія електродвигуна насоса зволожувача  $z_{11}, z_{12}, z_{13}, z_{31}, z_{32}, z_{41}, z_{42}$ , – нормативні відрахування від вартості й витрати на ремонт і експлуатацію компресора 11, конденсатора 12, водяного насоса 13, охолоджувача 31, вентилятора 32, парового зволожувача

41, насоса з електродвигуном для зволожувача 42 відповідно  $\tau_p$  – число робочих годин у рік.

При отриманому значенні  $Q_{охл}$  мінімізуємо функцію:

$$ПВ = ПВ (\Delta T_B, \Delta T_w).$$

З обмеженнями:  $\Theta_K = f(\Delta T_w)$  та  $\Theta_0 = f(\Delta T_B)$ .

де  $\Theta_K, \Theta_0$  - температурні напори в конденсаторі та охолоджувачі, які є залежними змінними від  $\Delta T_w$  та  $\Delta T_B$ ,  $\Delta T_w$  – перепад температур у конденсаторі;  $\Delta T_B$  – перепад температур повітря в повітроохолоджувачі,  $\Delta d_{зв}$  – перепад вологовмісту в паровому зволожувачі.

Температурний напір  $\Theta_0$  в охолоджувачі уточнюється за формулою:

$$\theta_0 = \frac{Q_{по}}{k_{по} \cdot F_{по}},$$

де  $k_{по}$ , (Вт/(м<sup>2</sup>·К)) – коефіцієнт теплопередачі повітроохолоджувача, який визначається за апроксимаційними рівняннями, враховуючий конструктивні елементи повітроохолоджувача та температуру кипіння хладагенту.

Температурний напір  $\Theta_K$  в конденсаторі уточнюється за формулою:

$$\theta_k = \frac{Q_k}{k_k \cdot F_k},$$

де  $k_k$ , (Вт/(м<sup>2</sup>·К)) – коефіцієнт теплопередачі конденсатора, який визначається за справочною літературою, на підставі практичних рекомендацій.

Термодинамічна модель описується залежностями:

$$\begin{aligned} z_{11} &= Z_{11} (e_1, \Theta_k, \Delta T_w); & z_{21} &= Z_{21} (e_2, \Theta_0, \Delta T_B); \\ z_{12} &= Z_{12} (e_1, \Theta_k, \Delta T_w); & z_{22} &= Z_{22} (e_3, \Delta T_w); \\ z_{13} &= Z_{13} (e_1, \Theta_k, \Delta T_w); \\ z_{31} &= Z_{31} (e_{охл}, \Theta_0, \Delta T_\theta); & z_{32} &= Z_{31} (e_{охл}, \Delta T_\theta); \\ z_{41} &= Z_{41} (e_{охл}, \Theta_0, \Delta T_\theta); & z_{42} &= Z_{42} (e_{охл}, \Delta T_\theta); \\ e_{11} &= E_{11} (e_1, \Theta_k, \Delta T_w); & e_{13} &= E_{13} (e_1, \Theta_k, \Delta T_w); \end{aligned}$$

$$e_{31} = E_{31} (e_{\text{охл}}, \Theta_0, \Delta T_g); e_{32} = E_{13} (e_{\text{охл}}, \Delta T_g);$$

$$e_{41} = E_{41} (e_{\text{охл}}, \Theta_0, \Delta d_{36}); e_{42} = E_{13} (e_{\text{охл}}, \Delta d_{36});$$

$$e_{22} = E_{22} (e_3, \Theta_0, \Delta T_g); v_{12} = V_{12} (e_2, \Theta_k, \Delta T_w);$$

Величини потоків ексергії, яка зв'язує зони:

$$e_1 = E_1 (e_{\text{охл}}, \Theta_k, \Delta T_w);$$

$$e_3 = E_3 (e_{\text{охл}}, \Theta_0, \Delta T_g);$$

$$e_{\text{охл}} = E_o (Q_{\text{охл}}, T_{\text{охл}}, T_{\text{ос}})$$

де  $e_{ij}$ - кількість ексергії, а  $E_{ij}$  – її функціональна залежність. Теж саме відноситься до  $z_{ij}$  та  $Z_{ij}$ ,  $v_{12}$  та  $V_{12}$ .

За умови, що  $\Delta T_w$  та  $\Delta T_b$  є незалежними змінними, то :

$$\Delta T_b = T_1 - T_{\text{охл}}$$

$$\Delta T_w = T_{w2} - T_{w1};$$

$$\Delta d_{36} = d_{\text{вих}} - d_{\text{вх}};$$

Система рівнянь (4.8), (4.9) була вирішена методом методом послідовних наближень Нелдера - Міда. Метод Нелдера - Міда не використовує при рішенні похідних першого та другого порядку та виявився найбільш ефективним. Визначені проміжні вартості ексергії між зонами.

Рішення системи рівнянь з урахуванням залежності дозволяє визначити значення змінних  $\Delta T_b$ ,  $\Theta_k$ ,  $\Theta_0$ ,  $\Delta T_w$ , що відповідають оптимальному режиму роботи холодильної установки, який забезпечує мінімум приведених витрат. По визначених таким чином значеннях температурних напорів і перепадам температур охолоджуваних середовищ можна розрахувати величини теплопередаючих поверхонь теплообмінних апаратів і описаного об'єму компресора, що забезпечують оптимальний режим роботи холодильної установки.

Використовуюачі виведені значення ексергії та втрат ексергії визначаються амортизаційні відрахування і витрати на ремонт устаткування,

вартість насоса компресора 11, вартість конденсатора 12 та інших устаткувань та нормативних відрахування, що входять у формулу.

На підставі методу було визначенні відповідні складові цільової функції. Враховуючи ексергію  $e_3$ , що виходить із зони 1, і втрати ексергії в цій зоні, знайдемо ексергію, яку потрібно підвести до електродвигуна компресора (споживана потужність):

$$e_{11} = \frac{e_1 + \Delta e_{k23} + \Delta e_{k34} + \Delta e_{k45} + \Delta e_{dp} + \Delta e_{mk}}{\eta_{ke}}$$

де  $\eta_{ke}$  - коефіцієнт корисної дії. електродвигуна компресора і його передачі.

Повне теплове навантаження на конденсатор визначиться виразом:

$$Q_k = Q_{по} + e_1 + e_{22} \cdot \eta_{Re} + Q_{II} + \Delta e_{k23} + \Delta e_{k34} + \Delta e_{k45} + \Delta e_{dp}$$

Виведенні вирази для визначення втрат ексергії на кожній стадії :  $\Delta e_{k23}$  - в зоні зняття перегріву;  $\Delta e_{34}$  - в зоні конденсації;  $\Delta e_{45}$  - в зоні переохолодження рідкого холодоагенту;  $\Delta e_{dp}$  - при дроселюванні через регулюючий вентиль;  $\Delta e_{mk}$  - у механізмі компресора.

Потужність, споживану електродвигуном насоса 13 визначимо за формулою:

$$e_{13} = \frac{Q_k \cdot H_w}{(c_w \cdot \gamma_w \cdot \Delta T_w \cdot \eta_w - b_1 \cdot H_w) \cdot \eta_{дв}}$$

де  $b_1$  - коефіцієнт, що враховує, яка частина механічної енергії перетворюється в теплоту на шляху від насоса до конденсатора;

$H_w$  - тиск, який створюється насосом охолодного середовища (води):

$\eta_w$  - к.к.д насоса охолоджуючої води 13 ;

$\eta_{\text{дв}}$  - к.к.д. електродвигуна цього насоса

Кількість ексергії, що підводиться до електродвигуна насоса хладагента від зовнішнього джерела (споживану їм потужність), можна визначити з рівняння:

$$e_{22} = \frac{n \cdot Q_{\text{по}} \cdot H_R}{10^3 \cdot \rho_o \cdot r_o \cdot \eta_R \cdot \eta_{\text{Re}}}$$

де  $H_R$  напір створюваний аміачним насосом, Па;  $n$ -кратність циркуляції хладагента.

Значення густини рідкого аміаку ( $\rho_o$ ) і питомої теплоти пароутворення ( $r_o$ ) відповідній температурі кипіння ( $T_o$ ) можуть бути отримані за апроксимаційних залежностей

Враховуючи величину приведеної продуктивності холодильної установки  $e_{\text{охл}}$  маємо вираз для визначення ексергії, яка підводиться до вентилятора повітроохолоджувача від зовнішнього джерела:

$$e_{32} = \frac{e_{\text{охл}}}{\left(\frac{T_{\text{ос}}}{T_{\text{кам}}} - 1\right)} \cdot \frac{H_v}{10^3 \cdot \rho_{\text{п}} \cdot \Delta T_v \cdot C_p \cdot \eta_v \cdot \eta_{\text{ве}} - H_v}$$

Розрахункове значення об'ємної витрати повітря, яке визначене, залежить від значення підохолодження повітря в повітроохолоджувачі ( $\Delta T_v$ ). Значення останнього приводить до зменшення площі поверхні  $F_{\text{по}}$  апаратів. Кількість ексергії, підведеної до електродвигуна парового зволожувача складає:

$$e_{42} = \frac{Q_{\text{пз}} \cdot H_{\text{зв}}}{\left(c_w \cdot \gamma_w \cdot \Delta T_{\text{зв}} \cdot \eta_w - H_{\text{зв}}\right) \cdot \eta_{\text{дв}}}$$

Вартість кожного елемента обладнання представлена у вигляді поліноміальних рівнянь:

$$C_{ij} = A_{ij} + B_{ij} \cdot X_{ij}$$

Величини  $X_{ij}$  представляють собою сумарну характеристику, через яку вибиралося відповідне обладнання;  $A_{ij}$ ,  $B_{ij}$  – емпіричні коефіцієнти. Величини  $z_{ij}$  пропорційні вартості  $C_{ij}$  відповідного елемента встаткування. У свою чергу, вартість  $C_{ij}$  залежить від розрахункового навантаження на даний пристрій. У першому наближенні ці залежності можна вважати лінійними.

На відміну від таких величин, як витрата води чи електроенергії, які змінюються безперервним чином, вартість устаткувань  $i$ , відповідно, величини нормативних відрахувань змінюються дискретно. Наприклад, при можливості вибору з десяти компресорів різної потужності  $i$  вартості величина  $z_{11}$  приймає десять різних значень. Тому повний цикл мінімізації приведених витрат проводиться в два етапи таким чином. Спочатку мінімізуємо величину ПВ, вважаючи всі змінні, в тому числі  $i$  та  $z_{ij}$ , безперервними (назвемо цей етап першим циклом мінімізації). Потім, визначивши оптимальні значення всіх параметрів, вибираємо найближчі до оптимальним значення  $z_{ij}$  з наявного в наявності дискретного ряду значень цих величин. Зафіксувавши обрані значення  $z_{ij}$ , проводимо мінімізацію повторно (рахуючи тепер  $z_{ij}$  постійними). Назвемо цей етап другим циклом мінімізації. У другому циклі мінімізації визначається оптимальний режим роботи конкретної установки, обладнаної вибраними пристроями. Якщо ж оптимізується робота вже укомплектованої холодильної установки, то необхідність у першому циклі мінімізації відпадає.

### **Результати оптимізації режимів роботи одноступеневої холодильної установки**

Регулювання режиму роботи одноступеневої холодильної установки досягається встановленням і підтримкою необхідних перепадів температур між середовищами в теплообмінних апаратах, що однозначно визначає температурні умови здійснення холодильного циклу при відомих значеннях підігріву води в конденсаторі і переохолодження повітря в повітроохолоджувачі. Зазначені параметри, при заданих значеннях температур охолоджуваного об'єкту і початковою температурою охолоджуючої води в конденсаторі, є основними в практиці проектування та експлуатації холодильних машин і установок.

На підставі розробленої термоекономічної моделі одноступеневої холодильної установки плодоовочесховищ, в якій температурний напор та різниця температури охолоджуємого або нагріваємого середовища в одному теплообмінному апараті є залежними змінними, була проведена оптимізація режиму роботи одноступенчатої холодильної установки плодоовочесховища.

Таким чином, впливу різних факторів на оптимальні значення перерахованих параметрів присвячені дослідження, викладені в цій главі.

Для ілюстрації можливостей термоекономічного аналізу були виконані розрахунки для камери кліматичних умов м. Одеса, розташованого на 48 с.ш ( $t_{роз}=26,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\phi_{роз}=55\%$ ). Температура в камері прийнята для технологічного режиму зберігання яблук. Місткість камери 100 тонн.

Як впливає из попередніх обчислень кількість теплоти, що підлягає видаленню з холодильної камери:  $Q_{охл} = 6,42\text{ кВт}$ . У якості холодильного агента обраний аміак. Розглядалася робота одноступеневої холодильної установки безпосереднього випару із проточною системою водопостачання, схема якої наведена. При обчисленнях вважалося, що охолодження повітря в холодильній камері проводиться за допомогою повітроохолоджувачів, зволоження – за допомогою плівкових зволожувачів.

При розрахунку мінімізувалися витрати на електроенергію й охолодну воду, з врахуванням оптимальних параметрів зберігання плодоовочевої

продукції, оптимальної витрати повітря, оптимального повітроохолоджувача .  
 Ціна одного кВт · година електроенергії ухвалювалася рівної 1,03 грн, ціна 1 м<sup>3</sup> охолодної води – 4.3 грн. Коефіцієнти корисної дії електродвигунів обрано в межах 0.75 – 0.95, прийняті стандартні значення параметрів робочого тіла, вологого повітря води, що охолоджує.

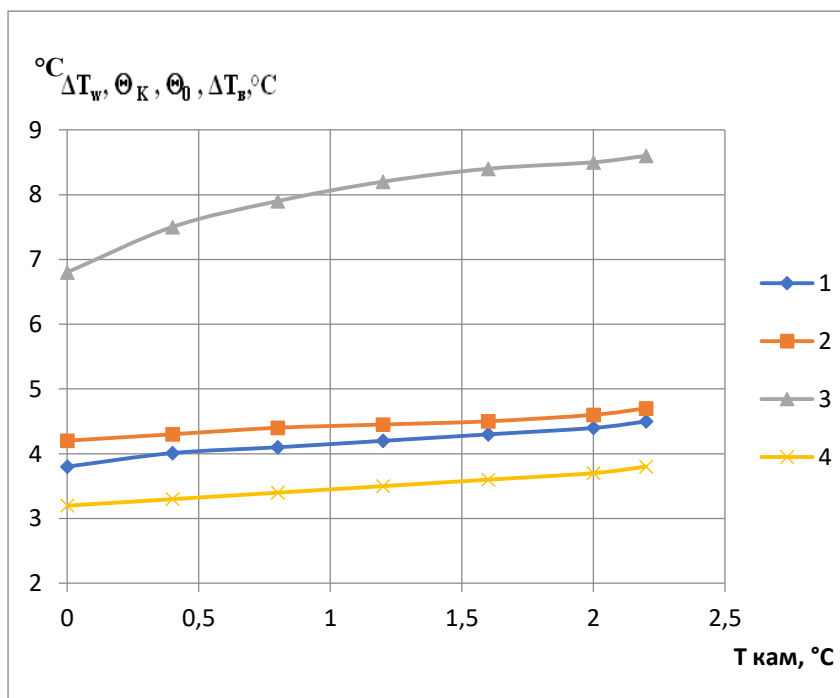


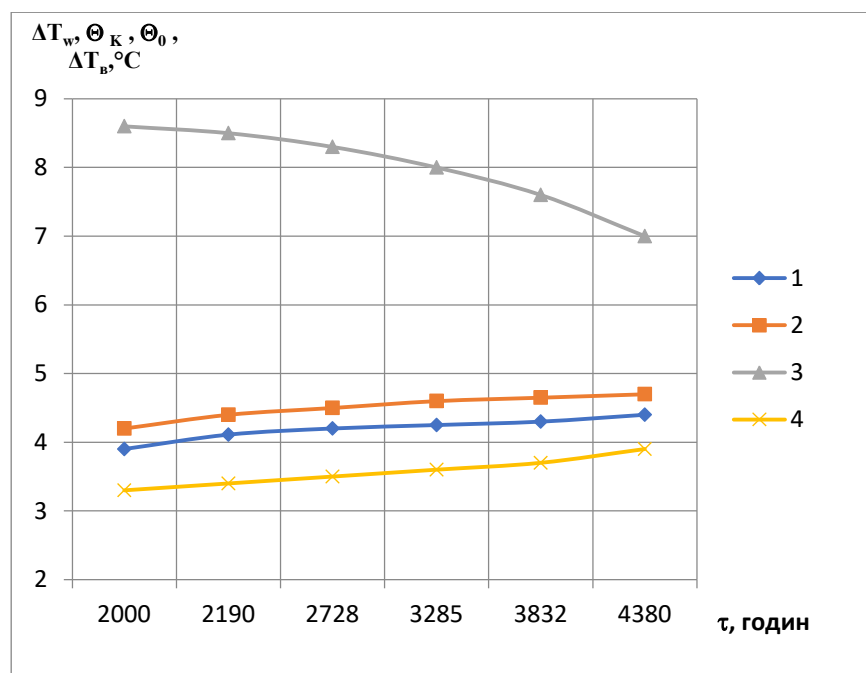
Рис. 26. Оптимальні параметри перепадів температур в теплообмінних апаратах холодильної установки  
 1 -  $\Delta T_w$ ; 2 -  $\Theta_K$ ; 3 -  $\Theta_0$ ; 4 -  $\Delta T_R$

Значення температурних напорів в повітроохолоджувачі ( $\Theta_0=6,8\div 8,4^\circ\text{C}$ ) та конденсаторі ( $\Theta_K = 4,2\div 4,7^\circ\text{C}$ ) і зміни температур охолоджуваного ( $\Delta T_B = 3,2\div 3,8^\circ\text{C}$ ) та охолоджувального середовищ ( $\Delta T_w=3,8\div 4,5^\circ\text{C}$ ) при фіксованій температурі навколишнього середовища ( $T_3=26,4^\circ\text{C}$ ) при безперервній роботі установки на протязі року  $\tau_p=4380$  годин приведені вище, відповідає рекомендуємим значенням нормативних документів по експлуатації холодильних установок. Всі значення отриманих оптимальних параметрів, на відміну від параметрів отриманих Оносовскім В.В. відповідають діапазону рекомендованих значень.

Розрахунки показали, що якщо температурні напори та різниця температур є незалежними змінними, то при зазначеному співвідношенні цін на електроенергію й воду мінімум величини приведених витрат досягається при більших значеннях температури конденсації робочого тіла, що перевищують технологічні межі.

Таблиця 16 Значення оптимальних параметрів перепадів температур в теплообмінних апаратах

Оптимальні параметри, °C	Нормативні данні	Дані за розрахунками Оносовського В.В. [4,40]	Розрахунки за моделлю
$\Theta_0$	6÷10	6,2÷7,3	6,8÷8,4
$\Theta_K$	4÷6	5,8÷6,2	4,2÷4,7
$\Delta T_w$	3÷6	5,9÷6,8	3,8÷4,5
$\Delta T_B$	2÷4	2÷2,5	3,2÷3,8





витрат від  $Q_{охл}$  усереднене по всьому періоду роботи значення ПВ зростає із збільшенням  $Q_{охл}$ , тобто із зменшенням розрахункового числа годин роботи за місяць. При зменшенні числа годин роботи істотно зростають також температурні натиски в конденсаторі і охолоджувачі .

Із розглянутих режимів найбільш впливовий вигравш приведеної ексергетичної продуктивності ( $e_{охл}$ ) спостерігається при оцінці впливу ККД вентиляторів в компановці повітроохолоджувачів. Значення ексергетических втрат для установок, що працюють при розрахунковому числі годин, температурі навколишнього середовища  $T_{oc}=26,4^{\circ}C$  температурі охолоджуваного об'єкта  $T_{кам} = 0^{\circ}C$  наведені в таблиці 5.7. Порівнюючи установки відрізнялися значеннями оптимальних перепадів ( $\Theta_0; \Delta T_v$ ) и ККД вентиляторів для повітроохолоджувача з вентилятором В-06-300-6,3А (компоновка 1) та для повітроохолоджувача з двома вентиляторами В-06-300-5А (компоновка 2). Наведена ексергетическая продуктивність компоновки 1 більше на 6,7%.

При використанні термoeкономiческой моделі, крім ексергетичної втрат, для будь-якого розглянутого режиму можна визначити вихідну ціну потоку ексергії ( $\lambda_i$ ). Так для холодильной установок. Так для  $\lambda_o=0,637$  грн/(кВтгод)  $\lambda_3=0,398$  грн/(кВтгод)  $\lambda_1=0,237$  грн/(кВт.год) .

Таблица 17. Таблица втрат ексергії в холодильних установках, укомплектованих різними типами вентиляторів повітроохолоджувачів

Комп новка	Втрата ексергії, %										Приведена ек- сергетична про-
	$\Delta e_{ок}$	$\Delta e_{мк}$	$\Delta e_{к2}$	$\Delta e_{к3}$	$\Delta e_{к45}$	$\Delta e_{др}$	$\Delta e_{п}$	$\Delta e_{во}$	$\Delta e_{32}$	$\Delta e_{охд}$	
1	7,2	14,2	11,1	3,6	0,028	7,2	0,53	9,1	2,3	1,8	42,3
2	7,2	16,5	11,2	2,7	0,023	7,5	0,49	11,4	4,6	1,97	36,7

Визначено, що 31,6-40 % ексергії, яка підводиться до електродвигуна компресору та насосу хладагенту, використовується для використання холоду. При цьому, с точки зору термодинамічних досконалостей, перевагу віддається розробленому повітроохолоджувачу. При укомплектуванні холодильної установки даними повітроохолоджувачами продуктивність зростає на 9,1% в порівнянні з аналогічною, укомплектованою ВОП-75 (таб.4.10)

Таблиця 18. Таблиця втрат ексергії в холодильних установках, укомплектованих різними повітроохолоджувачами

Компанія	Втрата ексергії, %										Приведена ексергетична про-
	$\Delta e_{ок}$	$\Delta e_{МК}$	$\Delta e_{к23}$	$\Delta e_{к34}$	$\Delta e_{к45}$	$\Delta e_{др}$	$\Delta e_{п}$	$\Delta e_{во}$	$\Delta e_{32}$	$\Delta e_{о}$	
Спроекттований	7,2	14,2	11,1	3,6	0,028	7,2	0,53	9,1	2,3	1,8	42,3
ВОП-75	7,1	15,4	11,7	4,2	0,039	7,5	0,45	8,9	3,0	2,2	38,1

Результати аналізу впливу втрат тиску в повітряній мережі на значення оптимальних перепадів в конденсаторі. Величина втрат напору в повітроохолоджувачі практично не впливає на оптимальні значення перепадів температур у конденсаторі. Так збільшення напору в повітроохолоджувачі (Нв) в два рази призвело до зменшення оптимального напору ( $\Theta_k$ ) і підігріву води ( $\Delta T_w$ ) в конденсаторі відповідно. В зв'язку з цим, особливу увагу слід приділити підбору вентилятора повітроохолоджувача. З усіх характеристик вентилятора особливу увагу слід приділити коефіцієнту корисної дії (ККД). Його значення для вентиляторів, що використовуються в промислових

повітроохолоджувачів (0,25÷0,90). Оцінка впливу ККД вентилятора повітроохолоджувача на значення оптимальних ( $\Theta_0$ ,  $\Theta_k$ ,  $\Delta T_w$ ,  $\Delta T_b$ ) наведена. В розглянутих варіантах ККД призводить до значного зниження перепадів температур в повітроохолоджувач і до несуттєвому збільшенню перепадів температур в конденсаторах. Для розглянутого режиму при температурі в камері і втрати напору в повітроохолоджувачі збільшення ККД вентилятора приводило до зниження значення річних приведенних витрат

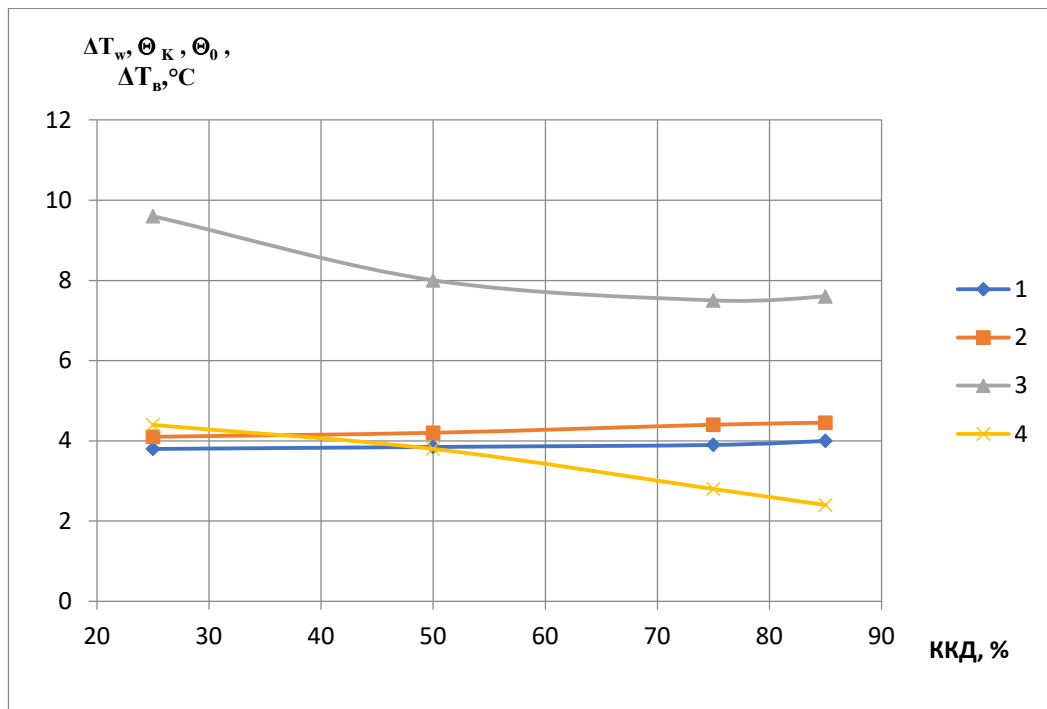


Рис. 28. Залежність оптимальних параметрів напорів від ККД вентиляторів повітроохолоджувачів

Крім ККД вентилятора та втрат напору, для повітроохолоджувачів, що працюють в умовах осадження інею на їх поверхні, характерна зміна коефіцієнта теплопередачі ( $k_{по}$ ). Оцінка впливу останнього на оптимальні значення перепадів температур в теплообмінних апаратах холодильних установок. Коефіцієнт теплопередачі повітроохолоджувача практично не вплинув на оптимальні значення перепадів температур ( $\Theta_k, \Delta T_w$ ) в конденсаторі. Ці висновки о малій залежності оптимальних перепадів

температур в конденсаторі та різко змінних умов роботи повітроохолоджувача добре узгоджується з умовами робіт по дослідженню змінних умов роботи повітроохолоджувачів на оптимальні перпади температур у конденсаторі.

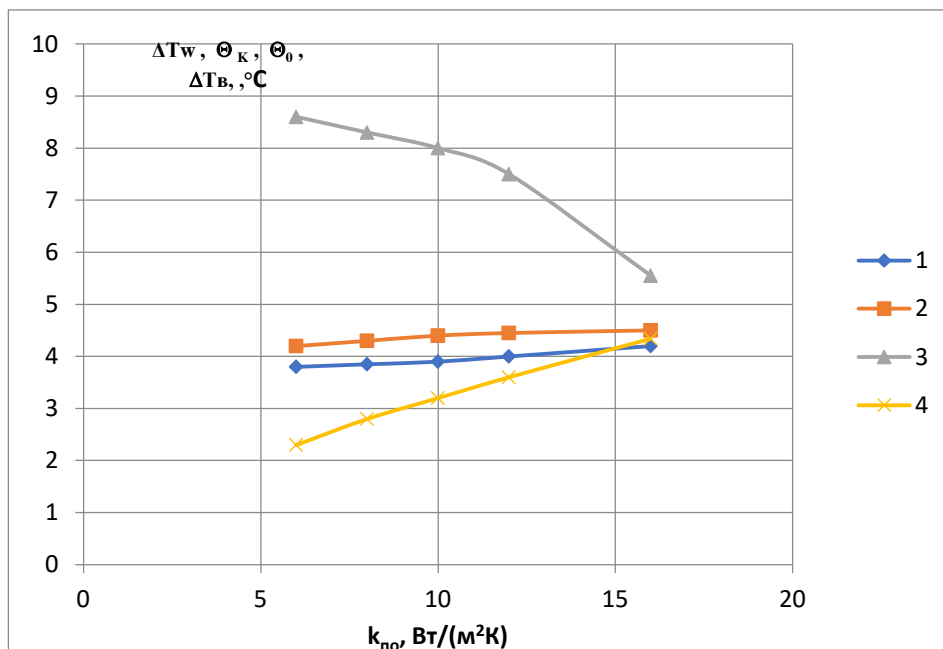


Рис. 29. Залежність оптимальних температурних напорів від кпо (Вт/м²К) 1 -  $\Delta T_w$  ; 2 -  $\Theta_K$  ; 3 -  $\Theta_0$  ; 4 -  $\Delta T_b$

Одночасно слід зазначити, що зниження коефіцієнта теплопередачі призводить до збільшення оптимального значення температурного напору і зменшення оптимального подохладження повітря в повітроохолоджувачі та призводить до збільшення річних приведених витрат. Враховуючи термодинамічні досконалості, перевагу віддається розробленому повітроохолоджувачу. При укомплектуванні холодильної установки даними повітроохолоджувачами продуктивність зростає на 9,7% в порівнянні з аналогічною, укомплектованою ВОП-75.

Співідношення економічних, енергетичних та вартісних показників та приватних значень приведених витрат для окремих вузлів холодильної установки. Як видно з гістограм., крім компресора на всі розглянуті показники вагомий вплив надають повітроохолоджувачі. В цьому випадку,

оцінку впливу різних факторів на значення цільової функції і окремих показників камерних приладів охолодження являється суттєвою.

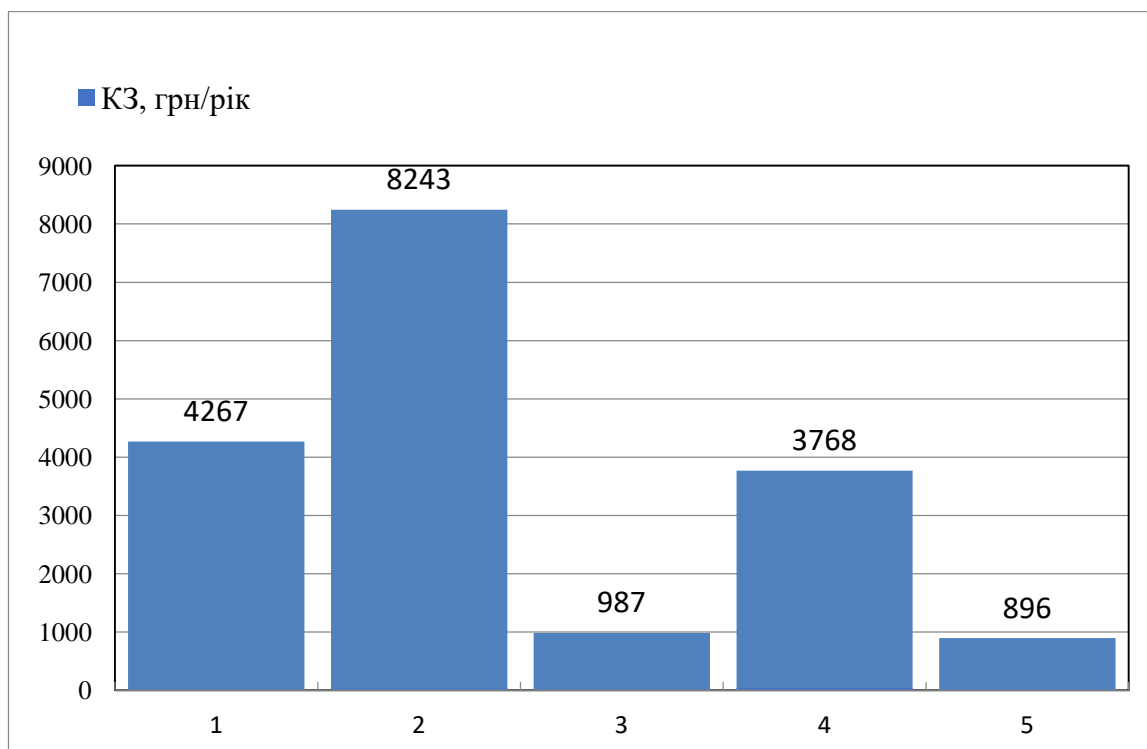


Рис. 30 Гістогра відрахувань (нормативних, на реновацію та ремонт) від вартості обладнання холодильної установки : 1 –  $e_{11}$ ; 2-  $e_{31}, e_{32}$ ; 3 –  $e_{12}, e_{13}$ , 4-  $e_{41}, e_{42}$ , 5-  $e_{21}, e_{22}$ . ( $e_{11}, e_{12}, e_{13}, e_{31}, e_{32}, e_{21}, e_{22}, e_{41}, e_{42}$  – позначення ексергії на рис. 2.3)

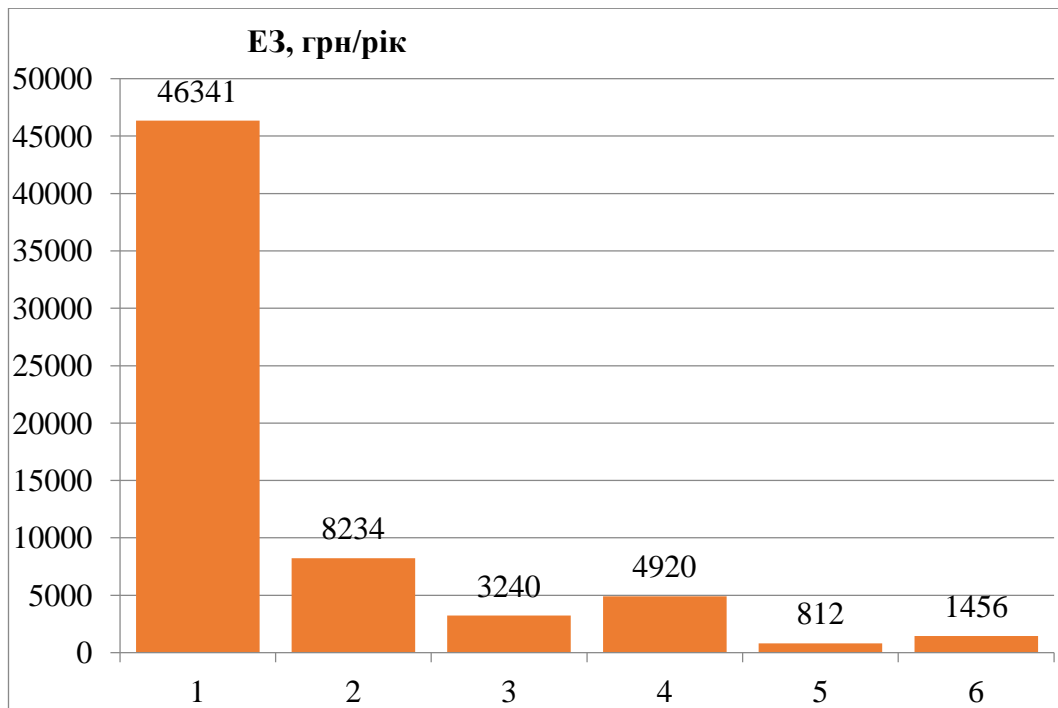


Рис. 31. Гістограма експлуатаційних затрат вартості оборотної води, споживчої електроенергії на роботу відповідного обладнання : 1 –  $e_{11}$ ; 2-  $e_{32}$ ; 3 –  $e_{13}$ , 4-  $e_{42}$ , 5-  $e_{22}$ , 6-  $V_{сва}$ , ( $e_{11}$ ,  $e_{12}$ ,  $e_{13}$ ,  $e_{31}$ ,  $e_{32}$ ,  $e_{21}$ ,  $e_{22}$ ,  $e_{41}$ ,  $e_{42}$ , - позначення ексергії на рис. 2.3,  $V_{сва}$ - вартість води )

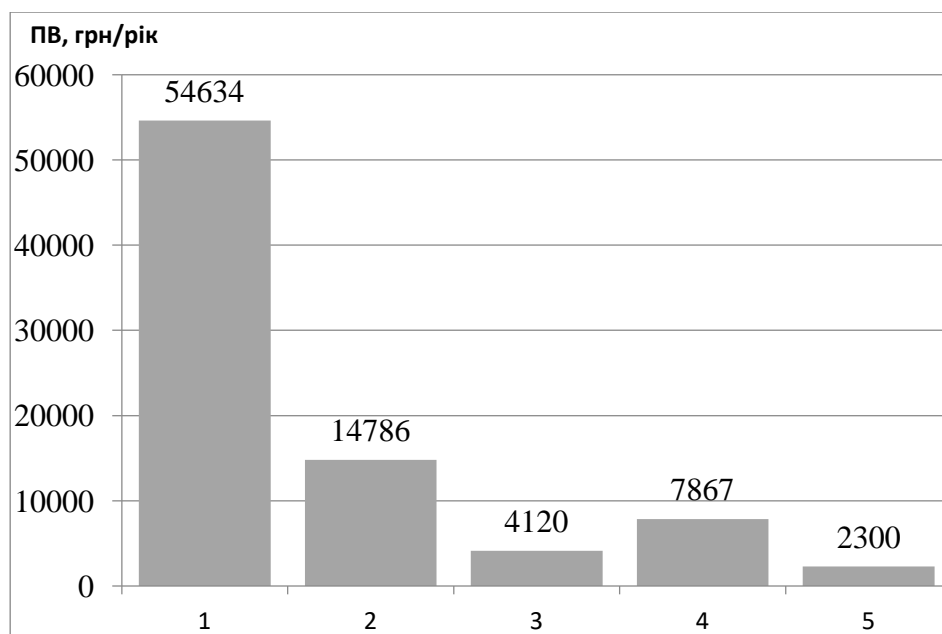


Рис. 32. Гістограма приватних значень приведених витрат для окремих вузлів та елементів холодильної установки: 1 –  $e_{11}$ ; 2-  $e_{32}$ ; 3 –  $e_{12}$ ,  $e_{13}$ , 4-  $e_{41}$ ,  $e_{42}$ , 5-  $e_{21}$ ,  $e_{22}$ . ( $e_{11}$ ,  $e_{12}$ ,  $e_{13}$ ,  $e_{31}$ ,  $e_{32}$ ,  $e_{21}$ ,  $e_{22}$ ,  $e_{41}$ ,  $e_{42}$ - позначення ексергії на рис. 2.3)

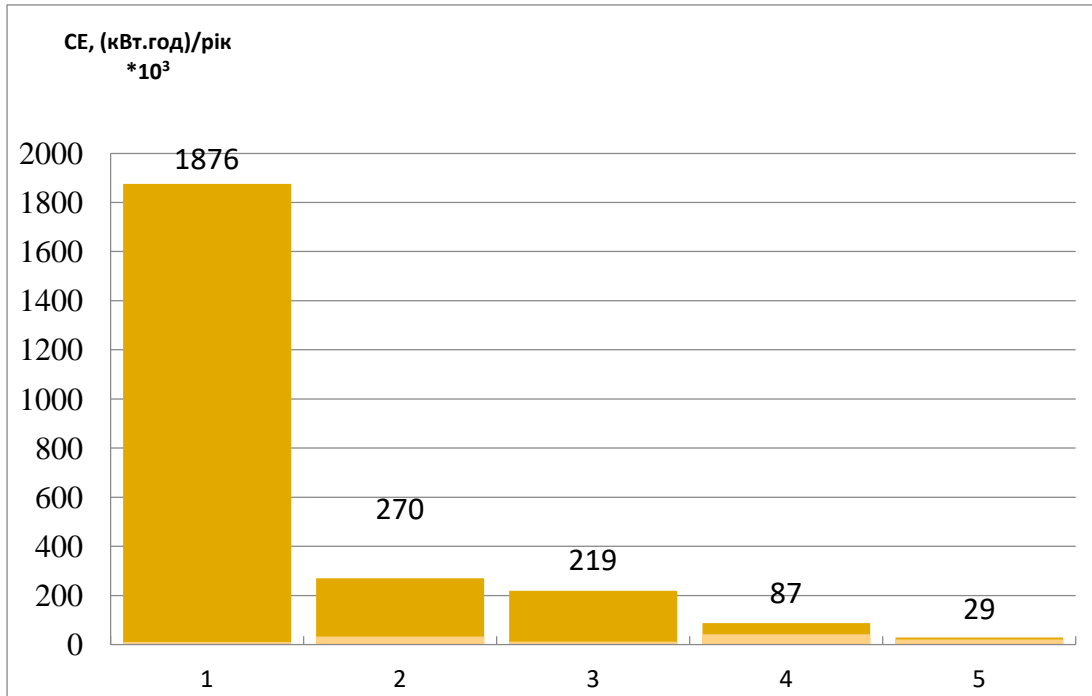


Рис. 33. Гістограма споживаної електроенергії для окремих вузлів та елементів холодильної установки : 1 –  $e_{11}$ ; 2-  $e_{32}$ ; 3 –  $e_{41}, e_{13}$ , 4-,  $e_{32}$ , 5  $e_{22}$ . ( $e_{11}, e_{12}, e_{13}, e_{31}, e_{32}, e_{21}, e_{22}, e_{41}, e_{42}$ - позначення ексергії на рис. 2.3)

Визначено, що 31,6-40 % ексергії, яка підводиться до електродвигуна компресору та насосу хладагенту, використовується для використання холоду.

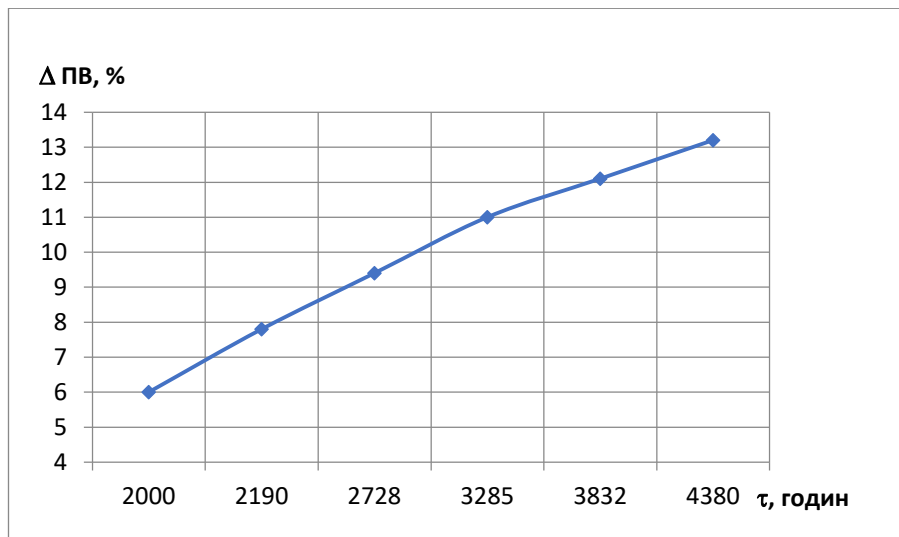


Рис. 34. Залежність відносної економії приведених витрат від тривалості роботи

На рис. 27. зображена економія приведених витрат, яка включає змінну амортизаційних відрахувань на ремонт та енергетичні затрати. Оптимізація режиму обладнання холодильної установки зозволяє скоротити змінну частину витрати приблизно на 10-13,2%, що при тривалій експлуатації обладнання являє собою значну економію засобів.

#### **Перевірка адекватності розробленої моделі реальним процесам**

Розроблена комплексна термoeкономiческая модель мiстить принципово новий пiдхiд до пiдбору основного обладнання холодильної установки при визначенні оптимальних режимів її експлуатації на пiдставі теоретичного аналізу за запропонованою моделлю.

В результаті виконаних досліджень вирішено комплекс завдань, спрямованих на розробку основних рекомендацій щодо пiдтримання оптимальних умов експлуатації охолоджуючої системи фруктоовочехраніліщ з урахуванням технологічних, конструктивних і вартісних показників.

Спираючись на отримані результати розрахунків оптимізації параметрів процесів зберігання, огороджуваних систем та охолоджуючого обладнання

розроблені технічні рішення по створенню експериментальної камери, оптимізованої за термoeкономічною моделлю.

На підставі досліджень укомплектована система охолодження плодоовощесховища 100 т м. Одеси повітроохолоджувачем і випарним конденсатором, які виготовлені НДКТІХТТ «Агрохолод» на підставі рекомендованих оптимізаційних розрахунків.

Експериментальна камера розміщувалась на території науково-експериментального відділу НДКТІХТТ “Агрохолод” і являла собою приміщення розміром в плані: 18 x 6 м, висотою 6 м.

Охолоджуюча системи плодоовощесховища обладнана повітроохолоджувачем з струменевим воздухорозподіленням. В цих системах струменя повітря, маючи великий запас енергії, витрачають її, в основному, на подолання тертя об стінки каналу. Енергія струменя на виході з сопел витрачається на циркуляцію повітря в об'ємі камери, створюючи сприятливі умови для продукту. Крім того, повітряний струмінь, володіючи високою ежекційні здатністю, викликає інтенсивне перемішування холодного повітря на виході з повітроохолоджувача з отеплення повітрям камери, забезпечуючи необхідну рівномірність температури в охолоджуваному об'єкті.

Для системи охолодження камери застосовувались два повітроохолоджувачі площею поверхні  $75 \text{ м}^2$ , з осьовими вентиляторами В-06-300-6,3А. Повітряні потоки, які впливають із верхніх отвірив повітроохолоджувачів, підпорядковуються закономірностям стиснутої струї в обмеженому просторі.

Основними елементами повітроохолоджувача є наступні: теплообмінна секція, вентилятор, піддон, нагрівач, колектор.

Теплообміна секція виготовлена з оребрених труб. Для її виготовлення підібрані біметалеві оребрені труби, які виробляються в Україні. Ці труби виготовлені із сталевий основної труби діаметром 25 мм і товщиною стінки

2,5 мм, на якій методом лиття під тиском сформовані ребра із алюмінієвого сплаву АК-7.

## 18. ОХОРОНА ПРАЦІ

Темою дипломного проекту передбачено дослідження енергоефективного холодопостачання молокозаводу продуктивністю 50 т/добу у м. Тернопіль побудованого із високоякісних та високотехнологічних будівельних матеріалів. Виробництво холоду буде здійснюватись сучасним обладнанням від виробників, що створюють та постійно підтримують репутацію свого бренду, розвиваючи та удосконалюючи його.

Рішення, які відображенні у проекті, необхідні для забезпечення надійності роботи виробництва, запобігання виробничого травматизму та виключення або ж мінімізація рівня шкідливості умов роботи виробничого персоналу.

Відповідно до закону України "Про охорону праці", охорона праці це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і засобів, спрямованих на збереження життя, здоров'я і працездатності людини в процесі трудової діяльності.

### Умови праці

Молокозавод у м. Тернопіль проектується із застосуванням сучасного холодильного обладнання, що має високий рівень автоматизації. Фреонова холодильна установка, що забезпечує потребу підприємства у холоді, влітку працюватиме не менше 20 годин на добу, а її робота є джерелом ряду шкідливих і небезпечних виробничих факторів, що діють на обслуговуючий персонал даної установки. Електрощитова розташована в будівлі, пункт управління та контролю холодильною установкою розташований в приміщенні операторів холодильної установки в тій ж будівлі.

Компресорно-конденсаторні агрегати (3 агрегати на базі поршневих фреонових напівгерметичних компресорів з ресиверами та водяними конденсаторами) розміщено на вулиці під навісами. Компресорні площадки огорожені сіткою рабицею.

Шкідливі виробничі фактори на компресорній площадці:

- високий рівень шуму та вібрації на робочому місці;
- можлива загазованість повітря.

Небезпечні виробничі фактори:

- незахищені рухомі елементи обладнання;
- порушення вимог безпеки до розміщення робочих місць, обладнання і технологічних майданчиків;
- наявність посудин, що працюють під тиском;
- статична електрика, атмосферна електрика.

До переліку оперативної та технічної документації на робочому місці машиніста центральних фреонових холодильних установок відносяться затверджені інженером:

- добовий журнал роботи холодильної установки;
- інструкції із будови й експлуатації фреонової холодильної установки;
- інструкції із обслуговування машин, апаратів (посудин), охолоджуючих пристроїв;
- інструкції із обслуговування контрольно-вимірювальних приладів і пристроїв автоматики;
- інструкції із пожежної безпеки;
- інструкції із охорони праці (надання долікарської допомоги при ураженні

електрострумом, дії персоналу по ліквідації прориву фреону і виникненні аварійної ситуації тощо).

**Аналіз шкідливих та небезпечних виробничих факторів**

Розміщення устаткування холодильного обладнання відповідає вимогам нормативних документів галузі. Зони агрегатів прибудовані до холодильних камер і огорожені сіткою.

З компресорних площадок є по два виходи назовні. Двері відчиняються у бік виходу і не виходять безпосередньо у виробничі приміщення чи в зв'язані з ними коридори та сходові майданчики. Висота компресорних площадок до низу несучих конструкцій покриття або до виступаючих частин обладнання (трубопроводів) більше 2,2 м.

На території компресорних площадок встановлено по одному компресорно-конденсаторному агрегату, які включають: лінійний ресивер, компресори Bitzer 4GE-23Y; Bitzer 8FE-70Y; Bitzer 4EES-4Y; та кожухотрубний водяний конденсатор. Відстань між виступаючими частинами агрегатів не менше 0,5 м, обладнанням та стіною не менше 0,6 м, головний прохід не менше 1,3 м.

Підлога даних відділень є рівною, неслизькою. Холодильне обладнання, трубопроводи пофарбовані у відповідності з діючими нормативами щодо раціонального фарбування поверхонь виробничих приміщень та технологічного обладнання промислових підприємств.

### **Повітря робочої зони**

#### *Мікроклімат*

Санітарно-гігієнічні норми параметрів повітря в робочій зоні закритих виробничих приміщень регламентується «ДСН 3.3.6.042-99. Санітарні норми мікроклімату у виробничих приміщеннях». В пункті управління - оптимальні параметри для категорій робіт середньої тяжкості Іб (табл.19.).

Табл. 19.

Період року	Температура повітря, °С	Відносна вологість, %	Швидкість руху повітря, м/с
Холодний (1, <10°С)	22-24	40-60	≤0,1

Теплий °C)	(1,≥10	23-25	40-60	≤0,1
---------------	--------	-------	-------	------

Досягнення цих параметрів забезпечується загальною обмінною механічною припливно-витяжною вентиляцією в теплий період року, з підігрівом повітря в холодний період року. В пункті управління передбачено систему повітряного опалення, суміщеній з припливною вентиляцією, без рециркуляції повітря, кратність повітрообміну за годину: приток 2 обсяги, витяжка із перевищенням притоку на 1 обсяг. Повітря видаляється в атмосферу без очищення.

#### *Чистота повітря (загазованість повітря)*

Найбільш поширеною виробничою шкідливістю є забруднення повітря пилом мінерального або органічного походження. Серед органічного пилу найбільш поширені бавовняний, вовняний, деревинний, борошняний і т.п., а серед неорганічного цинковий, залізний, свинцевий, вугільний, кварцовий, наждачний, вапняковий та інші.

Чистота повітря виробничого середовища є важливим фактором підтримання стабільної працездатності працівників, формування у них позитивного ставлення до роботи, підвищення продуктивності праці. Велика кількість виробничих процесів супроводжується утворенням дрібних часточок твердих або рідких речовин, які утримуються в повітрі. Кількість домішок газів, парів, пилу, які містяться в одному літрі або одному кубічному метрі повітря у грамах, характеризує ступінь забруднення виробничого середовища.

Найбільшу небезпеку становить пил, розмір часток якого не перевищує 5 мікрон. Попадаючи разом з повітрям в органи дихання, пил викликає захворювання слизової оболонки носа, гортані, трахеї, бронхів і легенів (риніти, катарі бронхів, бронхіальна астма). З органів дихання пил поступово попадає в рот та органи травлення.

## **Шум**

Основними джерелами шуму в холодильних установках є компресори (компресори фірми Bitzer 4GE-23Y; Bitzer 8FE-70Y; Bitzer 4EES-4Y;) та рух холодильного агенту по трубопроводах з великою швидкістю.

Допустимий рівень шуму на компресорній площадці, що не перевищує норм, які приведені у ДСН 3.3.6.037-99 «Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку», складає 75...103 дБ.

## **Вібрація**

Загальна технологічна вібрація не перевищує гранично допустимого значення 108 дБ (ГОСТ 12.1.012-90. ССБТ. "Вибрационная безопасность.

Общие требования" ДСН 3.3.6.039-99. Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації).

Компресорні агрегати встановлено на віброопорах та окремих фундаментах, що відокремлені від несучих конструкцій будівлі. Для зменшення впливу вібрації, що викликані роботою компресорів, додержуються таких умов: трубопроводи, які приєднуються до холодильної машини, не жорстко кріпляться до конструкцій будинку; при необхідності застосування жорстких кріплень передбачено відповідні компенсаційні пристрої; трубопроводи, які з'єднують компресори з устаткуванням, мають достатню гнучкість, що компенсує деформації.

## **Освітлення: природне та штучне**

Нормовані значення природного та штучного освітлення (ДБН В.2.5-28-2006. Природне і штучне освітлення).

На компресорних ділянках прийнято загальне штучне освітлення світильники з лампами накаливання напругою 220 В. Для компресорної ділянки рівень освітленості становить 75 лк.

Для пульта керування та електрощитової прийнято загальне штучне освітлення 100 лк. Біля щита управління передбачається місцеве освітлення (лампа розжарювання, рівень комбінованого освітлення 500 лк).

Аварійне освітлення робочої ділянки має незалежне джерело живлення (акумуляторні батареї). Воно автоматично включається при відключенні робочого освітлення.

**Вимоги техніки безпеки при монтажі, експлуатації, профілактиці і ремонті технологічного обладнання та засобів контролю та управління**

Вимоги техніки безпеки регламентує нормативний документ галузі, та «ГОСТ 12.2.003-91. ССБТ. Оборудование производственное. Общие требования безопасности».

До обслуговування холодильних установок допускаються особи не молодше 18 років, які пройшли медичний огляд і мають свідоцтво про закінчення спеціального учбового закладу або курсів:

- по експлуатації холодильних установок для машиністів;
- по автоматизації холодильних установок автоматиці. для слюсарів по КВП і автоматизації.

До самостійного обслуговування холодильних установок машиністи допускаються тільки після проходження стажування строком не менше 1 місяця, в результаті якого вони освоюють обслуговування конкретної установки і підтримання нормальних режимів її роботи, і відповідної перевірки знань.

Стажування проводять досвідчені наставники. Допуск до стажування і самостійної роботи здійснюється розпорядженням по підприємству.

Холодильна установка обслуговується одним машиністом в зміну.

Перевірку знань з техніки безпеки у керуючих і інженерно-технічних робітників здійснюють у відповідності з «Положенням про порядок перевірки

знань правил і норм по охороні праці керуючих, інженерно-технічних робітників і спеціалістів».

Інструкції доведені до персоналу, що обслуговує холодильну установку (під розписку), і вивішені на видному місці:

- експлуатації холодильної системи (охолодного обладнання);
- обслуговування контрольно-вимірювальних приладів і автоматики;
- пожежної безпеки;
- охороні праці (надання долікарської допомоги при виникненні аварійної ситуації і т.д.);
- річні і місячні графіки проведення планово-попереджувальних ремонтів; • схеми фреонових, рідинних, масляних і водяних трубопроводів із пронумерованою (у них і відповідно в натурі) запірною арматурою і приладами автоматики (затверджені головним інженером);
- покажчики перебування засобів індивідуального захисту; номери телефонів швидкої допомоги, пожежної команди, диспетчера електромережі, штабу цивільної оборони, міліції, найближчої військової частини, начальника компресорного цеху (домашній телефон).
- номери телефонів і адреса організації, що обслуговують автоматизовану холодильну установку.

### **Заходи з електробезпеки**

Електрообладнання компресорної ділянки відповідає вимогам ПВЕ «Правила влаштування електроустановок», ГОСТ 12.1.030-81 ССБТ «Электробезопасность. Защитное заземление, зануление», ДНАОП 1.1.10 – 1.01- 97 "Правила безпечної експлуатації електроустановок", а також діючих стандартів безпеки праці та інших нормативних документів.

Встановлені пускові прилади, які розраховано на максимальну силу струму електродвигуна. Рубильники, призначені для вмикання-вимикання струму навантаження, захищені кожухами, які не горять, без отворів та шпарин і мають дистанційне керування. Напруга в колах керування

устаткуванням, що встановлено у приміщеннях особливо небезпечних і з підвищеною небезпекою, а також зовні приміщення, не перевищує 42 В.

Заходи і засоби забезпечення електробезпеки на підприємстві:

а) Недоступність струмопровідних частин від випадкового дотикання, блокування (захисні огороження, безпечне розміщення струмопровідних частин, наявність знаків безпеки).

б) Надійна ізоляція (опір ізоляції у силових і освітлювальних електричних установках становить 1,2 МОм).

с) Заземлення електричного обладнання.

д) Організаційні методи (регулярний медичний огляд, інструктаж, перевірка інструментів, контроль при виконанні робіт, наряд допуску перед роботами).

е) Застосування захисних засобів, запобіжних пристроїв та приладів.

ф) Планово-попереджувальні роботи.

#### **Заходи з пожежо- та вибухобезпеки**

Пожежо- та вибухобезпека на підприємстві забезпечується відповідно до вимог ГОСТ 12.1.004-91. ССБТ. "Пожарная безопасность. Общие требования", ДНАОП 0.01-1.01-95 "Правила пожежної безпеки в Україні".

У відповідності із «НПАОП 0.00-1.51-88 Правила устроювання и безопасной эксплуатации фреоновых холодильных установок» машинне відділення фреонових холодильних установок за вибухо-пожежонебезпекою відноситься до категорії Д, або до пожежонебезпечної зони класу П-І, згідно ПВЕ.

Пожежна безпека на підприємстві включає в себе систему запобігання вибуху, пожеж та систему пожежного захисту.

Система запобігання пожежі передбачає: • наявність огорожуючих конструкцій будівлі машинного відділення, легко скидних елементів (вікна, двері);

- аварійну витяжну вентиляцію;
- світлозвукову сигналізацію;
- надійне приєднання провідників від обладнання до контуру заземлення без іскріння;
- використання засобів захисту від атмосферної електрики;
- застосування аварійного та витяжного вентиляторів машинного відділення у іскрохорошеному виконанні; приточного вентилятора звичайному, а його електродвигуна в закритому виконанні; у
  - наявність персоналу; протипожежних інструкцій, атестацій обслуговуючого
  - роботу на електрообладнанні без перевантажень.

Система пожежного захисту включає:

- двері повинні відчинятися у бік виходу;
- застосування в машинному відділенні будівельних матеріалів не нижче II ступеня вогнестійкості (СНиП 2.11.02-87, СНиП 2.01.02-85. "Противопожарные нормы");
- наявність системи оповіщення про пожежу;
- наявність аварійного відключення обладнання; забезпечення первинними засобами пожежогасіння: двома лопатами, сокирами, металевим багром; пожежним щитом з азбестовим полотном, ящиком з піском; порошкові вогнегасники ВП-5 1 шт; вуглекислотні вогнегасники ВВ-5 (ВВК 3,5) 1 шт.
- наявність плану евакуації.

## 19. ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній дипломній роботі відображено загальні відомості про підприємство, що спеціалізується в напрямку виробництва молочних видів продукції. Охарактеризовано фізико-географічні особливості місця розташування підприємства – м. Тернопіль Тернопільської області: температурна характеристика. Розроблено схеми технологічної обробки молока. Виробництва вершкового масла, пастеризованого молока, сметани та сухого знежиреного молока. Складено графік добового навантаження на холодильну установку льодяної води. Проведено розрахунок камери заморозки вершкового масла та планування холодильника. Визначив розміри приміщень холодильника та їх схемне розташування. Відповідно до кожної камери розрахував та підібрав ізоляційні конструкції. Виконав розрахунок сумарних теплонадходжень до охолоджувальних приміщень, які складають:

Камера заморозки та зберігання вершкового масла:  $Q_{№1} = 15,95$  кВт

Камера зберігання молока, сметани та СОМ:  $Q_{№2} = 8,304$  кВт

Автомобільна платформа:  $Q_{№3} = 4,768$  кВт

Визначив холодильне навантаження технологічного процесу, максимальне значення якого складає:  $Q_{л.в.} = 387,9$  кВт;

В даній роботі, я обрав саме децентралізовану одноступеневу систему охолодження. Охолодження камер та технологічних ліній обрано комбінованим: безпосереднє та з проміжним холодоносієм – льодяною водою. Холодильний агент використано фреон R404a, який найбільш ефективний для даних температурних режимів та розрахункової потужності. Теплообмінні апарати, які відводять теплоту конденсації обрано кожехотрубними. Виконав теплові розрахунки та підбір компресорів, конденсаторів.

Для камери заморозки та зберігання вершкового масла підібрав два напівгерметині поршневі КМ Bitzer 4JE-15Y, два конденсатори K813H з дійсним навантаженням:  $Q_{к.д.(-27)} = 55,1$ кВт ; для системи охолодження

льодяної води підібрав три напівгерметині поршневі КМ Bitzer 8FE-70Y, два чотирьох ходові конденсатори K2923T з дійсним навантаженням:

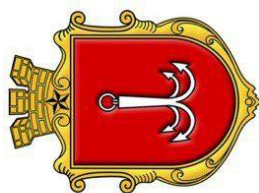
$Q_{к.д.(В.Л.)} = 506,2\text{кВт}$ ; для камер з охолодженням  $4^{\circ}\text{C}$  два напівгерметині поршневі КМ Bitzer 4EES-4Y, один конденсатор з дійсним навантаженням:  $Q_{к.д.(+4)} = 39,2\text{кВт}$ ; Відповідно підібрав

повітроохолодники та плівкові випарники. Виконав розрахунок та підбір допоміжного обладнання холодильної установки. Підібрав два моноблочні насоси: Grundfos NB 50-160/150, для подачі льодяної води з об'ємною подачею  $s = 74,22 \text{ м}^3/\text{год}$ . Холодильна установка є Академічно ефективною. Відповідно до розділу Техніко-економічних показників, визначив вартість одиниці виробленого холоду, яка складає  $C = 9988 \cdot 10^3 / 1307196 = 7,64 \text{ грн}$ .

У роботі показано термoeкономічну модель холодильної установки у якій описано ексергетичний метод термодинамічної досконалості процесів. Визначені шляхи підвищення ефективності системи охолодження продукції, підібрано холодильне обладнання з урахуванням сумарної величини капітальних та експлуатаційних витрат на тепловий захист приміщень і енергозберігаюче обладнання протягом терміну їх експлуатації. При підборі обладнання враховується вплив параметрів чинники (мінлива температура холодоагенту, компресора, теплообмінники,насоси).



# CERTIFICATE OF PARTICIPATION



This is to certify that

*Andrii Kakhanskyi*

has participated  
IN THE FIELD OF «POWER ENGINEERING AND ENERGY EFFICIENCY»  
of the International Competition of Student Scientific Works

## «BLACK SEA SCIENCE 2023»

ORGANIZED BY  
ODESA NATIONAL UNIVERSITY OF TECHNOLOGY  
ODESA, UKRAINE

Head of the organizing committee  
President of Odessa National  
University of Technology

Богдан ІЕГОРОВ



Rector of Odessa National  
University of Technology

Лариса ІVАНЧЕНКОВА

Head of the jury

Oleksandr TITLOV

БSS-2023.4.39

## «Енергоефективне охолодження молокозаводу: Способи постачання холодоносія у виробничі приміщення»

*Коханський А.Ф. магістр НТтаІМ ОНТУ, Одеса*

Вимоги до систем охолодження погоджуються з основними вимогами, що ставляться до схем холодильних установок. На практиці застосовують системи охолодження холодоносіями відкритого та закритого типів. Системи у яких холодоносій має контакт з повітрям, називають схемами відкритого типу. У них використовують випарники й прилади охолодження відкритого типу: заглибні випарники, мокрі повітроохолодники. У схемах закритого типу застосовують кожухотрубні, пластинчаті випарники, батарейне охолодження камер.

Як холодоносій застосовують різні рідини – воду, водяні розчини солей (розсоли  $\text{NaCl}$  і  $\text{CaCl}_2$ ), водяні розчини етиленгліколю та пропіленгліколю. Для охолодження для помірно низьких температурах до  $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$  використовують розсоли. Тому схеми холодоносіїв часто називають розсільними.

Відкрита розсільна схема зображена на рис.1 Холодоносій – розсіл охолоджується в розсільному баку 1 за рахунок кипіння холодильного агента в заглибному випарнику 2.

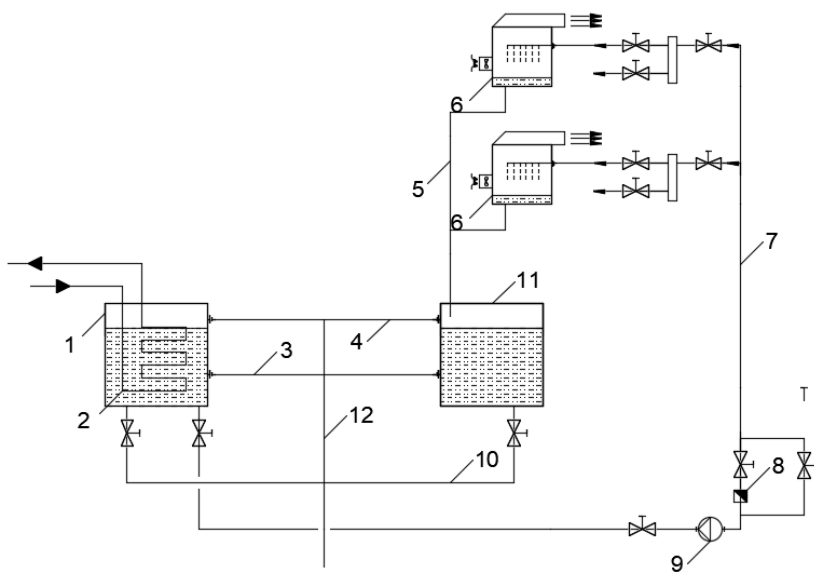


Рис.1

Охолоджений розсіл під напором подається насосом 9 у мокрі повітроохолодники 6. Щоб напірна труба 7 була завжди заповнена розсолем, після насоса ставлять обернений клапан 8. Отеплений розсіл з повітроохолодників зливається поворотним трубопроводом 5 у місткий бак 11, сполучений з випарником зрівняльною трубою 3 і баком 1 трубою 10. У випадку переповнення випарника і місткого бака надлишок розсолу зливається переливною трубою 4 в каналізаційну лінію 12.

Схеми відкритого типу мають такі недоліки: підвищена витрата енергії на роботу насоса, бо у зливній лінії повністю втрачається напір розсолу; необхідність мати додаткову ємність; підвищена можливість корозії системи внаслідок стикання розсолу з повітрям тощо.

Схема із закритим випарником

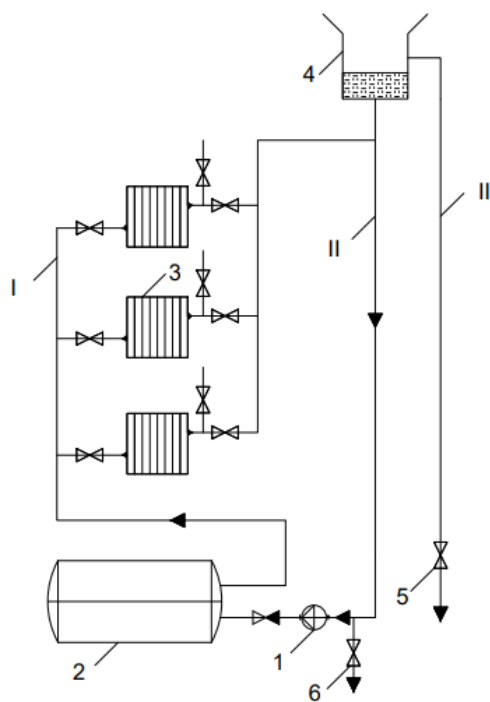


Рис.2

Схема із застосуванням закритого випарника показана на рис.2 У цій схемі на відміну від схеми з відкритим випарником не два магістральні трубопроводи, а три, і всі вони напірні: I - подаючий, II - зворотний і III компенсаційний. Холодоносій під напором циркуляційного насоса 1 подається в закритий

випарник 2, де охолоджується за рахунок випаровування холодоагенту і далі по стояку I направляється в охолоджувальні прилади 3. Для компенсації зміни обсягів холодоносія у верхній частині зворотного стояка встановлюється розширювальна посудина 4. оскільки в ній до кожної батареї холодоносії подається трубопроводами однакової довжини. Якщо, наприклад, на 1 поверх розсіл подається коротким трубопроводом, то довгим шляхом йде в зворотному трубопроводі. Важливою перевагою закритих схем є менша витрата електроенергії на роботу насоса, оскільки тут не потрібно натискання на подачу рідини у верхню точку системи. Стовп рідини в трубопроводі, що подає, врівноважується стовпом у зворотних трубопроводах. Крім того, значно зменшується корозія обладнання та деконцентрація холодоносія. Закрита система краще й у санітарно-гігієнічному відношенні.

Література:

1. Схеми охолодження теплоносієм. Туманов Е.В. Холодильна техніка. с. 172-174.
2. Схеми розсольних систем охолодження. Серебряний І.М. Посібник для машиністів холодильних установок с. 100-101.

*Науковий керівник: Жихарева Н.В., доцент кафедри холодильних установок і кондиціювання повітря ОНТУ*

**УДК 697.91.94.97**

### **Підвищення енергоефективності системи охолодження молокозаводу**

*Коханський А.Ф. магістр НТтаІМ ОНТУ, Одеса*

Процес виробництва молока та кисломолочних продуктів складається з декількох дуже важливих етапів, і їх неякісне виконання може призвести до неналежної якості всієї продукції. Молоко – дуже примхлива сировина для виробництва, оскільки, після його отримання, необхідно якнайшвидше охолодити сировину до температури 4°C, в інакшому випадку, за 2-3 години

воно втратить свої корисні властивості, при проникненні шкідливої мікрофлори.

Одним з технологічних процесів є виробництво пастеризованого молока дотримуючись таких технологічних операцій:

- очищення молока на фільтрах, центрифугах, і сепараторах-молокоочисниках;
- нормалізація молока в сепараторах
- нормалізаторах;
- гомогенізація;
- пастеризація при температурі  $76 \pm 2$  °С, з витримкою 15-20с;
- охолодження в пластинчастих установках;
- розлив у відповідну тару.

Нормалізоване молоко прямує в спеціальне устаткування на пастеризацію, при температурі 75-85°С, а після відбувається його охолодження.

Далі молоко прямує на етап гомогенізації, для розбивання жирових часток, набуття більш однорідної маси та кращого зберігання.

Молоко нагрівають в трубчастих теплообмінних апаратах, і далі воно прямує на пряження, при температурі 95-99°С протягом 3-5 годин, до моменту досягнення молока властивого кремового відтінку. І наступними етапами вже є охолодження продукції, перевірка її якості, фасування та маркування.

Головним джерелом холоду є компресорна, яка живить завод холодом на всі технологічні процеси охолодження молочної продукції.

В теперішній час найбільш розповсюдженим холодоносієм для отримання температур 0° С є водний розчин хлористого кальція. Росоли викликають посилену корозію, що приводить до необхідності частої заміни труб. З метою збільшення терміну служби охолоджуючих приладів рекомендується застосовувати менш корозійно-активні речовини, наприклад, водяний розчин етиленгліколя. Крім сильної корозії, яка характерна для

расольних схем, у них є ще один великий недолік, пов'язаний з необхідністю працювати при низьких температурах кипіння, а відповідно, з більшою витратою енергії.

Для забезпечення холодом технологічного процесу переробки молока, виробництва та збереження готової продукції на підприємстві з початку його роботи використовувалася централізована аміачна система холодопостачання з проміжними теплоносіями (розсолем та крижаною водою) для охолодження в технологічних процесах.

“Крижана вода” готується у пластинчатих теплообмінниках, охолоджуючись аміаком, який надходить від 2 комплексних холодильних машин з температурою  $-10\dots-12^{\circ}\text{C}$ . Температура “крижаної води” на виробництво становить  $+1\dots+2,5^{\circ}\text{C}$ . Підвищення температури у споживачів становить від  $+4$  до  $+6^{\circ}\text{C}$ . Отеплена вода повертається у бак, з якого відцентровими насосами подається у пластинчаті теплообмінники і далі на виробництво. Бак розділений на теплий та холодний відсіки.

*Науковий керівник: Жихарева Н.В., к.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНТУ*

**УДК 697.91.94.97**

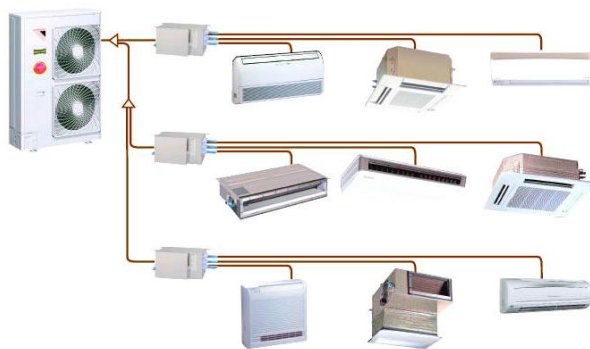
## **МЕТОДИ СТАБІЛІЗАЦІЇ СИСТЕМ ПРОМИСЛОВОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ**

*Коханський А.Ф. магістр НТтаІМ ОНТУ, Одеса*

Системи вентиляції відіграють важливу роль у забезпеченні нормальних умов життєдіяльності в житлових і виробничих приміщеннях, а також в об'єктах промислового, транспортного і індивідуального призначення. Температура, вологість і інші параметри атмосфери (повітря), що оточує нас, досить важливі для життєдіяльності людини, а також в цілях забезпечення збереження споруд, устаткування і нормального протікання технологічних процесів. Формування

температурного режиму в приміщенні цілком залежить від якості побудови системи вентиляції і управління її режимом роботи.

Нами розглянуті питання фільтрації чистих приміщень, деякі технології і елементи, вдосконалення яких безпосередньо підвищує енергоефективність і знижує споживання електроенергії в річному циклі використання систем кондиціонування на основі енергетичних балансів теплофізичних процесів.



Основними цільовими напрямками вдосконалення багатозональних систем кондиціонування останнім часом є такі:

- підвищення комфорту мікроклімату об'єкта чистих приміщень, точність і надійність його забезпечення при цілорічній експлуатації;
- підвищення енергоефективності багатозональних систем за рахунок збільшення коефіцієнтів трансформації тепла;
- підвищення показників енергозбереження за рахунок рекуперації та акумуляції теплової енергії і постійного автоматичного оптимального управління режимами роботи, в залежності від сезонних параметрів зовнішнього повітря, сонячної радіації і геотермальних джерел тепла, а також внутрішніх нестационарних джерел теплоприпливів / тепловтрат і джерела зміни вологості внутрішнього повітря;
  - зниження шкідливого впливу на екологію навколишнього середовища; фільтрація приміщень
  - вдосконалення основних агрегатів багатозональної системи кондиціонування повітря: компресора, вентилятора, рекуператора, теплообмінника,
  - акумулятор теплоти з використанням тепла фазового переходу, системи управління;

- інтеграція багатозональних систем з, сонячними колекторами, системою припливно-витяжної вентиляції;

- розробка віддаленого управління і комп'ютерної системи централізованого управління, узгодженого в необхідних випадках з пріоритетом індивідуального управління.

Під час роботи систем, стабільність підтримує, своєчасне обслуговування кондиціонера. На кожному етапі використовуються фільтри, які вибирають по держстандарту.

Щоб фільтрація повітря для чистих приміщень була на належному рівні необхідно правильно підібрати фільтри, попередньо вивчивши їх характеристики для кожного рівня очищення. Потрібно приділити увагу фільтрам, які усувають молекулярні і хімічні забруднення, а також фільтрують витяжне повітря.

Для скорочення витрат на електроенергію можна зменшити використання повітря в той час, коли не ведуться роботи. Однак при відключенні системи важливо брати до уваги той факт, що виникає небезпека забруднення чистого приміщення до неприпустимого рівня.

Зі сказаного можна зробити висновок, що для досягнення потрібного рівня потрібно проводити фільтрацію повітря для чистих приміщень, як одне з основних вимог для організації необхідних умов.

Фільтрація повітря для чистих приміщень - дуже важливий етап забезпечення чистих приміщень, їх класу, тому її проектування і забезпечення необхідно продумати заздалегідь і надати професіоналам.

*Науковий керівник: Жихарева Н.В., к.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНТУ*

## 21. ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Жихарєва Н.В. Математичні аспекти термoeкономiчного аналізу холодильної установки плодoовочесховища. [Текст] / Н.В. Жихарєва.// Холодильна техніка і технологія. 2014. № 2 (148). С. 11–15. .
2. Жихарєва Н.В. Підвищення ефективності активного вентилявання при зберіганні плодoовочевої продукції [Текст] / Н.В. Жихарєва., М.Г. Хмельнюк, В.І.// Наукові праці ОНАХТ – 2014. – Випуск 45. Том 1. с С. 116 –120.
3. Жихарєва Н.В. Математична модель плівкового зволожувача для плодoовочесховищ [Текст] / Н.В. Жихарєва // // Холодильна техніка і технологія. 2014. № 6 (152). С.54–58
4. Лабай В.Й., Тепломасообмін [Текст] / В.Й. Лабай // –Львів: Тріада плюс. 2004 – 260.
5. Погорєлов А.І. Тепломасообмін [Текст]: Навчальний посібник для вузів.– / А.І. Погорєлов Львів. –:«Новий світ-2000». – 2004. – 144 с.
6. Жихарєва, Н.В. Оптимізація режиму роботи холодильної установки плодoовочесховищ. / Н.В. Жихарєва, М.Г.Хмельнюк // Холодильна техніка і технологія. – Одесса:ОДАХ. – 2012. – №5. - с.16-20.
7. Низькопотенційна енергетика [Текст] : навч. посіб.  
О. Редько, М. К. Безродний, М. В. Загорученко та ін. ; Нац. техн. ун-т України "Київський політехнічний університет", Одес. нац. акад. харч. технологій, Харків. нац. ун-т будівництва та архітектури, Вінниц. нац. техн. ун-т. — Харків : Друкарня Мадрид, 2016. — 412 с. : табл., рис. — Бібліогр.: с. 404-405. / А
8. Anticipated costeffective effect from application of the ejector heat exchanger for condensation of light fraction hyd=ПРОГНОЗОВАНИЙ ЕКОНОМІЧНИЙ ЕФЕКТ ВІД ВИКОРИСТАННЯ ЕЖЕКТОРНОГО ТЕПЛООБМІННИКА ДЛЯ КОНДЕНСАЦІЇ ЛЕГКО КИПЛЯЧИХ ВУГЛЕВОДНІВ НА НАФТОБАЗІ[Текст]/ Є. Д. Бутовський, В. О. Когут, Н. В. Жихарєва, М. Г

Хмельнюк // Холодил. техніка та технологія. — 2016. — Т. 52, № 3. — С.25-28 : рис, табл. — Бібліогр.: 9 назв.

9. Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з дисципліни "Теоретичні основи кондиціонування повітря" [Електронний ресурс] : ОНП СВО "Бакалавр" "Холодильні машини, установки та кондиціонування повітря" спец. 142 «Енергетичне машинобудування» / Н. В. Жихарева, В. О. Когут, Н. О. Піщанська ; Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса : ОНАХТ, 2021. — 36 с.
10. Методичні вказівки до курсового проектування з дисципліни «Системи життєзабезпечення» [Електронний ресурс] : для студ. спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування» освітньої програми «Холодильні машини, установки та кондиціонування повітря» / Н. В. Жихарева, В. О. Когут ; ОНАХТ. — Одеса : ОНАХТ, 2020. — 36 с.
11. Методичні вказівки до лабораторних робіт з дисципліни "Системи життєзабезпечення" [Електронний ресурс] : для здобувачів вищої освіти рівня магістр спец. 142 "Енергетичне машинобудування" галузі знань 14 "Електрична інженерія" / Н. В. Жихарева, В. О. Когут ; Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса : ОНТУ, 2023. — 24 с.
12. Методичні вказівки до самостійних та практичних робіт з теоретичних основ кондиціонування повітря [Електронний ресурс] : спец. 142 «Енергетичне машинобудування» / Н. В. Жихарева, В. О. Когут, Н. О. Піщанська ; Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса : ОНАХТ, 2021. — 48 с.
13. Методичні вказівки до проведення науково-дослідної практики для магістрів [Електронний ресурс] : спец. 142 "Енергетичне машинобудування" освітньо-наукової програми "Холодильні машини . установки і кондиціонування повітря" / В. О. Когут, Н. В. Жихарева, М. Г. Хмельнюк ; Каф. холодильних машин і установок, кондиціонування повітря. — Одеса : ОНТУ, 2022. — 36 с.

14. Явнель Б.К. "Курсове та дипломне проектування холодильних установок та систем кондиціонування повітря". М.: «Агропромиздат», 1989-223с.
15. Сакур І.А. "Теплові та конструктивні розрахунки холодильних машин" Л.: Машинобудування, 1987-423с.
16. Кошкіна Л. Теплові та конструктивні розрахунки холодильних машин / за ред. Н.М. Кошкіна Л.: Машинобудування, 1976 - 464 с.
17. Бикрва. М. Холодильні компресори: Довідник / за ред. Бикрва. М.: Легка та харчова промисловість, 1982 - 224с.
18. Константинов М.І. Проектування холодильних машин та установок
19. Вейнберг Б.С. Поршневі компресори Машинобудування, холодильні машини. 1965-355с.
20. Резенфельд Л.М. та Ткачов А.Г. Холодильні машини та апарати., Держвидав, 1960.
21. Тимофіївський Л.С. Холодильні машини СПб.: Політехніка, 1997-992с.
22. Чумак І.Г. та ін. Холодильні установки М.: Легка та харчова промисловість.
23. Жихарєва Н.В., Хмельнюк М.Г., Ольшевська О.В. Доцільна економічна товщина сучасних ізоляційних матеріалів плодоовочесховищ СКВ [Текст] / Н.В.Жихарєва, М.Г.Хмельнюк., О.В.Ольшевська // Холодильна техніка і технологія. – 2015. – № 3 С. 22 – 25.
24. Жихарєва Н.В.Математичне моделювання нестационарного теплообміну приміщень [Текст] / Н.В.Жихарєва. М.Г.Хмельнюк // Холодильна техніка та технологія. – 2017.- том 52, вип.6. – С. 75-78
25. Плодоовочесховища: проектування, оптимізація, розрахунки [Текст] : підручник / М. Г. Хмельнюк, В. П. Кочетов, А. В. Форсюк, Н. В. Жихарєва ; під заг. ред. М. Г. Хмельнюка ; Одес. нац. акад. харч. технологій, Нац. ун-т харч. технологій. — Одеса : Бондаренко М. О., 2018. — 228 с.  
<https://elc.library.ontu.edu.ua/library-w/DocumentDescription?docid=OdONAHТ-cnv.BibRecord.164513>