

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ
Навчально-науковий інститут технічної інженерії ім. акад. І.С.Гулого
Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

«До захисту в ЕК»

«До захисту допущено»

Директор інституту(декан факультету)

Завідувач кафедри

«__» _____ 20__р.

«__» _____ 20__р.

Дипломна робота

на здобуття освітнього ступеня магістра

**зі спеціальності 142 “Енергетичне машинобудування”, освітня програма
“Холодильна техніка та технології”,**

**на тему: Проект ХУ маслозаводу продуктивністю 200 тон переробка
молока на бобу у м. Самбір на базі різних схемних рішень**

Виконав: студент 2 курсу, групи ХМ-2-9М Станівський В.О.

Керівник: доц. Форсюк А.В.

Рецензент: _____
(прізвище та ініціали)

(підпис)

Засвідчую, що в цій дипломній
роботі немає запозичень із праць
інших авторів без відповідних
посилань.

Студент _____
(підпис)

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Навчально-науковий інженерно-технічний інститут ім.акад. І.С.Гулого
Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

Освітній ступінь магістр

Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
(код і назва)

Освітньо-професійна програма Холодильна техніка та технології

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ТЕХТ

проф. Василенко С.М.

“10” листопада 2020 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Станівського Вадима Олександровича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. **Тема роботи:** Проект ХУ маслозаводу продуктивністю 200 тон переробка
молока на бобу у м. Самбір на базі різних схемних рішень

керівник роботи: Форсюк Андрій Васильович, к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від 05 листопада 2020 р. № 925-кв

2. **Строк подання здобувачем роботи:** 01.02.2021 року

3. **Вихідні дані до роботи:** холодильний агент – аміак; продукція маслозаводу
– масло, СОМ; схеми, які порівнюються – безнасосна з проміжними
холодоносіями; насосно-циркуляційна з безпосереднім кипінням; матеріал стін
та теплоізоляція – на вибір здобувача; вартість електроенергії та води – за
місцем розташування заводу

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

1. Технічне завдання та прийняті техніко-економічні рішення; 2.
Розрахункова частина; 3. Розрахунок схем електропостачання; 4. Розрахунок
економічних показників аналізованих схем ХУ; Висновки; Література

5. **Перелік графічного матеріалу:**

Схеми холодильних установок для різних рішень, схема електропостачання
для однієї із холодильних установок, схеми охолодження камер холодильника

АНОТАЦІЯ

В представленій магістерській роботі розроблено холодильну установку маслозаводу продуктивністю 200 тон переробки молока на добу у м. Сарни з отриманням сухого обезжиреного молока (СОМ) на базі різних схемних рішень.

У проекті проведено продуктовий розрахунок виробництва, визначено необхідну площу охолодних приміщень, розроблено планування камер зберігання масла та СОМ, визначено технологічне теплове навантаження та теплонадходження при зберігання, необхідні для розрахунку холодильної установки, які є однаковими для різних схемних рішень.

За результатами теплового розрахунку різних схемних рішень в холодильній установці, розраховано та підібрано основне та допоміжне обладнання для кожної з них.

Дипломний проект складається з графічної частини та розрахунково пояснювальної записки, яка також містить розділи електропостачання однієї із проглянутих схем та охорони праці. В економічній частині проекту проведено порівняння ефективності різних схемних рішень.

Ключові слова: масло, ефективність енерговикористання, схемне рішення, холодильна установка, теплове навантаження, теплонадходження, показники економічної ефективності

Зміст

Вступ.....	
1. Технічне завдання та прийняті техніко-економічні рішення.....	
1.1. Технічне завдання на проектування.....	
1.2. Прийнята для розрахуну технологія виробництва.....	
1.3. Техніко-економічні рішення розрахункових схем.....	
2. Розрахункова частина.....	
2.1. Вихідні дані для розрахунку.....	
2.2. Продуктовий розрахунок масла.....	
2.3. Розрахунок необхідної площі камер зберігання продукції.....	
2.4. Розрахунок витрати холоду на технологічні процес.....	
2.5. Вибір та опис будівельно-ізоляційних матеріалів.....	
2.6. Розрахунок ізоляційних конструкцій холодильника.....	
2.7. Розрахунок теплонадходжень до охолоджуваних приміщень.....	
2.8. Визначення навантаження на обладнання камер і компресори.....	
2.9. Вибір холодильного обладнання різних схемних рішень.....	
3. Розрахунок схем електропостачання.....	
4. Розрахунок економічних показників аналізованих схем ХУ.....	
Висновки.....	
Література.....	

1. Технічне завдання та прийняті техніко-економічні рішення

Сучасні заводи з виробництва масла та СОМ необхідно обладнати сучасними холодильними та сушильними установками, які споживають велику кількість електроенергії. У собівартості штучного холоду до 75–80% витрат припадає на електроенергію. Аналіз роботи холодильних установок на підприємствах харчової промисловості показує, що 30–40% виробленого холоду використовується не за призначенням — прями втрати за рахунок незадовільного стану теплоізоляційних конструкцій, незадовільного стану теплопередавальних поверхонь теплообмінних апаратів. Великі втрати холоду мають місце в технологічних лініях, в яких охолоджуються або заморожуються вироби з харчових продуктів (недостатня теплова ізоляція або повна відсутність ізоляції, втрати холодного повітря крізь щілини).

Особливістю молокопереробних підприємств є значне коливання теплового навантаження протягом доби, яке зростає у кілька разів під час надходження сировини на підприємство, і скорочується до мінімальних значень в нічні години, коли виробництво зупиняється. Ця особливість обумовлює необхідність використання акумуляторів холоду, які дозволять скоротити перевитрати електроенергії та оптимізувати капітальні затрати на виробництво продукції.

Для зниження собівартості вироблення штучного холоду, в процесі проектування акцент було зроблено на сучасних технічних рішеннях в галузі холодильної техніки та технології з використанням новітнього холодильного обладнання.

1.1. Технічне завдання на проектування

Маслозавод розташовується на окраїні м. Самбір. Навколо підприємства необхідно облаштувати санітарну зону та підвести автомобільний шлях та залізничну колію.

Підприємство знаходиться у центральній кліматичній зоні України. Розрахункові параметри наведено нижче. Основна продукція масло та сухе обезжирене молоко. Кількість виробленої продукції визначається продуктовим розрахунком.

Місткість камер зберігання виготовленої продукції визначається з норм рекомендованих для молокопереробних підприємств. Камери зберігання призначені для короткотривалого зберігання масла та СОМ. Температура зберігання масла – -5°C , СОМ – 5°C , температура в експедиції – 2°C , температура льодяної води на виробництво – $1,5^{\circ}\text{C}$.

Масло виготовлюється методом сепарування високожирних вершків.

Змінна продуктивність переробки по молоку 200 т/добу.

Матеріал стін камер зберігання – сандвіч панелі. Камери розташовуються в контурі будівлі підприємства поряд з відповідним виробництвом: камери зберігання масла поруч з маслоцехом, камери виробництва СОМ поруч з цехом сушки. Підприємство необхідно облаштувати залізничною та автомобільною платформами.

Машинне відділення холодильної установки необхідно розташувати в окремому приміщенні.

Водопостачання підприємства здійснюється від міської існуючої водопровідної мережі. Тиск у місці підключення 0,2-0,25 МПа. Вартість 1 м^3 води становить 13,44 грн.

Електропостачання здійснюється двома уводами по 10 кВт: один від існуючої лінії електропередач, другий від сусіднього підприємства через власну трансформаторну підстанцію. Вартість електроенергії 3,42 грн/кВт·год.

1.2. Прийнята для розрахуну технологія виробництва

Витрата холоду та електроенергії суттєво залежить від вибраної технологічної схеми виробництва. У проекті виробництво масла здійснюється методом сепарування високожирних вершків. Кожна стадія виробництва так чи інакше пов'язана з холодильною обробкою.

Приймання молока для заводів продуктивністю більше 100 тон відбувається не менше двох раз на добу, та не менше ніж чотири години у зміну [1 стр.76]. Молоко, яке надходить з температурою 14°C, спочатку охолоджують до температури 6°C у пластинчатих охолодниках льодяною водою, та направляють у резервуари для зберігання, де воно також охолоджується і протягом доби досягає температури 4°C. Апаратне відділення повинне містити ємкості для проміжного зберігання загальним об'ємом від 1 до 2 добової продуктивності заводу [1]. Приймаємо для проєктованого підприємства місткість рівною добовій продуктивності заводу по переробці молока – 200 тон.

Перед сепарування молока воно повинне бути очищене від домішок. Для цього його нагрівають до 35-40°C та проводять фільтрацію.

Перше сепарування молока дозволяє отримати вершки з долею жиру 35% та обезжирене молоко (доля жиру 0-0,5%). Обезжирене молоко пастеризують та відправляють на висушування.

Вершки піддаються **пастеризації** при температурі 92-98°C без витримки.

Після пастеризації вершки **сепарують** для отримання високожирних вершків ВЖВ жирністю, яка відповідає жирності масла. Операція здійснюється на сепараторах високожирних вершків. У результаті сепарування отримують ВЖВ та пахту.

Нормалізація ВЖВ здійснюється у ємностях шляхом додавання пахти чи пастеризованого молока.

Після нормалізації ВЖВ витримують у ваннах нормалізації для одержання більш насиченого смаку та запаху – **термостатування**.

Після термостатування ВЖВ піддають **термомеханічній обробці**, яка необхідна для кристалізації молочного жиру та зміни фаз. Емульсія типу “жир у воді” перетворюється в емульсію типу “вода у жиру”. Ця операція відбувається у циліндричному чи пластинчатому маслоутворювачі, в яких протягом короткого часу температура ВЖВ що надходять у апарат знижується з 60-70°C до температури масла на виході – 13-16°C. Охолодження проводиться розсолем чи льодяною водою.

Масло, що виходить з маслоутворювача фасується в коробки вагою 20 кг на фасувальному автоматі.

В перші 3-5 днів після виготовлення масло витримують при температурі 5-15°C з метою створення умов для закінчення процесу кристалізації молочного жиру, покращення структури та фізичних властивостей масла.

Обезжирене молоко та пахта поступають на сушильну установку де висушуються з отриманням СОМ, яке після сушарки охолоджується холодним повітрям, фасується у паперові мішки вагою 25 кг та надходять на зберігання у камеру з температурою 5°C.

1.3. Техніко-економічні рішення розрахункових схем

Спільні рішення для двох схем холодильних установок, що проектуються такі.

Проведення розрахунків визначається обраною та описаною вище технологією виробництва масла [1].

Виходячи з технічного завдання на проектування, приймаємо до використання холодильний агент аміак. Його вартість та термодинамічні та теплофізичні властивості дозволять отримувати штучний холод при мінімальних затратах.

Холодильні установки проектуємо з випарними конденсаторами, які незважаючи на досить низький коефіцієнт теплопередачі, не потребують системи оборотного водопостачання та низьку витрату води, а взимовий період працюють як повітряні, що є економічно вигідно при експлуатації холодильної установки. Для захисту теплообмінної поверхні конденсаторів від "водяного каменю" використовуємо хімічне очищення води, яка використовується.

Через те, що температури, які необхідні для роботи холодильної установки не є надто низькими, використаємо одноступеневі холодильні машини.

Для обох схем холодозабезпечення технологічних процесів відбувається проміжним теплоносієм – крижаною водою. В першій схемі камери також охолоджуються проміжним теплоносієм – гліколем.

Застосування сучасного холодильного обладнання фірм "Gea Grasso" "Baltimore", "Alfa-Laval" та ін. дозволить отримати значний економічний ефект, який досягається завдяки зменшенню споживання електроенергії на вироблення холоду. Обладнання обиратимемо від одних і тих же виробників для різних схем.

Перша схема передбачає, що аміак потрапляє в прилади охолодження за рахунок різниці тисків кипіння та конденсації (**безнасосна схема**). В цій

схемі пропонується використати пластинчаті випарники з віддільниками рідини для охолодження проміжних теплоносіїв – гліколю та крижаної води. Це суттєво скоротить аміакомісткість системи та дозволить скоротити витрату електроенергії через відсутність аміачних насосів.

Для згладжування теплового навантаження використовуємо акумулятор холоду, який працює шляхом наморожування льоду на поверхні та плавлення його в години пікового теплового навантаження. Таке рішення дозволяє зменшити потужність компресорного обладнання. Що використовується в ХУ.

У **другій** схемі холодильний агент подається у прилади охолодження камер насосами із циркуляційного ресивера (**насосно-циркуляційна схема**). Безпосереднє охолодження камер дозволяє зменшити різницю температур кипіння та конденсації, що в кінцевому результаті має призвести до економії електроенергії. Однак в такій схемі буде міститися значно більша кількість аміаку.

В схемах є насоси подавання проміжного холодоносія, однак у першій схемі вони мають бути більшими та потужнішими. Змінюються також типи повітроохолодників камер та розміри трубопроводів.

Оптимальне рішення щодо впровадження тієї чи іншої схеми морже бути прийняте ґрунтуючись на економічному аналізі, проведеному після обрання обладнання та розробки схем ХУ.

2. Розрахункова частина

2.1. Вихідні дані для розрахунку

2.1.1. Параметри зовнішнього повітря

Параметри зовнішнього повітря прийняті для розрахунків у м.Самбір наведено в таблиці 2.1:

Таблиця 2.1.

Місто	Температура, °С			Розрахункова відносна вологість, %	
	Середня річна	Розрахункова літня	Розрахункова зимня	літня	зимня
Сарни	7,2	29,1	-22	50	82

2.1.2. Вибір внутрішніх параметрів повітря та терміну холодильного оброблення молочних продуктів

Холодильне господарство маслозаводу призначене для забезпечення холодом технологічних процесів та зберігання сировини і готової продукції у приміщеннях чи технологічному обладнанні для цього призначених.

Споживання холоду на технологічні потреби проходить в пластинчатих теплообмінниках, пастеризаторах та резервуарах Я1-ОСВ і подібних, а також на охолодження повітря. Детально перелік технологічного обладнання та його витратні характеристики неведено в табл.2.2. "Технологічна карта надходження продукції на апарати маслозаводу протягом доби".

Камери зберігання на заводі розташовано в контурі головного заводського корпусу.

Графік надходження, терміни охолодження молочних продуктів та параметри повітря у камерах також наведено в таблиці 2.3. Всі вони відповідають продуктовому розрахунку виробництва масла наведеному нижче.

2.2. Продуктовий розрахунок масла

Згідно завдання завод переробляє 200 тон молока на добу. Середня жирність молока яке приймається на виробництво становить 3,6%. Продукцією заводу є масло вершкове натуральне жирністю 78% та СОМ.

За прийнятою технологією масло виготовлюється за методом перетворення високожирних вершків. Маса вершків жирністю 40%, які одержують при сепарації прийнятого молока становить [1]:

$$M_B := \frac{M_{\text{ЦМ}} \cdot (J_M - J_{\text{ОМ}}) \cdot (100 - V_M)}{(J_B - J_{\text{ОМ}}) \cdot 100}$$

де $M_{\text{ЦМ}}$ - маса прийнятого молока, кг; J_M - жирність молока, %; $J_{\text{ОМ}}$ - жирність обезжиреного молока, %; J_B - жирність вершків, %; V_M - втрати молока при сепарації, %.

$M_{\text{ЦМ}}=200$ т, $J_M=3,6\%$, $J_B=40\%$, $J_{\text{ОМ}}=0\%$, $V_M=0,25\%$.

$$M_B = 18 \text{ т}$$

Маса обезжиреного молока після сепарації:

$$M_{\text{ОМ}} := M_{\text{ЦМ}} - M_B \quad M_{\text{ОМ}} = 182 \text{ т}$$

Маса високожирних вершків 78% отримана з вершків жирністю 40%:

$$M_{\text{ВЖВ}} := \frac{M_B \cdot (J_B - J_{\text{ПХ}}) \cdot (100 - V_{\text{ВЖВ}})}{(J_{\text{ВЖВ}} - J_{\text{ПХ}}) \cdot 100} \quad M_{\text{ВЖВ}} = 9.13 \text{ т}$$

де M_B - маса вершків, кг; $J_{\text{ВЖВ}}$ - жирність високожирних вершків, %; $J_{\text{ПХ}}$ - жирність пахти, %; $V_{\text{ПХ}}$ - втрати пахти при сепарації, %.

$J_{\text{ВЖВ}}=78\%$, $J_B=40\%$, $J_{\text{ПХ}}=0,5\%$, $V_{\text{ПХ}}=0,25\%$.

Маса вершкового масла отриманого з ВЖВ дорівнює масі ВЖВ.

$$M_{\text{МВ}} := M_{\text{ВЖВ}} \quad M_{\text{МВ}} = 9.1 \text{ т}$$

Маса пахти після сепарації ВЖВ:

$$M_{\text{ПХ}} := M_B - M_{\text{ВЖВ}} \quad M_{\text{ПХ}} = 8.82 \text{ т}$$

На сушку відправляється обезжирене молоко та пахта. Загальна кількість ОМ яке висушується становить:

$$M_{\text{ОМЗ}} := M_{\text{ОМ}} + M_{\text{ПХ}} \quad M_{\text{ОМЗ}} = 190.9 \text{ т}$$

За розрахунковим коефіцієнтом [1 стр.73], який встановлює кількість молока необхідного для виготовлення одиниці сухого обезжиреного молока визначаємо кількість виробленого заводом СОМ на добу:

$$M_{\text{СОМ}} := \frac{M_{\text{ОМЗ}}}{7.6} \quad M_{\text{СОМ}} = 25.1 \text{ т}$$

2.3. Розрахунок необхідної площі камер зберігання продукції

Згідно рекомендацій площа камер зберігання готової продукції на заводі визначається за формулою [1. 89]:

$$F := \frac{P \cdot C}{U \cdot K}, \text{ м}^2$$

де P - маса продукту, що виготовляється на добу, кг; C - термін зберігання продукту, діб; U - норма укладки, кг/м²; K - коефіцієнт використання площі камери.

Для маслозаводів термін зберігання приймається з розрахунку зберігання на залізничну секцію з 5 вагонів, але не менше одного вагона, в залежності від продуктивності підприємства. Для зберігання СОМ з розрахунку зберігання 10 добової продуктивності по СОМ (для підприємств з виробництвом більше 6 тон у зміну).

Норми укладання масла в коробках 2250кг/м²; сухе молоко в крафт-мішках - 1530 кг/м². Коефіцієнт використання площі для цих продуктів становить 0,6 [1табл. 9].

Враховуючи наведене, площа камери, яку займе масло виготовлене за одну добу:

$$F_M := \frac{P \cdot C}{U \cdot K} \quad F_M = 6.8 \text{ м}^2$$

Місткість однієї залізничної секції становить 300 тон. Виходячи з цього приймаємо місткість камери зберігання масла вершкового:

$$F_{\text{КЗВМ}} := \frac{300 \cdot T \cdot F_M}{M_{\text{МВ}}} \quad F_{\text{КЗВМ}} = 222.2 \text{ м}^2$$

Для сітки колон 6x12 метрів площа одного будівельного прямокутника становитиме:

$$f := 72 \cdot \text{м}^2$$

Необхідна кількість будівельних прямокутників:

$$n := \frac{F_{\text{КЗВМ}}}{f} \quad n = 3.1$$

Приймаємо камеру зберігання масла розміром 3 будівельних прямокутники.

Добова продуктивність заводу по виготовленню масла вершкового становить 9,1 тони. Камера витримки масла повинна вмещувати масло вироблене протягом 3-5 діб. Приймаємо витримку протягом 5 діб. Тоді площа камери витримки

$$F_{\text{ВИТ}} := \frac{5 \cdot M_{\text{МВ}}}{U \cdot K} \quad F_{\text{ВИТ}} = 49.7 \text{ м}^2$$

Приймаємо $F_{\text{ВИТ}} = 72 \text{ м}^2$, тобто 1 будівельний прямокутник.

Визначаємо дійсну місткість камери витримки масла:

$$E_{\text{ВИТ}} := \frac{n_D}{n} \cdot 5 \cdot M_{\text{МВ}}, \text{ т} \quad E_{\text{ВИТ}} = 66.2 \text{ т}$$

Для дозрівання мастила приймаємо камеру з розрахунку 5 добової

продуктивності заводу, що становить 100 тон. Відповідно площу камери приймаємо втричі меншою - один будівельний прямокутник.

Добова продуктивність заводу по виготовленню СОМ становить 25,1 тони. Камера для зберігання повинна вмщувати 251 тону СОМ згідно рекомендацій.

Місткість камери зберігання СОМ:

$$F_{\text{СОМ}} := \frac{10 \cdot M_{\text{СОМ}}}{У \cdot К} \quad F_{\text{СОМ}} = 273.6 \text{ м}^2$$

Необхідна кількість будівельних прямокутників:

$$n := \frac{F_{\text{СОМ}}}{f} \quad n = 3.8$$

Приймаємо камеру зберігання СОМ розміром 4 будівельних прямокутники.

Визначаємо дійсну місткість камери зберігання масла та СОМ:

$$E_{\text{кзвм}} := \frac{n_{\text{Д}}}{n} \cdot 300 \cdot \text{т}, \text{ т} \quad E_{\text{кзвм}} = 291.6 \text{ т}$$

$$E_{\text{кзсом}} := \frac{n_{\text{Д}}}{n} \cdot (10 \cdot M_{\text{СО}}, \text{ т}) \quad E_{\text{кзсом}} = 264.4 \text{ т}$$

Загальна будівельна площа камер:

$$\Sigma F_{\text{буд}} := 4 \cdot 72 \cdot \text{м}^2 + 3 \cdot 72 \cdot \text{м}^2, \text{ м}^2 \quad \Sigma F_{\text{буд}} = 504 \text{ м}^2$$

Знаходимо площу експедиції за формулою:

$$F_{\text{екс}} := 0.1 \cdot \Sigma F_{\text{буд}}, \text{ м}^2 \quad F_{\text{екс}} := 0.1 \cdot 504 = 50.4 \cdot \text{м}^2$$

Приймаю $F_{\text{екс}} = 72 \text{ м}^2$, тобто 1 будівельний прямокутник.

Знаходимо площу службових приміщень за формулою:

$$F_{\text{сл}} := 0.15 \cdot \Sigma F_{\text{буд}}, \text{ м}^2 \quad F_{\text{сл}} := 0.15 \cdot 504 = 75.6 \cdot \text{м}^2$$

Знаходимо площу машинного відділення за формулою:

$$F_{\text{маш}} := 0.25 \cdot \Sigma F_{\text{буд}}, \text{ м}^2 \quad F_{\text{маш}} := 0.25 \cdot 504 = 126 \cdot \text{м}^2$$

Приймаємо $F_{\text{маш}} = 144 \text{ м}^2$ - два будівельних прямокутника.

Машинне відділення та службові і допоміжні приміщення холодильної установки маслозаводу розташовуємо в окремій будівлі.

План холодильних камер та експедиційного відділення наведено на рис.2.1.

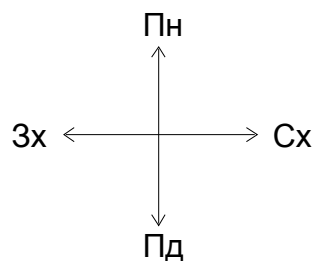
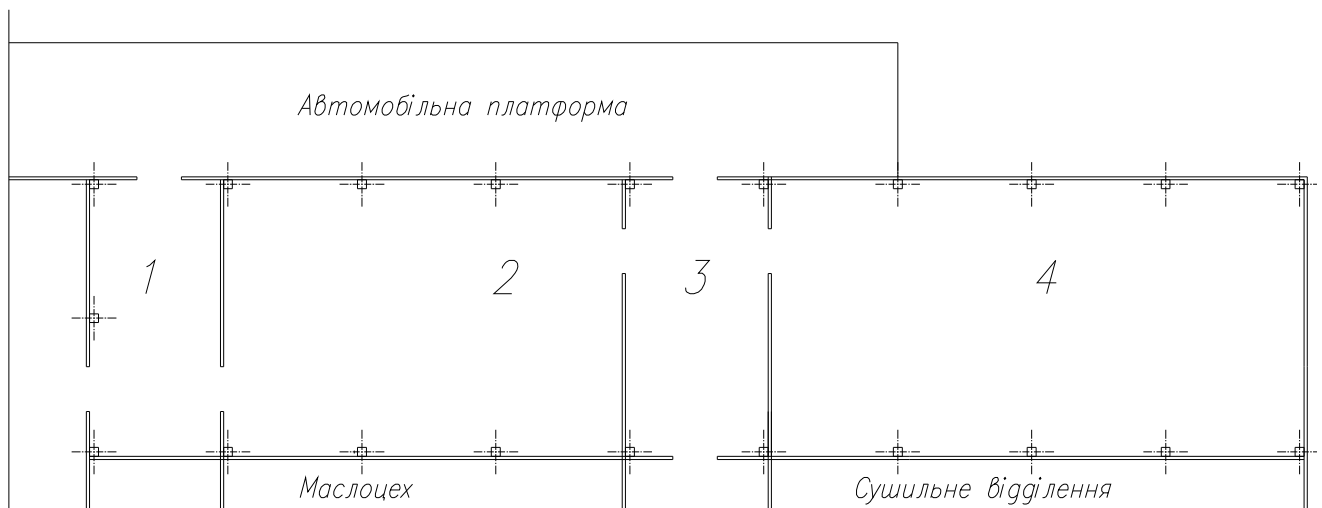


Рис.2.1. План камер зберігання

- 1 - камера витримки масла;
- 2 - камера зберігання масла;
- 3 - експедиція;
- 4 - камера зберігання СОМ.

2.4. Розрахунок витрати холоду на технологічні процеси

Технологічна карта підприємства з виробництва масла та СОМ наведена в таблиці таблиця 2.2.

Погодинне споживання холоду технологічним обладнанням за час охолодження від продуктів виробництва визначаємо за формулою:

$$Q_{Т.н.} := G \cdot c \cdot (t_{П} - t_{К}) \cdot \frac{1000}{3600}, \text{ кВт}$$

де G - продуктивність по продукту, т/год;

c - теплоємність продукту, кДж/кг °С (відповідно з літературою [6]);

$t_{П}$ - початкова температура продукту, °С (відповідно з літературою [6]);

$t_{К}$ - кінцева температура продукту, °С (відповідно з літературою [6]);

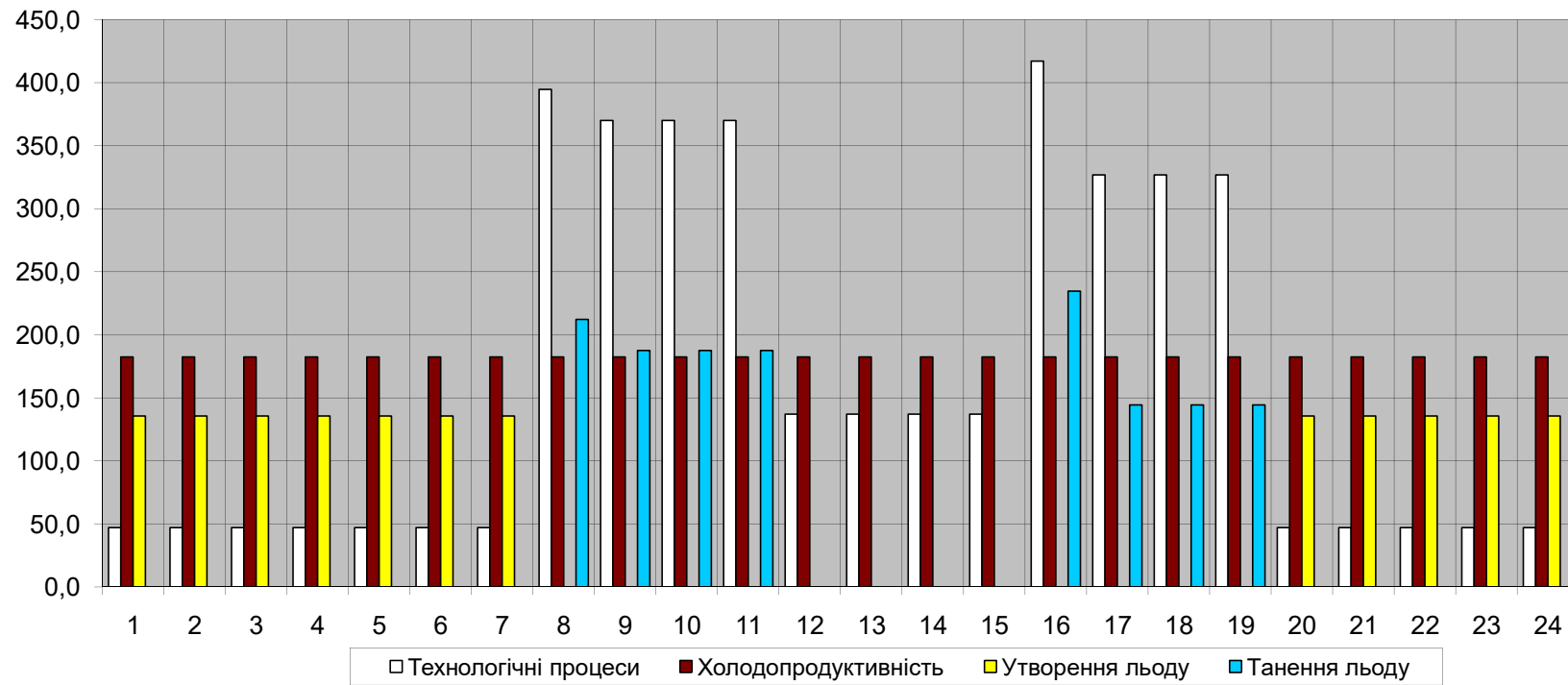
1000 - перевідний коефіцієнт із тон в кг;

3600 - перевідний коефіцієнт із год в с.

Погодинний графік споживання холоду в технологічних процесах, теплового навантаження на холодильну установку маслозаводу при переробці 200 тон молока надобу наведено в таблиці 2.3.

З графіка погодинного споживання холоду технологічними процесами (рис.2.1.) видно, що теплове навантаження на холодильну установку різко змінюється протягом доби.

Рис. 2.2. Погодинне теплове навантаження холодильної станції та аккумулятора холоду від технологічних процесів



Враховуючи запропоновані заходи та вибрані для аналізу схеми охолодження: розрахунок і вибір обладнання для **схеми 1** проводимо на середнє значення теплового навантаження. Пікові теплові навантаження будемо компенсувати за рахунок акумуляторів холоду, якими вибираємо панельні випарники АХП з наморозуванням льоду в часи низького теплового навантаження;

розрахунок і вибір обладнання для **схеми 2** проводимо на пікові теплові навантаження.

Максимальне споживання холоду в технологічних процесах молокозаводу становить:

$$Q_{\text{ТН}} := 417 \cdot \text{кВт}$$

На рис. 2.1. представлено технологічне навантаження, навантаження на холодильну станцію та потреба в акумуляованому холоді протягом доби.

Сумарна потреба у штучному холоді на технологічні потреби визначається за даними таблиці 2.3. Вона дорівнює добовому виробництву холода холодильною станцією заводу:

$$\Sigma Q_{\text{ТН}} := \Delta \tau_i \cdot \Sigma Q_i$$

де ΣQ_i - навантаження протягом інтервалу часу, кВт;

$\Delta \tau_i$ - інтервал часу з постійним навантаженням.

$$\Sigma Q_{\text{ТН}} := 4014.4 \cdot \text{кВт} \cdot \text{год}$$

середня розрахункова продуктивність холодильної станції заводу, кВт:

$$Q_{\text{х.ст}} := \frac{\Sigma Q_{\text{ТН}}}{\tau_p}$$

де τ_p - час роботи холодильної станції на добу, год. Для аміачних станцій 20-22 год. Прийнявши час роботи 22 години отримуємо:

$$Q_{\text{х.ст}} = 182.5 \text{ кВт}$$

Кількість холоду, який необхідно з акумуляувати знаходимо за рівнянням:

$$Q_{\text{ак.роз}} := \Delta \tau_i \cdot (\Sigma Q_i - Q_{\text{х.ст}}) \quad Q_{\text{ак.роз}} := 1442 \cdot \text{кВт} \cdot \text{год}$$

2.5. Вибір та опис будівельно-ізоляційних матеріалів

До будівельно-ізоляційних матеріалів холодильників є ряд вимог: низький коефіцієнт теплопередачі, стійкість до дії низьких температур і високої вологості, одночасно вони повинні бути міцними та довговічними, вогнетривкими і економічними. Також дані матеріали повинні мати малу питому вагу, простий і швидкий монтаж, та відповідати всім санітарно-гігієнічним вимогам.

Камери зберігання маслозаводу молокозаводу проектується у контурі основного виробничого корпусу. Будівля обноповерхова, за каркасною схемою із самонесучими стінами, при використанні яких навантаження від покриття та підвісного обладнання передається на каркас зі збірних елементів (колон, балок). Самонесучі стіни опираються на фундамент. Сітка колон приймається 6x12 м, висота камер 4,8 м. При маслозаводі проектується одна автомобільна платформа шириною 6 м.

Фундаменти будівлі сприймають все навантаження від будівельних конструкцій, вантажів, обладнання і передають їх на ґрунт. При будівництві холодильника використовується залізобетонний фундамент, з кріпленнями під колони. Підлога проектується з електричним підігрівом у камері зберігання масла, в інших камерах обігріву немає. Колони будівлі холодильника приймаються залізобетонними, перетином 300x300 мм.

Стіни будівлі виконуються з цегли. Теплоізоляція - плити ПСБ-С.

Підлога холодильника повинна мати достатню міцність і витримувати навантаження від вантажів і транспортних засобів, її конструкцію наведено нижче. Для попередження промерзання ґрунту під підлогою і руйнування самої підлоги передбачається бетонна підшва з електричним обігрівом.

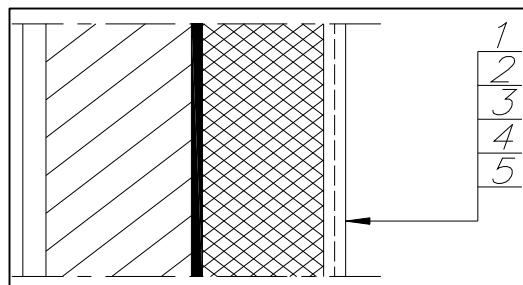
В холодильнику використовується загальне безгорищне покриття із збірних залізобетонних плит, які опираються на балки, які в свою чергу опираються на залізні колони. Крівля плоска, з захисним шаром "Polyester" світлого кольору, для зменшення теплопритоку від сонячної радіації.

Для безперешкодного завантаження і розвантаження камер, вільного переміщення транспортних засобів у камерах встановлюються двері. Двері холодильника виконуються теж із сендвіч-панелей. Петлі дозволяють відкривати двері на 180 градусів, що забезпечує вільне маневрування вантажного транспорту. Двері мають ізоляцію, товщина якої рівна товщині ізоляції стіни даної камери. Для зменшення теплових втрат (зменшення теплопритоків) при відкритих дверях (під час завантажувально-розвантажувальних робіт) використовуються ПХВ завіси (ефективність 30-100%).

Конструкція огорожень камер наведена в табл.2.4-2.7.

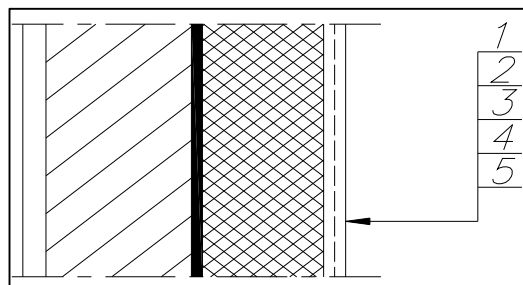
Будівельно-ізоляційні конструкції холодильника

Таблиця 2.4.



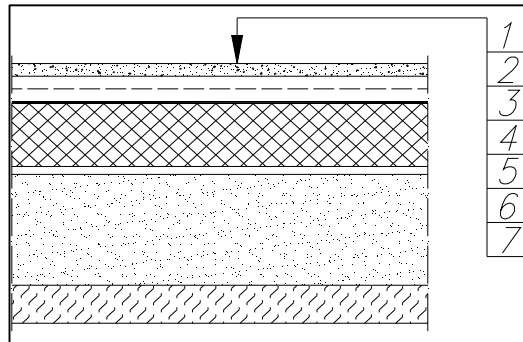
Зовнішня стіна камер	δ м	λ Вт/мК	$\sum \delta_i / \lambda_i$ м ² К/Вт
1. Штукатурка цементна по металевій сітці	0,020	0,88	0,5222
2. Теплоізоляція із пінопласта полістирольного ПСБ-С	-	0,047	
3. Пароізоляція - 2 шари гідроізола на бітумній мастиці	0,004	0,30	
4. Цегляна кладка	0,380	0,82	
5. Цементно-піщана штукатурка	0,020	0,88	

Таблиця 2.5.



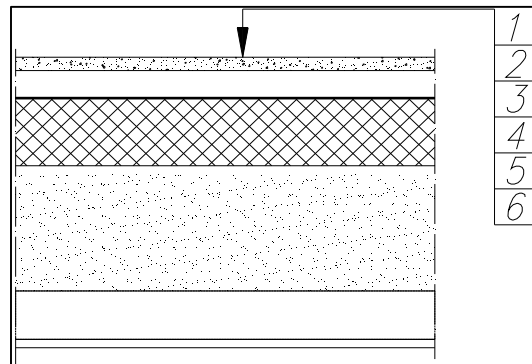
Внутрішня стіна камер	δ м	λ Вт/мК	$\sum \delta_i / \lambda_i$ м ² К/Вт
1. Штукатурка цементна по металевій сітці	0,020	0,88	0,3637
2. Теплоізоляція із пінопласта полістирольного ПСБ-С	-	0,047	
3. Пароізоляція - 2 шари гідроізола на бітумній мастиці	0,004	0,30	
4. Цегляна кладка	0,250	0,82	
5. Цементно-піщана штукатурка	0,020	0,88	

Таблиця 2.6.



Підлога камер	δ м	λ Вт/мК	$\Sigma\delta_i/\lambda_i$ м ² К/Вт
1. Чистова підлога	0,040	1,4	0,238
2. Армована бетонна стяжка	0,100	1,5	
3. Керамзитобетонна стяжка	0,100	0,70	
4. Теплоізоляція із пінопласта полістирольного ПСБ-С	-	0,047	
5. Гідроізоляція	0,004	-	
6. Бетонна підготовка з електронагрівниками	0,100	-	
7. Ущільнений щебінь з піском	0,700	-	

Таблиця 2.7.



Покриття камер	δ м	λ Вт/мК	$\Sigma\delta_i/\lambda_i$ м ² К/Вт
1. Наливна мастика з втопленим світлим гравієм	0,020	0,3	1,051
2. Цементно бетонна стяжка	0,050	1,5	
3. Шар керамзитового гравію	0,200	0,23	
4. Залізобетонна плита покриття	0,100	1,690	
5. Теплоізоляція із пінопласта полістирольного ПСБ-С		0,047	
6. Цементно-піщана штукатурка по металевій сітці	0,020	0,880	

2.6. Розрахунок ізоляційних конструкцій холодильника

Розрахунок ізоляційних конструкцій полягає у визначенні необхідної товщини шару ізоляційного матеріалу, який забезпечив би необхідний згідно норм коефіцієнт теплопередачі огорожі.

Знаходимо термічний опір окремих шарів будівельної конструкції за формулою:

$$R_i := \frac{\delta_i}{\lambda_i}, \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$$

де δ_i - товщина будівельного шару, м;

λ_i - коефіцієнт теплопровідності будівельного шару, Вт/(м·К).

Будівельні конструкції, їх δ_i та λ_i вказано вище.

Підраховуємо сумарний термічний опір всіх будівельних шарів (крім теплоізоляції) по формулі:

$$\Sigma \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{\delta_{i1}}{\lambda_{i1}} + \frac{\delta_{i2}}{\lambda_{i2}} + \dots + \frac{\delta_{in}}{\lambda_{in}}, \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$$

Знаходимо потрібну товщину ізоляційного шару по формулі 8.2 [6]:

$$\delta_{i3} := \lambda_{i3} \cdot \left[\frac{1}{K_0} - \left(\frac{1}{\alpha_3} + \Sigma \cdot \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} \right) \right] \text{ м}$$

де λ_{i3} - коефіцієнт теплопровідності ізоляції (додаток 3 [5]), Вт/(м·К);

K_0 - оптимальний коефіцієнт теплопередачі (таблиця 8.2, 8.3, 8.4 [6]),
Вт/(м²·К);

α_3 - коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої або більш теплої сторони
огородження (таблиця 8.1 [5]), Вт/(м²·К);

α_B - коефіцієнт тепловіддачі з внутрішньої або більш холодної сторони
огородження (таблиця 8.1 [5]), Вт/(м²·К);

Приймаємо дійсне значення товщини теплоізоляції $\delta_{i3Д}$ округлюючи розрахункове значення δ_{i3} в бік зростання (типова товщина сендвіч-панелей: 40 мм, 60 мм, 80 мм, 100 мм, 120 мм, 150 мм, 180 мм)

Робимо перерахунок коефіцієнта теплопередачі, і він уже буде дійсним за формулою 8.3 [6]:

$$K_D := \frac{1}{\frac{1}{\alpha_3} + \Sigma \cdot \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} + \frac{\delta_{i3Д}}{\lambda_{i3}}} \text{ / (м}^2 \cdot \text{К)}$$

Робимо перевірку огорожень на умову утворення конденсату (при розрахунковій зимній температурі зовнішнього повітря) за формулою 8.4 [6]:

$$\tau_B := t_B - \frac{t_B - t_3}{\frac{1}{K_d} \cdot \alpha_B} \text{ } ^\circ\text{C}$$

де t_B - температура повітря в більш теплом приміщенні, $^\circ\text{C}$;

t_3 - температура повітря в більш холодному приміщенні, $^\circ\text{C}$.

Щоб не відбувалося випадання конденсату чи утворення інею, повинна виконуватися дана умова:

$$\tau_B \geq t_{T.p}$$

де $t_{T.p}$ - температура точки роси в більш теплом приміщенні (визначається по i-d діаграмі повітря за температурою та вологістю повітря в приміщенні), $^\circ\text{C}$.

Всі розрахунки зводимо в таблицю 2.8.

2.7. Розрахунок теплонадходжень до охолоджуваних приміщень: через огорожу, від продуктів (вантажів), експлуатаційних

Розрахунок проводять для кожної камери окремо, що дозволяє визначити навантаження окремо по камерам. Початковими даними для розрахунку є план холодильника з нанесенням розмірів камер та орієнтації по сторонам світу (наведено на рис.2.1.), значення коефіцієнтів теплопередачі будівельно-ізоляційних конструкцій табл.2.8, температура та вологість в камерах, зовнішнього повітря, та суміжних приміщень, температура та кількість вантажів що надходять до камер.

Розрахунок теплопритоків від зовнішнього повітря та приміщень з більшою температурою

Через огороження (стіни, підлога, покриття), теплота надходить від навколишнього середовища шляхом теплопередачі за рахунок різниці температур зовні та в камері, і в результаті дії сонячної радіації.

Розраховуємо теплопритік від зовнішнього повітря та приміщень з більшою температурою за формулою 9.2. [6]:

$$Q_1 := Q_{1T} + Q_{1C} \text{ Вт}$$

де Q_{1T} - теплопритік через зовнішнє огороження, Вт;

Q_{1C} - теплопритік від дії сонячної радіації, Вт.

Розраховуємо теплопритік через зовнішнє огороження під дією різниці температур за формулою 9.3. [6]:

$$Q_{1T} := K_d \cdot F \cdot (t_3 - t_B) \text{ Вт}$$

де F - площа огороження, м^2 ;

t_3 - температура ззовні огороження, $^\circ\text{C}$; t_B - температура в камері, $^\circ\text{C}$.

Таблиця 2.8. Розрахунок ізоляційних конструкцій холодильника

Назва огороження	$t_{\text{кам}}$ С	$\lambda_{\text{із}}$ Вт/мК	K_0 Вт/м ² К	$1/K_0$ м ² К/Вт	α_3 Вт/м ² К	$1/\alpha_3$ м ² К/Вт	$\alpha_{\text{в}}$ Вт/м ² К	$1/\alpha_{\text{в}}$ м ² К/Вт	$\sum \delta_i / \lambda_i$ м ² К/Вт	$\delta_{\text{із}}$ м	$\delta_{\text{ізд}}$ м	$K_{\text{д}}$ Вт/м ² К	t_3 С	$\tau_{\text{в}}$ С	$t_{\text{г.р}}$ С
Стіни зовнішні	5	0,047	0,37	2,70	23	0,043	9	0,111	0,52220	0,095	0,100	0,357	-22	3,9	3,6
	2	0,047	0,325	3,08	23	0,043	9	0,111	0,52220	0,113	0,120	0,310	-22	1,2	0,5
	-5	0,047	0,27	3,70	23	0,043	9	0,111	0,52220	0,142	0,150	0,259	-22	-5,5	-7,4
Стіни внутрішні	5	0,047	0,535	1,87	7	0,143	9	0,111	0,36367	0,059	0,060	0,528			
	2	0,047	0,48	2,08	7	0,143	9	0,111	0,36367	0,069	0,070	0,475			
	-5	0,047	0,34	2,99	7	0,143	9	0,111	0,36367	0,111	0,120	0,315			
Перегородки	5/-5	0,047	0,52	1,92	9	0,111	9	0,111	0,36367	0,063	0,065	0,508			
	2/-5	0,047	0,52	1,92	9	0,111	9	0,111	0,36367	0,063	0,065	0,508			
	2/5	0,047	0,52	1,92	9	0,111	9	0,111	0,36367	0,063	0,065	0,508			
Підлога	-5	0,047	0,41	2,44	0	0,000	7	0,143	0,238	0,097	0,100	0,399			
	2	0,047	0,41	2,44	0	0,000	7	0,143	0,238	0,097	0,100	0,399			
	5	0,047	0,41	2,44	0	0,000	7	0,143	0,238	0,097	0,100	0,399			
Покриття	-5	0,047	0,25	4,00	23	0,043	7	0,143	1,051	0,130	0,140	0,237			
	2	0,047	0,31	3,23	23	0,043	7	0,143	1,051	0,093	0,100	0,297			
	5	0,047	0,34	2,94	23	0,043	7	0,143	1,051	0,08	0,100	0,297			

Знаходимо теплопритік від дії сонячної радіації по формулі 9.7 [6]:

$$Q_{1c} := K_d \cdot F \cdot \Delta t_c, \text{ Вт}$$

де Δt_c - надлишкова різниця температури від дії сонячної радіації (таблиця 9.1 [6]), °С.

Теплопритоки через підлогу, що не має обігрівання (камери витримки масла, експедиція та камери зберігання СОМ) визначається по формулі 9.13 [6]:

$$Q_{1T} := \Sigma K_y \cdot F \cdot (t_3 - t_b) \cdot m, \text{ Вт}$$

де F - площа відповідної зони підлоги шириною 2 м, м²;

ΣK_y - умовний коефіцієнт теплопередачі відповідної зони підлоги шириною 2м [6];

t_3 - температура зовні огороження, °С; t_b - температура в камері, °С.

m - коефіцієнт, що враховує відносне зростання термічного опору підлоги при наявності ізоляції.

$$m := \frac{1}{1 + 1.25 \cdot \Sigma \left(\frac{\delta_i}{\lambda_i} \right)}$$

Умовний коефіцієнт становить:

для першої зони: до 2-х метрів від стіни 0,47 Вт/(м²К);

для другої зони: від 2-х до 4-х метрів - 0,23 Вт/(м²К);

для третьої зони: від 4-х до 6-х метрів - 0,12 Вт/(м²К);

для решти підлоги - 0,07 Вт/(м²К).

В прийнятому нами варіанті ізоляції підлоги перша зона має ізоляцію, товщина якої вибрана з урахуванням розрахунків. Тому, обраховуючи величину теплонадходжень враховуємо поправний коефіцієнт m .

В нашому випадку для першої зони $m=0,2633$, для решти зон $m=1$.

Всі розрахунки зводимо в таблицю 2.9.

Розрахунок теплопритоків при термічній обробці продуктів

Розраховуємо теплопритік при термічній обробці продуктів за формулою:

$$Q_2 := Q_{2П} + Q_{2Т}, \text{ Вт}$$

де $Q_{2П}$ - теплопритік від продуктів, Вт;

$Q_{2Т}$ - теплопритік від тари, Вт.

Знаходимо теплопритік від продуктів за формулою III-6 [6]:

$$Q_{2П} := M_d \cdot (i_{П} - i_{К}) \cdot \frac{1000 \cdot 1000}{\tau \cdot 3600}, \text{ Вт}$$

де M_d - добове надходження продукта в камеру, т/добу;

$i_{П}$ - ентальпія продукту при надходженні в камеру (додаток 10 [6]), кДж/кг;

Таблиця 2.9. Теплопритік від зовнішнього повітря та приміщень з більшою температурою

Назва камери	Назва огороження	K _d Вт/м ²	Розміри, м			F м ²	t _з С	t _в С	Δt С	Δt _с С	Q _{1т} Вт	Q _{1с} Вт	Q ₁ Вт	
			L	B	H									
№1. Камера витримки масла	Зс-Пн	0,357	6	-	4,8	28,8	29,1	5	24,1	0	247	0	247	
	П-Сх	0,508	12	-	4,8	57,6	-5	5	-10	0	-293	0	-293	
	Вс-Пд	0,528	6	-	4,8	28,8	22	5	17	0	259	0	259	
	Вс-Зх	0,528	12	-	4,8	57,6	22	5	17	0	517	0	517	
	Підлога (по зонам)		0,399			-	32	29,1	5	24,1	0	307	0	307
			0,230				24	29,1	5	24,1	0	133	0	133
			0,120				16	29,1	5	24,1	0	46	0	46
Покриття	0,297	6	12	-	72	29,1	5	24,1	17,7	516	379	894		
Всього										1733	379	2111		
№2. Камера зберігання масла	Зс-Пн	0,259	18	-	4,8	86,4	29,1	-5	34,1	0	762	0	762	
	П-Сх	0,508	12	-	4,8	57,6	2	-5	7	0	205	0	205	
	Вс-Пд	0,315	18	-	4,8	86,4	22	-5	27	0	736	0	736	
	П-Зх	0,508	12	-	4,8	57,6	5	-5	10	0	293	0	293	
	Підлога	0,399	18	12	-	216	1	-5	6	0	517	0	517	
	Покриття	0,297	18	12	-	216	29,1	-5	34,1	17,7	2189	1136	3325	
Всього										4700	1136	5836		

Продовження таблиці 2.9.

№3. Експедиція	Зс-Пн	0,310	6	-	4,8	28,8	29,1	2	27,1	0	242	0	242
	П-Сх	0,508	12	-	4,8	57,6	5	2	3	0	88	0	88
	Вс-Пд	0,475	6	-	4,8	28,8	22	2	20	0	273	0	273
	П-Зх	0,508	12	-	4,8	57,6	-5	2	-7	0	-205	0	-205
	Підлога (по зонам)	0,399			-	12	29,1	2	27,1	0	130	0	130
		0,230				12	29,1	2	27,1	0	75	0	75
		0,120				12	29,1	2	27,1	0	39	0	39
		0,070				36	29,1	2	27,1	0	68	0	68
Покриття	0,297	6	12	-	72	24	2	22	17,7	471	379	849	
Всього										1180	379	1559	
№4.Зберігання СОМ	Зс-Пн	0,357	24	-	2,95	70,8	29,1	5	24,1	0	608	0	608
	Зс-Сх	0,357	12	-	2,95	35,4	29,1	5	24,1	6	304	76	380
	Вс-Пд	0,528	24	-	2,95	70,8	22	5	17	0	635	0	635
	П-Зх	0,508	12	-	2,95	35,4	2	5	-3	0	-54	0	-54
	Підлога (по зонам)	0,399			-	48	29,1	5	24,1	0	461	0	461
		0,230				40	29,1	5	24,1	0	222	0	222
		0,120				32	29,1	5	24,1	0	93	0	93
		0,070				32	29,1	5	24,1	0	54	0	54
Покриття	0,297	24	12	-	288	24	5	19	17,7	1626	1515	3141	
Всього										3949	1590	5540	

i_k - ентальпія продукту після холодильної обробки (додаток 10 [6]), кДж/кг;

1000·1000 - перевідні коефіцієнти із тон в кг, із кДж/кг в Дж;

τ - час холодильної обробки продукту, діб;

3600 - перевідний коефіцієнт із діб в секунди.

Знаходимо теплопритік від тари за формулою III-5 [6]:

$$Q_{2T} := M_{дТ} \cdot C_T \cdot (t_{п} - t_{к}) \cdot \frac{1000 \cdot 1000}{\tau \cdot 3600}, \text{ Вт}$$

де $M_{дТ}$ - добове надходження тари в камеру, т/добу;

C_T - теплоємність тари (с.129 [7]), кДж/(кг·К);

$t_{п}$ - температура тари при надходженні в камеру, °С;

$t_{к}$ - температура тари після холодильної обробки, °С.

Всі розрахунки зводимо в таблицю 2.10.

Розрахунок теплопритоків від зовнішнього повітря при вентиляції камер.

Надходження теплоти від вентиляції потрібно враховувати лише при проектуванні камер для зберігання фруктів. В даному випадку теплонадходження не враховуються.

Розрахунок експлуатаційних теплопритоків.

Розраховуємо експлуатаційні теплопритоки за формулою 9.18 [6]:

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

де q_1 - теплопритік від освітлення, Вт;

q_2 - теплопритік від людей, Вт;

q_3 - теплопритік від працюючих електродвигунів, Вт;

q_4 - теплопритік від відкриття дверей, Вт.

Знаходимо теплопритік від освітлення за формулою 9.13 [6]:

$$q_1 := A \cdot F, \text{ Вт}$$

де A - питомий теплопритік від приладів на 1 м² підлоги (с.60 [6]), Вт/м²;

F - площа камери, м².

Знаходимо теплопритік від перебування людей за формулою 9.14 [6]:

$$q_2 := 350 \cdot n, \text{ Вт}$$

де 350 - теплопритік від однієї працюючої людини ([6]), Вт/чол;

n - кількість людей ([6]), чол.

Знаходимо теплопритік від працюючих електродвигунів за формулою 9.15 [6]:

$$q_3 := N_{ел} \cdot 1000, \text{ Вт}$$

де $N_{ел}$ - сумарна потужність всіх електродвигунів ([6]), кВт;

1000 - перевідний коефіцієнт із кВт в Вт.

Знаходимо теплопритік від відкриття дверей за формулою 9.17 [6]:

Таблиця 2.10. Теплопритік від термічної обробки продуктів

Назва камери	$t_{\text{кам}}$ С	$M_{\text{д}}$ т/доб	$M_{\text{дт}}$ т/доб	$t_{\text{п}}$ С	$t_{\text{к}}$ С	$i_{\text{п}}$ кДж/кг	$i_{\text{к}}$ кДж/кг	$C_{\text{т}}$ кДж/кгК	τ год	1000*1000	$Q_{2\text{п}}$ Вт	$Q_{2\text{т}}$ Вт	Q_2 Вт
										3600*t			
№1 Камера витримки	5	9,1	0,9	16	5	158,3	106,5	1,46	24	11,57	5456	169	5625
№2 Камера зберігання масла	-5	9,1	0,9	5	-5	106,5	40,6	1,46	24	11,57	6941	154	7095
№4 Камера зберігання СОМ	5	25,1	2,5	25	5	48,2	3,8	1,46	24	11,57	12899	848	13747

$$q_4 := K \cdot F \quad , \text{ Вт}$$

де K - питомий теплопритік на 1 м^2 підлоги (таблиця 9.2 [6]), Вт/м^2 ;

F - площа камери, м^2 .

Всі розрахунки зводимо в таблицю 2.11.

2.8. Визначення навантаження на обладнання камер і компресор

Для молокопереробних підприємств справжня витрата холоду виявляється меншою, ніж отримана простим сумуванням теплового навантаження усіх споживачів, внаслідок того, що робота технологічних апаратів характеризується різко перемінними навантаженнями, зміщеними між собою в часі. В таких умовах визначення загального теплового навантаження сумуванням навантаження окремих апаратів дає завищений результат. Справжнє уявлення про потребу у холоді може дати лише графік теплового навантаження по окремим технологічним апаратам (графік.2.1) та холодильним камерам на основі карти технологічних процесів (табл.2.3).

Оскільки теплове навантаження на камерне обладнання від продукції характеризується великою нерівномірністю, теплонадходження від продукції на камерне обладнання приймаємо більшим на 30%, решта теплонадходжень приймаємо у повному обсязі.

Навантаження на компресор $Q_{\text{км}}$ складається із усіх видів теплопритоків, але в ряді випадків їх можна враховувати на повністю, а частково, в залежності від типу та призначення холодильника.

Навантаження на компресор розраховуємо по наближеному методу (але достатньо точному [6]) рекомендованому для холодильників з великою кількістю камер (споживачів холоду).

Навантаження на компресор від теплопритоку через огороження приймають:

$$Q_{1\text{км}} := 0.90 \cdot Q_1 \text{ - для всіх камер, Вт.}$$

Навантаження на компресор від термічної обробки продуктів приймають:

$$Q_{2\text{км}} := Q_2 \quad \text{- для камер термообробки, Вт;}$$

Навантаження на компресор від експлуатаційних теплопритоків приймають:

$$Q_{4\text{км}} := 0.75 \cdot Q_4 \quad \text{- для всіх камер, Вт.}$$

Враховуючи, що температури у камерах є близькими приймаємо до розрахунку одну холодильну машину, яка буде забезпечувати потреби у холоді для усіх споживачів.

Теоретичну холодопродуктивність компресорів може бути розрахована за формулою 9.20 [6] враховуючи, що $k_{\text{тн}} := 1.12$ - коефіцієнт, що враховує втрати в трубопроводах та апаратах холодильної установки в системах охолодження проміжним холодоносієм; $k_{\text{б}} := 1.07$ - коефіцієнт, що враховує втрати в системах безпосереднього охолодження; $b := 0.9$ - коефіцієнт робочого часу для великих аміачних установок (22 години) [6].

Сумарне теплове навантаження від камер зберігання на компресори

Таблиця 2.11. Теплопритік при експлуатації камер холодильника

Назва камери	F_д м²	A Вт/м²	q₁ Вт	n чол.	q₂ Вт	N_{ел} кВт	q₃ Вт	K Вт/м²	q₄ Вт	Q₄ Вт
№1 Камера витримки	72	1,2	86,4	2	700	2	2000	12	864	3650
№2 Камера зберігання масла	216	1,2	259,2	3	1050	4	4000	12	2592	7901
№3 Експедиція	72	4,8	345,6	3	1050	4	4000	38	2736	8132
№4 Камера зберігання СОМ	288	1,2	345,6	3	1050	4	4000	12	3456	8852

зводимо до таблиці 2.12. Воно становить:

$$Q_{\text{кам}} := 69.349 \cdot \text{кВт}$$

Для охолодження продуктів у технологічній схемі та охолодження повітря для на виробництві СОМ використовуємо проміжний теплоносій - "крижану" воду з температурою 1,5 С.

Теплове навантаження на холодильну станцію від технології для **схеми 1** з акумулятором холоду становить:

$$Q_{\text{х.ст}} = 182.5 \text{ кВт}$$

Максимальне споживання холоду в технологічних процесах молокозаводу для **схеми 2** становить:

$$Q_{\text{тн}} := 417 \cdot \text{кВт}$$

Для охолодження продуктів у технологічній схемі та охолодження повітря для на виробництві СОМ використовуємо проміжний теплоносій - "крижану" воду з температурою 1,5 С. Теплове навантаження на холодильну станцію від технології становить:

Для **схеми 1** з акумулятором холоду теплове навантаження на холодильну машину становить:

$$Q_{\text{от_кв_1}} := \frac{k_{\text{тн}} \cdot Q_{\text{х.ст}}}{b}$$

$$Q_{\text{от_кв_1}} = 227.1 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{от_гл_1}} := \frac{k_{\text{тн}} \cdot Q_{\text{кам}}}{b}$$

$$Q_{\text{от_гл_1}} = 86.3 \text{ кВт}$$

Для **схеми 2** без акумулятора холоду теплове навантаження на холодильну машину становить:

$$Q_{\text{от_кв_2}} := \frac{k_{\text{тн}} \cdot Q_{\text{тн}}}{b}$$

$$Q_{\text{от_кв_2}} = 518.9 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{от_2}} := \frac{k_{\text{б}} \cdot Q_{\text{кам}}}{b}$$

$$Q_{\text{от_2}} = 82.4 \text{ кВт}$$

2.9. Вибір холодильного обладнання різних схемних рішень

2.9.1. Вибір розрахункового робочого режиму

Розрахунковий режим визначається температурами кипіння холодильного агента у приладах охолодження, конденсації, всмоктування у компресор та на вході у регулювальний вентиль.

Температура кипіння приймається в залежності від температури повітря в камерах зберігання при безпосередньому охолодження вона на 7-10 °С менша від температури повітря в камері. Щоб не вводити додаткову температуру кипіння, для окремих камер вона може бути збільшена до 12 °С чи зменшена до 5-6 °С.

Визначимо температуру кипіння холодильного агента в пластинчатому випарнику для охолодження крижаної води:

$$t_{\text{вод}} := 2 \cdot ^\circ\text{C} \quad - \text{ температура крижаної води;}$$

$$\Delta\theta_{\text{ак}} := 5 \cdot ^\circ\text{C} \quad - \text{ повний температурний напір у випарнику охолодження води;}$$

$$t_{\text{о_вод}} := t_{\text{вод}} - \Delta\theta_{\text{ак}} \quad t_{\text{о_вод}} = -3 \cdot ^\circ\text{C}$$

Температура кипіння аміаку в пластинчатому випарнику для охолодження пропіленгліколю, що охолоджуватиме камери зберігання (схема 1):

$$t_{\text{ГЛ}} := -10 \cdot ^\circ\text{C} \quad - \text{ температура пропіленгліколю;}$$

$$\Delta\theta_{\text{ГЛ}} := 5 \cdot ^\circ\text{C} \quad - \text{ повний тепловий напір у випарнику;}$$

$$t_{\text{о_ГЛ}} := t_{\text{ГЛ}} - \Delta\theta_{\text{ГЛ}} \quad t_{\text{о_ГЛ}} = -15 \cdot ^\circ\text{C}$$

Найнижча температура повітря в камерах холодильника маслозаводу:

$$t_{\text{кз}} := -5 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\Delta\theta_{\text{к_2}} := 5 \cdot ^\circ\text{C} \quad - \text{ повний тепловий напір у повітроохолоднику при безпосередньому охолодженні (схема 2);}$$

$$t_{\text{о_2}} := t_{\text{кз}} - \Delta\theta_{\text{к_2}} \quad t_{\text{о_2}} = -10 \cdot ^\circ\text{C}$$

В таблиці 2.13 наведено температури у камерах та льодяної води на виробництво та прийняті температури кипіння.

Таблиця 2.13.

Номер камери	Вид термічної обробки та повітря в камері	Температура в камері, t, °С	Температура кипіння, t ₀ , °С схема 1	Температура кипіння, t ₀ , °С схема 2
1	Витримка масла	5	-15	-10
2	Експедиція	2	-15	-10
3	Зберігання масла	-5	-15	-10
4	Зберігання СОМ	5	-15	-10
	Охолодження крижаної води	2		-3

Визначаємо температуру всмоктування парів аміаку:

$\Delta t_{\text{пер}} := 10 \cdot ^\circ\text{C}$ - перегрів парів холодоагенту R717 на всмоктуванні в КМ;

$$t_{\text{вс_вод}} := t_{\text{о_вод}} + \Delta t_{\text{пер}} \quad t_{\text{вс_вод}} = 7^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{вс_гл}} := t_{\text{о_гл}} + \Delta t_{\text{пер}} \quad t_{\text{вс_гл}} = -5^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{вс_2}} := t_{\text{0_2}} + \Delta t_{\text{пер}} \quad t_{\text{вс_2}} = 0^\circ\text{C}$$

Визначаємо температуру води на вході в аміачний випарний конденсатор.

В аміачних холодильних установках з випарними конденсаторами температуру води на вході в конденсатор приймають вище на 5-6 °C від температури навколишнього повітря по мокрому термометру для м. Самбір з розрахунковими параметрами повітря: $t_p = 29.1^\circ\text{C}$ та вологістю 50% за h-d діаграмою волого повітря знаходимо $t_{\text{м.т.}} := 22 \cdot ^\circ\text{C}$.

Температура води на вході до конденсатора при ефективності охолодження становитиме:

$$\Delta t_{\omega} := 5 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$t_{\omega 1} := t_{\text{м.т.}} + \Delta t_{\omega} \quad t_{\omega 1} = 27^\circ\text{C}$$

Визначаємо температуру води на виході з аміачного випарного конденсатора:

$\Delta t_{\omega\text{к}} := 0.5 \cdot ^\circ\text{C}$ - нагрівання води у випарному конденсаторі;

$$t_{\omega 2} := t_{\omega 1} + \Delta t_{\omega\text{к}} \quad t_{\omega 2} = 27.5^\circ\text{C}$$

Визначаємо температуру конденсації парів аміаку за формулою:

$$t_{\text{к}} := t_{\omega 2} + 3.5 \cdot ^\circ\text{C} \quad t_{\text{к}} = 31^\circ\text{C}$$

Визначаємо температуру переохолодження аміаку за формулою:

$$t_{\text{по}} := t_{\text{к}} - 3^\circ\text{C} \quad t_{\text{по}} = 28^\circ\text{C}$$

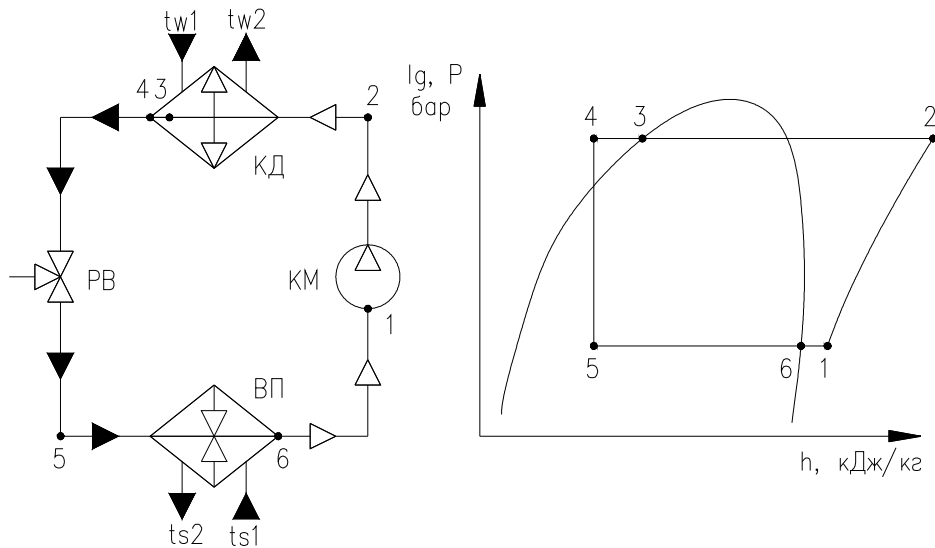
2.9.2. Тепловий розрахунок одноступеневої ХМ $t_{O_вод} = -3^{\circ}\text{C}$

Холодильна машина для отримання крижаної води працює за однаковим режимом для аналізованих схеми 1 та схеми 2, однак має різне теплове навантаження.

Метою теплового розрахунку холодильної машини є визначення потрібної об'ємної холодопродуктивності компресора; визначення споживаної потужності; визначення теплового навантаження на конденсатор.

Вихідні дані для теплового розрахунку: потрібна холодопродуктивність машини, що приймається рівною тепловому навантаженню на компресор; розрахункова схема холодильної машини; розрахунковий температурний режим.

Розрахункова (структурна) схема та цикл в h - lgr діаграмі аміачної одноступеневої холодильної машини.



Знаходимо та заносимо до таблиці 2.14 характеристики вузлових точок циклу.

Таблиця 2.14.

Точка	Тиск	Температура	Ентальпія	Питомий об'єм
	МПа	$^{\circ}\text{C}$	кДж/кг	
1	0,383	7	1483	0,34
2	1,184	78	1649	0,14
3	1,184	31	342	
4	1,184	28	331	
5	0,383	-3	331	
6	0,383	-3	1445	

Розраховуємо питому масову продуктивність за формулою 11.1 [6]:

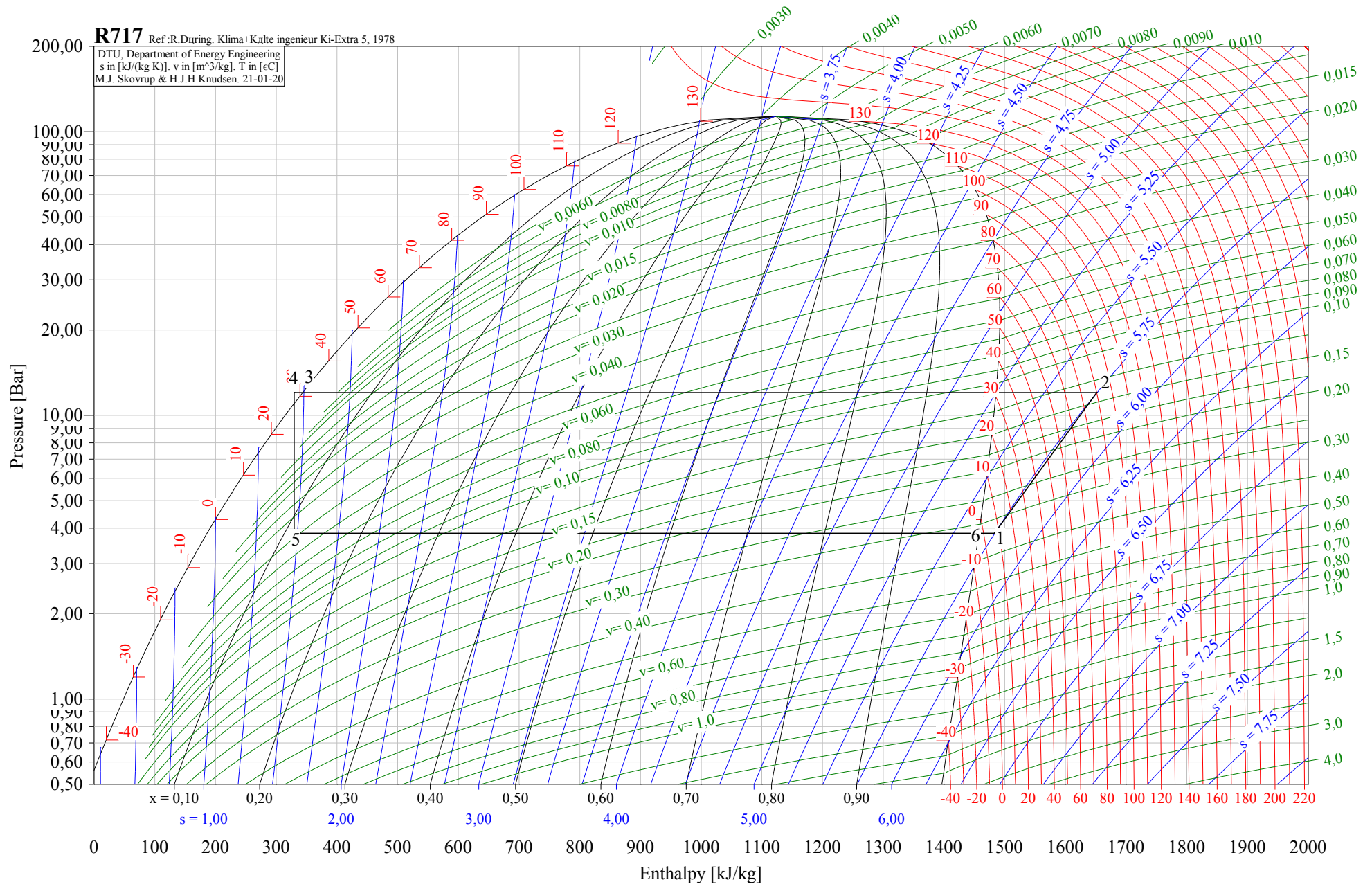
$$q_{O_вод} := h_1 - h_5 \qquad q_{O_вод} = 1152 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Знаходимо питому теоретичну (адіабатну) роботу компресора за формулою 11.2 [5]:

$$l_{T_вод} := h_2 - h_1 \qquad l_{T_вод} = 166 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

200,00
100,00
90,00
80,00
70,00
60,00
50,00
40,00
30,00
20,00
10,00
9,00
8,00
7,00
6,00
5,00
4,00
3,00
2,00
1,00
0,90
0,80
0,70
0,60
0,50

R717 Ref: R.During, Klima+Kälte ingenieur Ki-Extra 5, 1978
DTU, Department of Energy Engineering
s in [kJ/(kg K)], v in [m³/kg], T in [°C]
M.J. Skovrup & H.J.H Knudsen, 21-01-20



0 100 200 300 400 500 600 700 800 900 1000 1100 1200 1300 1400 1500 1600 1700 1800 1900 2000

Знаходимо питоме теплове навантаження на конденсатор за формулою 11.3 [5]:

$$q_{\text{к_вод}} := h_2 - h_4 \quad q_{\text{к_вод}} = 1318 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Подальші розрахунки проводимо для різних аналізованих схем окремо.

СХЕМА 1

Необхідна теоретична холодопродуктивність компресора:

$$Q_{\text{от_кв_1}} = 227.1 \text{ кВт}$$

Розраховуємо необхідну масову витрату холодоагента за формулою 11.4 [6]:

$$G_{\text{т_вод_1}} := \frac{Q_{\text{от_кв_1}}}{q_{\text{о_вод}}} \quad G_{\text{т_вод_1}} = 0.2 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Для розрахунку необхідної теоретичної об'ємної продуктивності компресора необхідно знайти ряд коефіцієнтів.

Розраховуємо коефіцієнт, що виражає втрати об'єму від мертвого простору. $c_{\text{к}}$ - відносна величина мертвого простору, що приймається в залежності від типу і розмірів компресора, конструкції клапанів і режиму роботи. Він приймається рівним 0,015...0.04.

Приймаємо: $c_{\text{к}} := 0.015$

Депресія на стороні всмоктування: $\Delta p_{\text{вс}} := 0.05 \cdot P_{\text{о}} \quad \Delta p_{\text{вс}} = 19 \text{ кПа}$

Депресія на стороні нагнітання: $\Delta p_{\text{к}} := 0.07 \cdot P_{\text{к}} \quad \Delta p_{\text{к}} = 83 \text{ кПа}$

$$\lambda_{\text{с}} := \frac{P_{\text{о}} - \Delta p_{\text{вс}}}{P_{\text{о}}} - c_{\text{к}} \cdot \left[\left(\frac{P_{\text{к}} + \Delta p_{\text{к}}}{P_{\text{о}}} \right)^{\frac{1}{m_{\text{ад}}}} - \frac{P_{\text{о}} - \Delta p_{\text{вс}}}{P_{\text{о}}} \right] \quad \lambda_{\text{с}} = 0.9$$

Розраховуємо коефіцієнт, що виражає теплові втрати об'єму в КМ:

$$\lambda_{\omega} := \frac{t_{\text{о_вод}} + 273 \cdot ^\circ\text{C}}{t_{\text{к}} + 273 \cdot ^\circ\text{C}} \quad \lambda_{\omega} = 0.9$$

Розраховуємо коефіцієнт подачі компресора:

$$\lambda := \lambda_{\text{с}} \cdot \lambda_{\omega} \quad \lambda = 0.8$$

Знаходимо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресора за формулою 11.5 [6]:

$$V_{\text{т_вод_1}} := \frac{G_{\text{т_вод_1}} \cdot v_1}{\lambda} \quad V_{\text{т_вод_1}} = 297.125 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} \quad V_{\text{т_вод_1}} = 0.083 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Характеристики обраного компресорного агрегату фірми Gea Grasso наведено в табл. 2.15.

Таблиця 2.15.

Марка компресорного агрегата	Розмірність	RC610
Теоретична об'ємна продуктивність компресора	м ³ /Год	420
Потужність електричного двигуна	кВт	50
Частота обертання	об/хв	1450
Об'ємна витрата охолоджувальної води	м ³ /Год	0
Габаритні розміри	довжина	мм
	ширина	мм
	висота	мм
Вага	кг	725



На основі отриманого значення V_T підбираємо $n := 2$ компресорних агрегата, один з яких резервний.

Розраховуємо теоретична (адіабатна) потужність компресорів:

$$N_T := G_{T_вод_1} \cdot l_{T_вод} \quad N_T = 32.7 \text{ кВт}$$

Розраховуємо індикаторну, ефективну та електричну потужність компресорів за формулами:

$$\begin{aligned} \eta_i &:= 0.75 & \eta_{\text{мех}} &:= 0.9 & \eta_{\text{ел}} &:= 0.95 \\ N_i &:= \frac{N_T}{\eta_i} & N_e &:= \frac{N_i}{\eta_{\text{мех}}} & N_{\text{ел}} &:= \frac{N_e}{\eta_{\text{ел}}} \\ N_i &= 43.6 \text{ кВт} & N_e &= 48.5 \text{ кВт} & N_{\text{ел}} &= 51 \text{ кВт} \end{aligned}$$

Номінальна потужність електродвигуна, що входить в комплект агрегату $N_{\text{дв_вод}} = 50 \text{ кВт}$, агрегати підібрані з достатнім запасом.

Розраховуємо теплове навантаження на конденсатор в теоретичному циклі за формулою:

$$Q_{\text{к_вод_1}} := G_{T_вод_1} \cdot (h_2 - h_4) \quad Q_{\text{к_вод_1}} = 260 \text{ кВт}$$

Розраховуємо дійсне навантаження на конденсатор за формулою:

$$Q_{\text{кд_вод_1}} := Q_{\text{к_вод_1}} + N_i \quad Q_{\text{кд_вод_1}} = 303.427 \text{ кВт}$$

СХЕМА 2

Необхідна теоретична холодопродуктивність компресора:

$$Q_{OT_KB_2} = 518.9 \text{ кВт}$$

Розраховуємо необхідну масову витрату холодоагента за формулою 11.4 [6]:

$$G_{T_ВОД_2} := \frac{Q_{OT_KB_2}}{q_{O_ВОД}} \quad G_{T_ВОД_2} = 0.5 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Для розрахунку необхідної теоретичної об'ємної продуктивності компресора необхідно знайти ряд коефіцієнтів.

Розраховуємо коефіцієнт, що виражає втрати об'єму від мертвого простору. κ - відносна величина мертвого простору, що приймається в залежності від типу і розмірів компресора, конструкції клапанів і режиму роботи. Він приймається рівним 0,015...0.04.

$$\text{Приймаємо: } \kappa := 0.015$$

$$\text{Депресія на стороні всмоктування: } \Delta p_{BC} := 0.05 \cdot P_O \quad \Delta p_{BC} = 19 \text{ кПа}$$

$$\text{Депресія на стороні нагнітання: } \Delta p_K := 0.07 \cdot P_K \quad \Delta p_K = 83 \text{ кПа}$$

$$\lambda_c := \frac{P_O - \Delta p_{BC}}{P_O} - \kappa \cdot \left[\left(\frac{P_K + \Delta p_K}{P_O} \right)^{\frac{1}{m_{ад}}} - \frac{P_O - \Delta p_{BC}}{P_O} \right] \quad \lambda_c = 0.9$$

Розраховуємо коефіцієнт, що виражає теплові втрати об'єму в КМ:

$$\lambda_{\omega} := \frac{t_{O_ВОД} + 273 \cdot ^\circ\text{C}}{t_K + 273 \cdot ^\circ\text{C}} \quad \lambda_{\omega} = 0.9$$

Розраховуємо коефіцієнт подачі компресора:

$$\lambda := \lambda_c \cdot \lambda_{\omega} \quad \lambda = 0.8$$

Знаходимо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресора за формулою 11.5 [6]:

$$V_{T_ВОД_2} := \frac{G_{T_ВОД_2} \cdot v_1}{\lambda} \quad V_{T_ВОД_2} = 679.011 \frac{\text{м}^3}{\text{ГОД}} \quad V_{T_ВОД_2} = 0.189 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Характеристики обраного компресорного агрегату фірми Gea Grasso наведено в табл. 2.15.

На основі отриманого значення V_T підбираємо $n := 3$ компресорних агрегата РС610, один з яких резервний.

Розраховуємо теоретична (адіабатна) потужність компресорів:

$$N_T := G_{T_ВОД_2} \cdot l_{T_ВОД} \quad N_T = 74.8 \text{ кВт}$$

Розраховуємо індикаторну, ефективну та електричну потужність компресорів за формулами:

$$\eta_i := 0.75 \qquad \eta_{\text{мех}} := 0.9 \qquad \eta_{\text{ел}} := 0.95$$

$$N_i := \frac{N_T}{\eta_i} \qquad N_e := \frac{N_i}{\eta_{\text{мех}}} \qquad N_{\text{ел}} := \frac{N_e}{\eta_{\text{ел}}}$$

$$N_i = 99.7 \text{ кВт} \qquad N_e = 110.8 \text{ кВт} \qquad N_{\text{ел}} = 116.6 \text{ кВт}$$

Номинальна потужність електродвигуна, що входить в комплект агрегату $N_{\text{дв_вод}} = 50 \text{ кВт}$, агрегати підібрані з достатнім запасом.

Розраховуємо теплове навантаження на конденсатор в теоретичному циклі за формулою:

$$Q_{\text{к_вод_2}} := G_{\text{Т_вод_2}} \cdot (h_2 - h_4) \qquad Q_{\text{к_вод_2}} = 594 \text{ кВт}$$

Розраховуємо дійсне навантаження на конденсатор за формулою:

$$Q_{\text{кд_вод_2}} := Q_{\text{к_вод_2}} + N_i \qquad Q_{\text{кд_вод_2}} = 693.413 \text{ кВт}$$

Тепловий розрахунок одноступеневої ХМ $t_{\text{о_гл}} = -15^\circ\text{C}$

Холодильна машина для охолодження гліколю працює для схеми 1.

Теплове навантаження машини для схеми 1:

$$Q_{\text{от_гл_1}} = 86.3 \text{ кВт}$$

Знаходимо та заносимо до табл. 2.16 характеристики вузлових точок циклу.

Таблиця 2.16.

Точка	Тиск	Температура	Ентальпія	Питомий об'єм
	МПа	°C	кДж/кг	м ³ /кг
1	0,257	-5	1470	0,49
2	1,184	109	1700	0,15
3	1,184	31	342	
4	1,184	28	331	
5	0,257	-15	331	
6	0,257	-15	1437	

Розраховуємо питому масову продуктивність за формулою 11.1 [6]:

$$q_{\text{о_гл}} := h_1 - h_5 \qquad q_{\text{о_гл}} = 1139 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

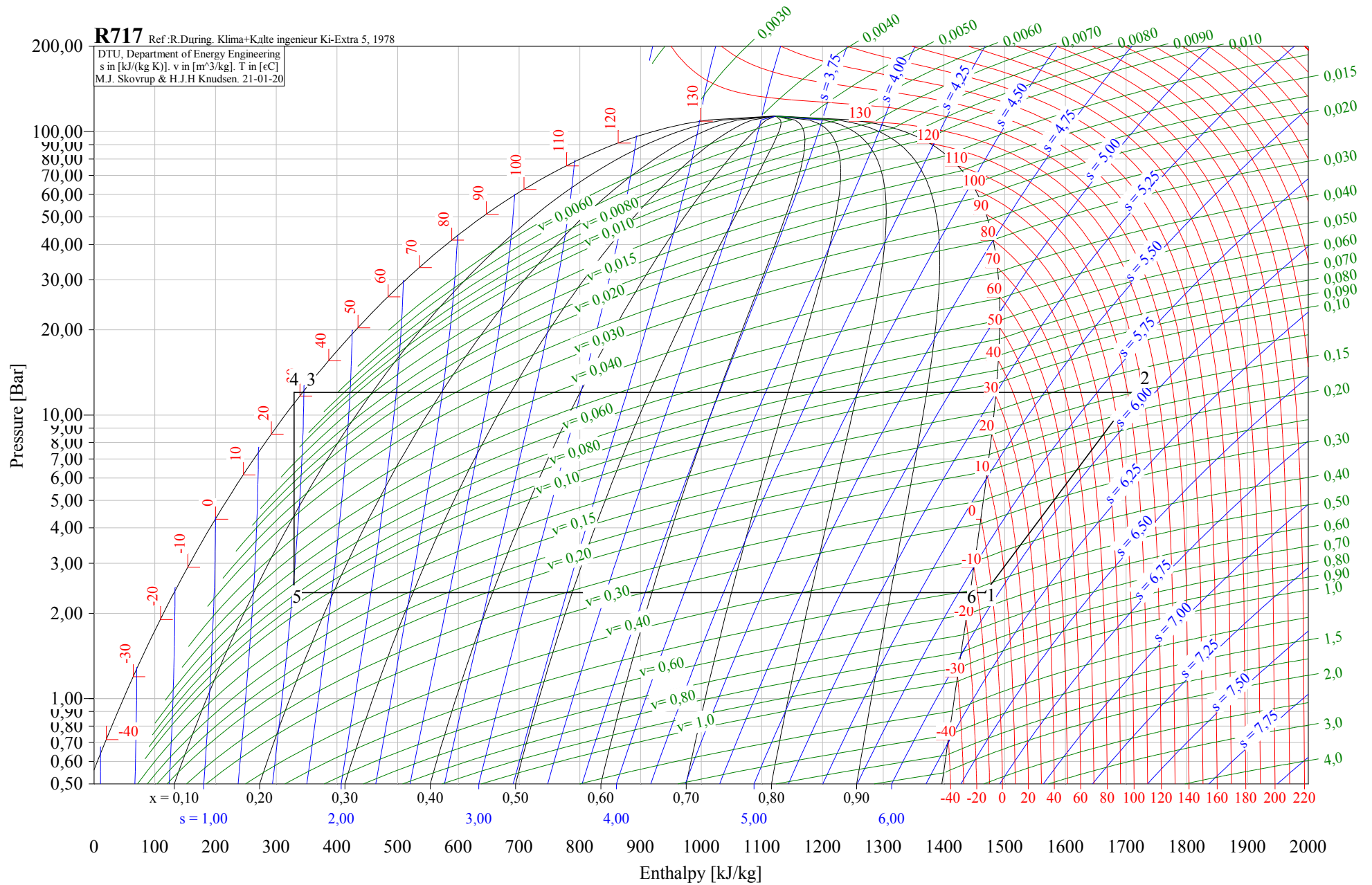
Знаходимо питому теоретичну (адіабатну) роботу компресора за формулою 11.2 [6]:

$$l_{\text{Т_гл}} := h_2 - h_1 \qquad l_{\text{Т_гл}} = 230 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Знаходимо питоме теплове навантаження на конденсатор

200,00
100,00
90,00
80,00
70,00
60,00
50,00
40,00
30,00
20,00
10,00
9,00
8,00
7,00
6,00
5,00
4,00
3,00
2,00
1,00
0,90
0,80
0,70
0,60
0,50

R717 Ref: R.During, Klima+Kälte ingenieur Ki-Extra 5, 1978
DTU, Department of Energy Engineering
s in [kJ/(kg K)], v in [m³/kg], T in [°C]
M.J. Skovrup & H.J.H Knudsen, 21-01-20



за формулою 11.3 [6]:

$$q_{к_гл} := h_2 - h_4$$

$$q_{к_гл} = 1369 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Розраховуємо коефіцієнт, що виражає втрати об'єму від мертвого простору.

$$\text{Депресія на стороні всмоктування: } \Delta p_{вс} := 0.05 \cdot P_0 \quad \Delta p_{вс} = 12.9 \text{ кПа}$$

$$\text{Депресія на стороні нагнітання: } \Delta p_k := 0.07 \cdot P_k \quad \Delta p_k = 83 \text{ кПа}$$

$$\lambda_c := \frac{P_0 - \Delta p_{вс}}{P_0} - c_k \cdot \left[\left(\frac{P_k + \Delta p_k}{P_0} \right)^{\frac{1}{m_{ад}}} - \frac{P_0 - \Delta p_{вс}}{P_0} \right] \quad \lambda_c = 0.9$$

Розраховуємо коефіцієнт, що виражає теплові втрати об'єму в КМ:

$$\lambda_{\omega} := \frac{t_{о_вод} + 273 \cdot ^\circ\text{C}}{t_k + 273 \cdot ^\circ\text{C}} \quad \lambda_{\omega} = 0.9$$

Розраховуємо коефіцієнт подачі компресора:

$$\lambda := \lambda_c \cdot \lambda_{\omega} \quad \lambda = 0.8$$

Розраховуємо необхідну масову витрату холодоагента за формулою 11.4 [5]:

$$G_{т_гл_1} := \frac{Q_{от_гл_1}}{q_{о_гл}} \quad G_{т_гл_1} = 0.1 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Знаходимо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресора за формулою 11.5 [5]:

$$V_{т_гл_1} := \frac{G_{т_гл_1} \cdot v_1}{\lambda} \quad V_{т_гл_1} = 169.033 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} \quad V_{т_гл_1} = 0.047 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

До встановлення приймаємо два компресорних агрегати RC310.

Характеристики обраного компресорного агрегату фірми Gea Grasso наведено в табл. 2.17.

Таблиця 2.17.

Марка компресорного агрегата	Розмірність	RC310
Теоретична об'ємна продуктивність компресора	м ³ /год	210
Потужність електричного двигуна	кВт	30
Частота обертання	об/хв	1450
Об'ємна витрата охолоджувальної води	м ³ /год	0
Габаритні розміри		
довжина	мм	1910
ширина	мм	940
висота	мм	1020
Вага	кг	585

На основі отриманого значення V_T підбираємо $n := 2$ компресорних агрегата, один з яких резервний.

Розраховуємо теоретична (адиабатна) потужність компресорів:

$$N_{T_1} := G_{T_ГЛ_1} \cdot l_{T_ГЛ} \quad N_{T_1} = 17.4 \text{ кВт}$$

Розраховуємо індикаторну, ефективну та електричну потужність компресорів за формулами:

$$\begin{aligned} \eta_i &:= 0.75 & \eta_{\text{мех}} &:= 0.9 & \eta_{\text{ел}} &:= 0.95 \\ N_i &:= \frac{N_{T_1}}{\eta_i} & N_e &:= \frac{N_i}{\eta_{\text{мех}}} & N_{\text{ел}} &:= \frac{N_e}{\eta_{\text{ел}}} \\ N_i &= 23.2 \text{ кВт} & N_e &= 25.8 \text{ кВт} & N_{\text{ел}} &= 27.2 \text{ кВт} \end{aligned}$$

Номинальна потужність електродвигуна, що входить в комплект агрегату $N_{\text{дв_ГЛ}} = 30$ кВт, агрегати підібрані з достатнім запасом.

Розраховуємо теплове навантаження на конденсатор в теоретичному циклі за формулою:

$$Q_{\text{к_ГЛ_1}} := G_{T_ГЛ_1} \cdot (h_2 - h_4) \quad Q_{\text{к_ГЛ_1}} = 104 \text{ кВт}$$

Розраховуємо дійсне навантаження на конденсатор для схеми 1 за формулою:

$$Q_{\text{кд_ГЛ_1}} := Q_{\text{к_ГЛ_1}} + N_i \quad Q_{\text{кд_ГЛ_1}} = 126.964 \text{ кВт}$$

Тепловий розрахунок одноступеневої ХМ $t_{0_2} = -10^\circ\text{C}$

Ця холодильна машина призначена для безпосереднього охолодження камер і є лише у схемі 2.

Знаходимо та заносимо до табл. 2.18 характеристики вузлових точок циклу.

Таблиця 2.18.

Точка	Тиск	Температура	Ентальпія ^{t6}	Питомий об'єм
	МПа	°C	кДж/кг	м ³ /кг
1	0,291	0	1474	0,44
2	1,184	103	1684	0,146
3	1,184	31	342	
4	1,184	28	331	
5	0,291	-10	331	
6	0,291	-10	1458	

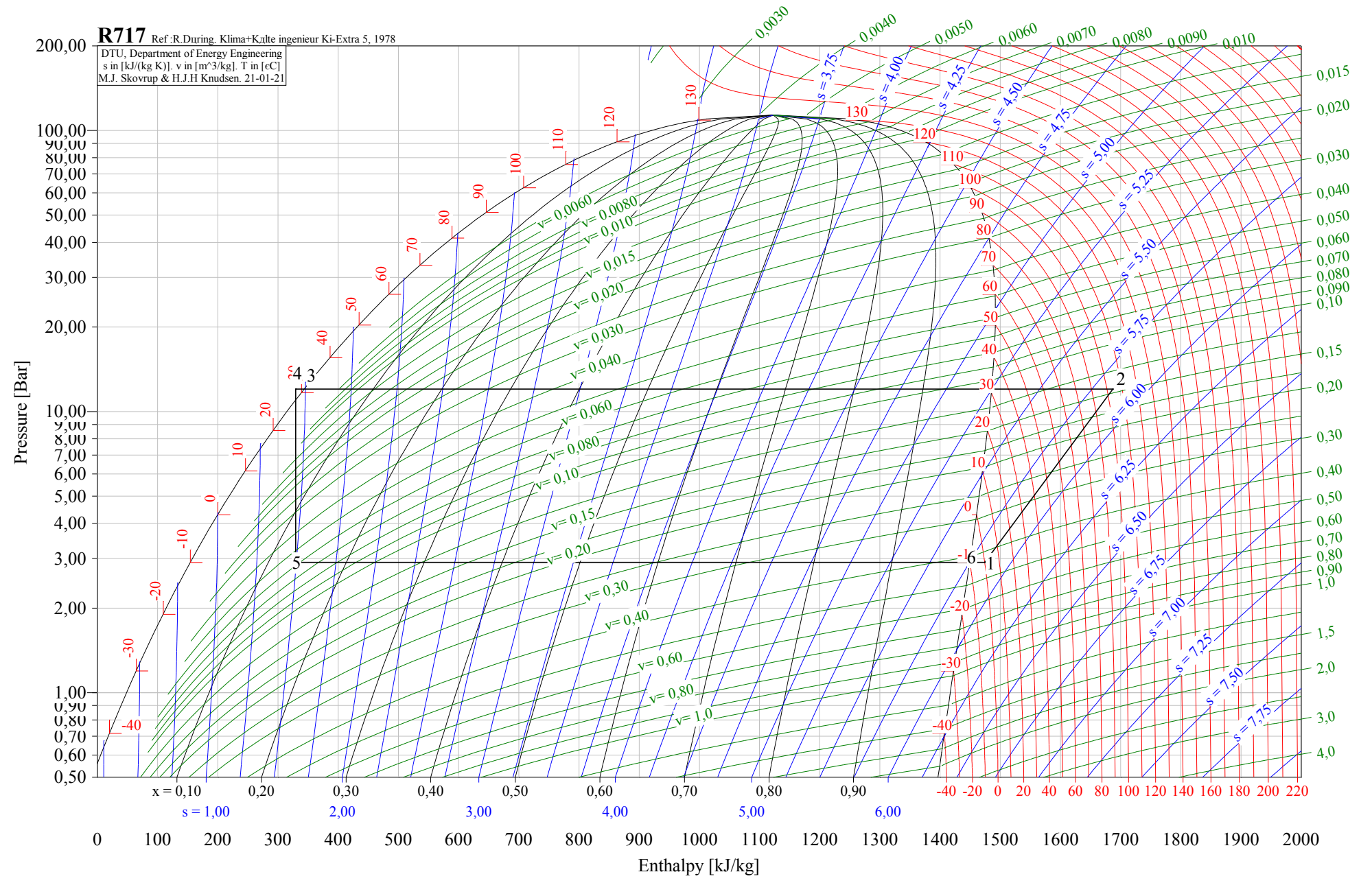
Розраховуємо питому масову продуктивність R717 за формулою 11.1 [5]:

$$q_0 := h_1 - h_5 \quad q_0 = 1143 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Знаходимо питому теоретичну (адиабатну) роботу компресора

200,00
100,00
90,00
80,00
70,00
60,00
50,00
40,00
30,00
20,00
10,00
9,00
8,00
7,00
6,00
5,00
4,00
3,00
2,00
1,00
0,90
0,80
0,70
0,60
0,50

R717 Ref: R.During, Klima+Kälte ingenieur Ki-Extra 5, 1978
DTU, Department of Energy Engineering
s in [kJ/(kg K)], v in [m³/kg], T in [°C]
M.J. Skovrup & H.J.H Knudsen, 21-01-21



за формулою 11.2 [5]:

$$l_T := h_2 - h_1 \qquad l_T = 210 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Знаходимо питоме теплове навантаження на конденсатор за формулою 11.3 [6]:

$$q_K := h_2 - h_4 \qquad q_K = 1353 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Необхідна теоретична холодопродуктивність компресора:

$$Q_{OT_2} = 82.4 \text{ кВт}$$

Розраховуємо необхідну масову витрату холодоагента за формулою 11.4 [5]:

$$G_T := \frac{Q_{OT_2}}{q_0} \qquad G_T = 0.1 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Знаходимо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресора за формулою 11.5 [5]:

Розраховуємо коефіцієнт, що виражає втрати об'єму від мертвого простору.

$$\text{Депресія на стороні всмоктування: } \Delta p_{BC} := 0.05 \cdot P_0 \qquad \Delta p_{BC} = 15 \text{ кПа}$$

$$\text{Депресія на стороні нагнітання: } \Delta p_K := 0.07 \cdot P_K \qquad \Delta p_K = 83 \text{ кПа}$$

$$\lambda_c := \frac{P_0 - \Delta p_{BC}}{P_0} - c_K \cdot \left[\left(\frac{P_K + \Delta p_K}{P_0} \right)^{\frac{1}{m_{ад}}} - \frac{P_0 - \Delta p_{BC}}{P_0} \right] \qquad \lambda_c = 0.899$$

Розраховуємо коефіцієнт, що виражає теплові втрати об'єму в КМ:

$$\lambda_{\omega} := \frac{t_{0_вод} + 273 \cdot ^\circ\text{C}}{t_K + 273 \cdot ^\circ\text{C}} \qquad \lambda_{\omega} = 0.888$$

Розраховуємо коефіцієнт подачі компресора:

$$\lambda := \lambda_c \cdot \lambda_{\omega} \qquad \lambda = 0.798$$

Знаходимо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресора за формулою 11.5 [5]:

$$V_T := \frac{G_T \cdot v_1}{\lambda} \qquad V_T = 143.112 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} \qquad V_T = 0.04 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

До встановлення приймаємо два компресорних агрегат RC310 (один резервний). Характеристики агрегату наведено вище.

Розраховуємо теоретичну (адіабатна) потужність компресорів:

$$N_T := G_T \cdot l_T \qquad N_T = 15.1 \text{ кВт}$$

Розраховуємо індикаторну, ефективну та електричну потужність компресорів за формулами:

$$\begin{array}{lll} \eta_i := 0.75 & \eta_{\text{мех}} := 0.9 & \eta_{\text{ел}} := 0.95 \\ N_i := \frac{N_T}{\eta_i} & N_e := \frac{N_i}{\eta_{\text{мех}}} & N_{\text{ел}} := \frac{N_e}{\eta_{\text{ел}}} \\ N_i = 20.2 \text{ кВт} & N_e = 22.4 \text{ кВт} & N_{\text{ел}} = 23.6 \text{ кВт} \end{array}$$

Номинальна потужність електродвигуна, що входить в комплект агрегату $N_{\text{ДВ}} := 25 \cdot \text{кВт}$, агрегат підібраний з достатнім запасом.

Розраховуємо теплове навантаження на конденсатор в теоретичному циклі за формулою:

$$Q_{\text{к}_10} := G_T \cdot (h_2 - h_4) \quad Q_{\text{к}_10} = 98 \text{ кВт}$$

Розраховуємо дійсне навантаження на конденсатор для **схеми 2** за формулою:

$$Q_{\text{кд}_10} := Q_{\text{к}_10} + N_i \quad Q_{\text{кд}_10} = 117.794 \text{ кВт}$$

2.9.3. Розрахунок і вибір конденсатора холодильної установки

Розраховуємо середню логарифмічну різницю температур між холодильним агентом, що конденсується і охолодним середовищем за формулою 11.34 [6]:

$$\theta_{\text{ср}} := \frac{t_{\omega 2} - t_{\omega 1}}{2.3 \cdot \log \left(\frac{t_{\text{к}} - t_{\omega 1}}{t_{\text{к}} - t_{\omega 2}} \right)} \quad \theta_{\text{ср}} = 3.7^\circ \text{C}$$

Знаходимо загальне теплове навантаження конденсатора:
для **схеми 1**:

$$Q_{\text{к}_1} := Q_{\text{кд}_\text{вод}_1} + Q_{\text{кд}_\text{гл}_1} \quad Q_{\text{к}_1} = 430.4 \text{ кВт}$$

для **схеми 2**:

$$Q_{\text{к}_2} := Q_{\text{кд}_\text{вод}_2} + Q_{\text{кд}_10} \quad Q_{\text{к}_2} = 811.2 \text{ кВт}$$

Знаходимо розрахункову площу теплопередаючої поверхні конденсатора для аналізованих схем за формулою 11.26 [5]:

$$k_{\text{к}} := 1500 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ \text{C}} \text{ - коефіцієнт теплопередачі для випарного аміачного конденсатора (з таблиці 11.5 [5]);}$$

$$F_{\text{к.р}_1} := \frac{Q_{\text{к}_1}}{k_{\text{к}} \cdot \theta_{\text{ср}}} \quad F_{\text{к.р}_1} = 76.5 \text{ м}^2$$

$$F_{к.р_2} := \frac{Q_{к_2}}{k_{к} \cdot \theta_{ср}} \qquad F_{к.р_2} = 144.3 \text{ м}^2$$

Характеристики обраного випарного аміачного конденсатора (з таблиці 30 [7]) наведено в табл. 2.19.

На основі отриманого значення $F_{к_ип}$ підбираємо $n := 2$ випарних конденсатора марки ТКВА-80, площею теплопередачі поверхні $F_{к} := 80 \cdot \text{м}^2$ для першої схеми і три для другої (один резервний).

Знаходимо витрату охолоджувальної води на конденсатор за формулою:

$$V_{\omega.к} := V_{об.в} \qquad V_{\omega.к} = 50 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} \qquad V_{\omega.к} = 13.889 \frac{\text{л}}{\text{с}}$$

Таблиця 2.19.

Марка випарного конденсатора	Розмірність	ТКВА-80
Номінальна продуктивність (+35°С/18°С)	кВт	558
Площа теплопередаючої поверхні основної секції форконденсатора	м ² м ²	80
Кількість вентиляторів	шт	2
Об'ємна витрата повітря	м ³ /с	
Потужність двигуна вентилятора	кВт	2,1
Об'ємна витрата води на орошення при тиску 0,03-0,04 МПа	м ³ /год	50,0
свіжої води при тиску 0,3 МПа	м ³ /год	1,20
Габаритні розміри		
довжина	мм	1240
ширина	мм	2900
висота	мм	3288
Вага	кг	1923

2.9.4. Розрахунок і вибір аккумулятора холоду для схеми 1

Розрахунковий запас холоду (намороженого льоду) в баку-аккумуляторі, що необхідний для зняття пікових навантажень від технологічних процесів (визначено в таблиці 2.4):

$$Q_{ак.зам} = 1442 \text{ кВт} \cdot \text{год} \qquad Q_{ак.зам} = 5191200 \text{ кДж}$$

Розрахункова площа теплопередаючої поверхні аккумулятора холоду при накопиченні на поверхні льоду на поверхні випарника (аккумулятора)

визначається за формулою 13.11 [6]:

$$\rho_{\text{л}} := 910 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad \text{- густина намороженого льоду, } \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$$c_{\text{л}} := 360 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad \text{- питома аккумуляюча здатність льоду (відповідно з літературою [6], ст.121);}$$

$$\delta_{\text{л}} := 0.055 \cdot \text{м} \quad \text{товщина намороженого льоду;}$$

$$F_{\text{ак.р}} := \frac{Q_{\text{ак.зам}}}{\delta_{\text{л}} \cdot \rho_{\text{л}} \cdot c_{\text{л}}} \quad F_{\text{ак.р}} = 288.1 \text{ м}^2$$

Вибираємо один акумулятор холоду марки АКХ-320И (розроблені ВАТ "Коростенський завод хімічного машинобудування" на базі панельного випарника типу ИП). Характеристики випарника наведена в таблиці 2.10.

Таблиця 2.20.

Марка акумулятора холоду	Розмірність	АКХ-320И
Площа теплопередаючої поверхні	м ²	320
Аккумуляюча здатність при товщині льоду 50 мм	кВт год	1800
Число мішалок	шт	2
Потужність електродвигунів мішалок	кВт	2,2
Місткість по аміаку	м ³	1,138
Віддільник рідини	-	200 ОЖ
Габаритні розміри	довжина	мм
	ширина	мм
	висота	мм
		7490
		3150
		2240



Знаходимо витрату "льодяної" води за формулою 11.36 [5]:

$$c_{\omega} := 4.19 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad \text{- питома теплоємність води;}$$

$$\rho_{\omega} := 1000 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad \text{- густина води;}$$

$$\Delta t_{\omega.\text{ак}} := 3 \cdot \text{К} \quad \text{- нагрівання "крижаної" води на виробництві (технологічні процеси).}$$

$$V_{\omega.\text{ак}} := \frac{Q_{\text{тн}}}{c_{\omega} \cdot \rho_{\omega} \cdot \Delta t_{\omega.\text{ак}}} \quad V_{\omega.\text{ак}} = 119.4 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} \quad V_{\omega.\text{ак}} = 33.2 \frac{\text{л}}{\text{с}}$$

2.9.5. Розрахунок і підбір випарників для охолодження "крижаної" води

Теплове навантаження випарника для схеми 1 та схеми 2 різне. Для схеми з акумулятором холоду (схема 1), теплове навантаження пластинчастого випарника становитиме:

$$Q_{\text{х.ст}} = 182.5 \text{ кВт}$$

Розраховуємо середню логарифмічну різницю температур між киплячим холодильним агентом та водою, що охолоджується за формулою 11.34 [6] при умові, що вода нагрівається у споживача на 7°C .

$$t_{\text{в}_1} := 5^\circ\text{C} \quad \text{температура води на вході до випарника;}$$

$$t_{\text{в}_2} := 2^\circ\text{C} \quad \text{температура води на виході з випарника;}$$

$$t_0 := -3^\circ\text{C} \quad \text{температура кипіння аміаку у випарнику.}$$

$$\theta_{\text{ср}} := \frac{t_{\text{в}_1} - t_{\text{в}_2}}{\ln\left(\frac{t_{\text{в}_1} - t_0}{t_{\text{в}_2} - t_0}\right)} \quad \theta_{\text{ср}} = 6.4^\circ\text{C}$$

Знаходимо розрахункову площу теплопередаючої поверхні пластинчастого випарника за формулою 11.26 [5]:

$$k_{\text{в}} := 1750 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \quad \text{- коефіцієнт теплопередачі для пластинчастого аміачного випарника (з таблиці 11.5 [6]);}$$

$$F_{\text{в}} := \frac{Q_{\text{х.ст}}}{k_{\text{в}} \cdot \theta_{\text{ср}}} \quad F_{\text{в}} = 16.3 \text{ м}^2$$

За отриманою величиною підбираємо випарник Alfa-Laval TL 200 KGL площею поверхні 20 м^2 . Діаметри патрубків випарника - 150 мм.

Теплове навантаження випарника для схеми 2 становить:

$$Q_{\text{тн}} = 417 \text{ кВт}$$

Скориставшись прийнятими значеннями параметрів для першої схеми, знаходимо розрахункову площу теплопередаючої поверхні пластинчастого випарника для другої схеми:

$$F_{\text{в}} := \frac{Q_{\text{тн}}}{k_{\text{в}} \cdot \theta_{\text{ср}}} \quad F_{\text{в}} = 37.3 \text{ м}^2$$

За отриманою величиною підбираємо випарник Alfa-Laval TL 500 KGL площею поверхні 50 м^2 . Діаметри патрубків випарника - 200 мм.

2.9.6. Розрахунок і підбір випарника для охолодження пропіленгліколю

Теплове навантаження випарника, який є лише у схемі 1:

$$Q_{\text{от_гл_1}} = 86.3 \text{ кВт}$$

Розраховуємо середню логарифмічну різницю температур між киплячим холодильним агентом та водою, що охолоджується за формулою 11.34 [6] при умові, що вода нагрівається у споживача на 7°C .

$$t_{\text{Г_1}} := -9^\circ\text{C} \quad \text{температура гліколю на вході до випарника;}$$

$$t_{\text{Г_2}} := -12^\circ\text{C} \quad \text{температура гліколю на виході з випарника;}$$

$$t_{\text{о}} := -15^\circ\text{C} \quad \text{температура кипіння аміаку у випарнику.}$$

$$\theta_{\text{ср}} := \frac{t_{\text{Г_1}} - t_{\text{Г_2}}}{\ln\left(\frac{t_{\text{Г_1}} - t_{\text{о}}}{t_{\text{Г_2}} - t_{\text{о}}}\right)} \quad \theta_{\text{ср}} = 4.3^\circ\text{C}$$

Знаходимо розрахункову площу теплопередаючої поверхні пластинчатого випарника за формулою 11.26 [5]:

$$k_{\text{В}} := 1750 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \quad \text{- коефіцієнт теплопередачі для пластинчатого аміачного випарника (з таблиці 11.5 [6]);}$$

$$F_{\text{В}} := \frac{Q_{\text{от_гл_1}}}{k_{\text{В}} \cdot \theta_{\text{ср}}} \quad F_{\text{В}} = 11.4 \text{ м}^2$$

За отриманою величиною підбираємо випарник Alfa-Laval TL 150 KKL площею поверхні 15 м^2 . Діаметри патрубків випарника - 100 мм.

2.9.7. Розрахунок і вибір камерного обладнання СХЕМА 1

Розрахунок і підбір повітреохолодників для камери витримки масла

$$t_{\text{кам_1}} := 5^\circ\text{C} \quad \text{температура в камері;}$$

$$\Delta t_{\text{по}} := \frac{(t_{\text{кам_1}} - t_{\text{Г_2}}) + (t_{\text{кам_1}} - t_{\text{Г_1}})}{2} \quad \text{- повний тепловий напір у повітреохолоднику;}$$

$$\Delta t_{\text{по}} = 15.5^\circ\text{C}$$

$$k_{\text{П}} := 15 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad \text{- коефіцієнт теплопередачі для повітреохолодника з оребреною зовнішньою поверхнею труб, при } t_{\text{ГЛ}} := -10^\circ\text{C}$$

Знаходимо площу поверхні повітреохолодника за формулою 11.26 [6]:

$$\Sigma Q_{\text{обл_1}} = 13074 \text{ Вт} \quad \text{- пікове теплове навантаження на повітреохолодник (табл.2.7);}$$

$$F_{\text{по}_1} := \frac{\Sigma Q_{\text{обл}_1}}{k_{\text{п}} \cdot \Delta t_{\text{по}}} \quad F_{\text{по}_1} = 56.232 \text{ м}^2$$

Вибираємо до встановлення 1 підвісний розсільний повітроохолодник фірми Alfa-Laval марки AirMax INGW502K75 площею поверхні 86,4 м². Характеристики повітроохолодників наведено в таблиці 2.21.



Загальна площа теплопередаючої поверхні повітроохолодників рівна:

$$\Sigma F_{\text{по}_1} := n \cdot F_{\text{по}} \quad \Sigma F_{\text{по}_1} = 86.4 \text{ м}^2$$

Перевіряємо чи достатня об'ємна продуктивність встановлених на повітроохолодниках вентиляторів за формулою 11.39 [6]:

$$\rho_{\text{ас}} = 1.3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad \text{- густина повітря, що виходить з повітроохолодника;}$$

$$h_{\text{ае}} = -1.2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad \text{- ентальпія повітря, що виходить з повітроохолодника;}$$

$$h_{\text{ас}} = 1.7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad \text{- ентальпія повітря, що входить до повітроохолодника;}$$

$$V_{\text{п}} := \frac{\Sigma Q_{\text{обл}_1}}{\rho_{\text{ас}} \cdot (h_{\text{ас}} - h_{\text{ае}})} \quad V_{\text{п}} = 3.572 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$V_{\text{по}} \cdot n = 3.9 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad > \quad V_{\text{п}} = 3.572 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Таблиця 2.21

Марка повітроохолодника	Розмірність	INGW502K75	INGW504K75
Поверхня теплопередачі	м ²	86,4	174,4
Об'ємна витрата повітря	м ³ /Год	14480	28940
Витрата рідини	м ³ /Год	4,30	10,18
Кількість вентиляторів	шт/мм	2*500	4*500
Крок ребер	мм	7,5	7,5
Потужність електродвигуна	Вт	1580,0	3160,0
Габаритні розміри			
довжина	мм	2160	3860
ширина	мм	820	820
висота	мм	1700	1700
Вага	кг	241	323

Розрахунок і підбір повітроохолодників для камери зберігання масла №2

Температура повітря в камері $t_{\text{к}_2} := -5 \cdot \text{°C}$

$\Delta t_{\text{по}} := 5.5 \cdot ^\circ\text{C}$ - повний тепловий напір у повітроохолоднику;

$k_{\text{п}} := 15 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ - коефіцієнт теплопередачі для повітроохолодника з оребреною зовнішньою поверхнею труб, при $t_{\text{гЛ}} := -10 \cdot ^\circ\text{C}$

Знаходимо площу поверхні повітроохолодника за формулою 11.26 [6]:
 $\Sigma Q_{\text{обл}_2} = 22960 \text{ Вт}$ - пікове теплове навантаження на повітроохолодник (табл.2.7);

$$F_{\text{по}_2} := \frac{\Sigma Q_{\text{обл}_2}}{k_{\text{п}} \cdot \Delta t_{\text{по}}} \quad F_{\text{по}_2} = 278.303 \text{ м}^2$$

Вибираємо до встановлення 2 підвісних розсільних повітроохолодники фірми Alfa-Laval марки AirMax INGW504K75 площею поверхні 174,4, м².
Характеристики повітроохолодників наведено в таблиці 2.21.



Загальна площа теплопередаючої поверхні повітроохолодника рівна:

$$\Sigma F_{\text{по}_2} := n \cdot F_{\text{по}} \quad \Sigma F_{\text{по}_2} = 348.8 \text{ м}^2$$

Перевіряємо чи достатня об'ємна продуктивність встановлених на повітроохолодниках вентиляторів за формулою 11.39 [6]:

$\rho_{\text{ас}} = 1 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ - густина повітря, що виходить з повітроохолодника;

$h_{\text{ас}} = -14.1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ - ентальпія повітря, що виходить з повітроохолодника;

$h_{\text{ес}} = -11.7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ - ентальпія повітря, що входить в повітроохолодник;

$$V_{\text{п}} := \frac{\Sigma Q_{\text{обл}_2}}{\rho_{\text{ас}} \cdot (h_{\text{ес}} - h_{\text{ас}})} \quad V_{\text{п}} = 9.763 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$V_{\text{по}} \cdot n_{\text{вен}} \cdot n = 15.6 > V_{\text{п}} = 9.763 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Розрахунок і підбір повітроохолодників для експедиції №3

Температура повітря в камері $t_{\text{к}_3} := 2 \cdot ^\circ\text{C}$

$\Delta t_{\text{по}} := 12.5 \cdot ^\circ\text{C}$ - повний тепловий напір у повітроохолоднику;

$k_{\text{п}} := 15 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ - коефіцієнт теплопередачі для повітроохолодника з оребреною зовнішньою поверхнею труб, при $t_{\text{гЛ}} := -10 \cdot ^\circ\text{C}$

Знаходимо площу поверхні повітроохолодника за формулою 11.26 [6]:
 $\Sigma Q_{\text{обл}_3} = 9690 \text{ Вт}$ - пікове теплове навантаження на повітроохолодник
 (табл.2.7);

$$F_{\text{по}_3} := \frac{\Sigma Q_{\text{обл}_3}}{k_{\text{п}} \cdot \Delta t_{\text{по}}} \quad F_{\text{по}_3} = 51.68 \text{ м}^2$$

Вибираємо до встановлення 1 підвісний розсільний повітроохолодник фірми Alfa-Laval марки AirMax INGW502K75 площею поверхні 86,4 м².
 Характеристики повітроохолодників наведено в таблиці 2.21.



Загальна площа теплопередаючої поверхні повітроохолодників рівна:

$$\Sigma F_{\text{по}_3} := n \cdot F_{\text{по}} \quad \Sigma F_{\text{по}_3} = 86.4 \text{ м}^2$$

Перевіряємо чи достатня об'ємна продуктивність встановлених на повітроохолодниках вентиляторів за формулою 11.39 [6]:

$$\rho_{\text{ас}} = 1.3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad \text{- густина повітря, що виходить з повітроохолодника;}$$

$$h_{\text{ае}} = -1.2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad \text{- ентальпія повітря, що виходить з повітроохолодника;}$$

$$h_{\text{ас}} = 1.7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad \text{- ентальпія повітря, що входить до повітроохолодника;}$$

$$V_{\text{п}} := \frac{\Sigma Q_{\text{обл}_1}}{\rho_{\text{ас}} \cdot (h_{\text{ас}} - h_{\text{ае}})} \quad V_{\text{п}} = 3.572 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$V_{\text{по}} \cdot n = 3.9 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad > \quad V_{\text{п}} = 3.572 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Розрахунок і підбір повітроохолодників для камери зберігання СОМ №4

Температура повітря в камері $t_{\text{к}_4} := 5 \cdot ^\circ\text{C}$

$$\Delta t_{\text{по}} := 15.5 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$k_{\text{п}} := 15 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad \text{- коефіцієнт теплопередачі для повітроохолодника з оребреною зовнішньою поверхнею труб, при } t_{\text{гЛ}} := -10 \cdot ^\circ\text{C}$$

Знаходимо площу поверхні повітроохолодника за формулою 11.26 [6]:
 $\Sigma Q_{\text{обл}_4} := 32.262 \cdot \text{кВт}$ - пікове теплове навантаження на повітроохолодник
 (табл.2.7);

$$F_{\text{по}_4} := \frac{\Sigma Q_{\text{обл}_4}}{k_{\text{п}} \cdot \Delta t_{\text{по}}} \quad F_{\text{по}_4} = 138.761 \text{ м}^2$$

Вибираємо до встановлення 2 підвісних розсільних повітроохолодника фірми Alfa-Laval марки AirMax INGW502K75 площею поверхні 86,4 м². Характеристики повітроохолодників наведено в таблиці 2.21.



Загальна площа теплопередаючої поверхні повітроохолодників рівна:

$$\Sigma F_{\text{по}_1} := n \cdot F_{\text{по}} \quad \Sigma F_{\text{по}_1} = 172.8 \text{ м}^2$$

Перевіряємо чи достатня об'ємна продуктивність встановлених на повітроохолодниках вентиляторів за формулою 11.39 [6]:

$$\rho_{\text{ас}} = 1.3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad \text{- густина повітря, що виходить з повітроохолодника;}$$

$$h_{\text{ае}} = -1.2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad \text{- ентальпія повітря, що виходить з повітроохолодника;}$$

$$h_{\text{ас}} = 1.7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad \text{- ентальпія повітря, що входить до повітроохолодника;}$$

$$V_{\text{п}} := \frac{\Sigma Q_{\text{обл}_1}}{\rho_{\text{ас}} \cdot (h_{\text{ас}} - h_{\text{ае}})} \quad V_{\text{п}} = 3.572 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$V_{\text{по}} \cdot n = 7.8 \frac{\text{м}^6}{\text{с}^2} \quad > \quad V_{\text{п}} = 3.572 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

СХЕМА 2

Розрахунок і підбір повітроохолодників для камери витримки масла

Температура повітря в камері $t_{\text{к}_1} := 5 \cdot ^\circ\text{C}$

Температура кипіння аміаку у повітроохолоднику $t_0 := -10 \cdot ^\circ\text{C}$

Середня різниця температур:

$$\theta_{\text{ср}} := t_{\text{к}_1} - t_0 \quad \theta_{\text{ср}} = 15 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$k_{\text{п}} := 15.2 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad \text{- коефіцієнт теплопередачі для повітроохолодника з оребреною зовнішньою поверхнею труб, при } t_0 := -10 \cdot ^\circ\text{C}$$

Знаходимо площу теплопередаючої поверхні повітроохолодника за формулою 11.26 [6]:

$$\Sigma Q_{\text{обл}_1} = 13074 \text{ Вт} \quad \text{- пікове теплове навантаження на повітроохолодник камери №1 (табл.2.12);}$$

$$F_{\text{по}_1} := \frac{\Sigma Q_{\text{обл}_1}}{k_{\text{п}} \cdot \theta_{\text{ср}}} \quad F_{\text{по}_1} = 86 \text{ м}^2$$

Вибираємо один підвісний повітроохолодника фірми "Alfa-Laval" модель Airmax INGE402C45.

Характеристики повітроохолодників фірми "Alfa-Laval" наведено в таблиці 2.22:

Таблиця 2.22.

Марка повітроохолодника	Розмірність	INGE402C45	INGE403B45
Поверхня теплопередачі	м ²	92,5	112,3
Об'ємна витрата повітря	м ³ /с	1,88	3,02
Місткість по аміаку	дм ³	11,0	12
Кількість вентиляторів	шт	2	3
Довжина струмни повітря	м	18,0	19
Потужність електродвигуна вентилятора	Вт	520,0	780
Габаритні розміри	довжина	мм	1600
	ширина	мм	630
	висота	мм	670
Вага	кг	95	120



Загальна площа теплопередаючої поверхні повітроохолодника рівна:

$$\Sigma F_{\text{по}_1} := n \cdot F_{\text{по}} \quad \Sigma F_{\text{по}_1} = 92.5 \text{ м}^2$$

Перевіряємо чи достатня об'ємна продуктивність встановлених на повітроохолодниках вентиляторів за формулою 11.39 [6]:

$$\rho_{\text{ас}} = 1.3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad \text{- густина повітря, що виходить з повітроохолодника;}$$

$$h_{\text{ас}} = 14.7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad \text{- ентальпія повітря, що виходить з повітроохолодника;}$$

$$h_{\text{ес}} = 18.4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad \text{- ентальпія повітря, що входить в повітроохолодник;}$$

$$V_{\text{п}} := \frac{\Sigma Q_{\text{обл}_1}}{\rho_{\text{ас}} \cdot (h_{\text{ес}} - h_{\text{ас}})} \quad V_{\text{п}} = 2.813 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$V_{\text{по}} \cdot n_{\text{вен}} \cdot n = 3.75 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} > V_{\text{п}} = 2.813 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Розрахунок і підбір повітроохолодників для камери зберігання масла №2

$$\text{Температура повітря в камері} \quad t_{\text{к}_2} := -5 \cdot ^\circ\text{C}$$

Температура кипіння аміаку у повітроохолоднику $t_0 := -10 \cdot ^\circ\text{C}$

Середня різниця температур:

$$\theta_{\text{ср}} := t_{\text{к}_2} - t_0 \quad \theta_{\text{ср}} = 5 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$k_{\text{п}} := 15.2 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} - \text{коефіцієнт теплопередачі для повітроохолодника з оребреною зовнішньою поверхнею труб, при } t_0 := -10 \cdot ^\circ\text{C}$$

Знаходимо площу теплопередаючої поверхні повітроохолодника за формулою 11.26 [6]:

$$\Sigma Q_{\text{обл}_2} = 22960 \text{ Вт} - \text{пікове теплове навантаження на повітроохолодник камери №2 (табл.2.12);}$$

$$F_{\text{по}_2} := \frac{\Sigma Q_{\text{обл}_2}}{k_{\text{п}} \cdot \theta_{\text{ср}}} \quad F_{\text{по}_2} = 302.1 \text{ м}^2$$

Вибираємо $n := 3$ підвісних повітроохолодника фірми "Alfa-Laval" модель Airmax INGE403B45. Характеристики повітроохолодників наведено в таблиці 2.22.



Загальна площа теплопередаючої поверхні повітроохолодника рівна:

$$\Sigma F_{\text{по}_2} := n \cdot F_{\text{по}} \quad \Sigma F_{\text{по}_2} = 336.9 \text{ м}^2$$

Перевіряємо чи достатня об'ємна продуктивність встановлених на повітроохолодниках вентиляторів за формулою 11.39 [6]:

$$\rho_{\text{ас}} = 1.2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} - \text{густина повітря, що виходить з повітроохолодника;}$$

$$h_{\text{ас}} = -1.2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} - \text{ентальпія повітря, що виходить з повітроохолодника;}$$

$$h_{\text{ес}} = 1.7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} - \text{ентальпія повітря, що входить в повітроохолодник;}$$

$$V_{\text{п}} := \frac{\Sigma Q_{\text{обл}_2}}{\rho_{\text{ас}} \cdot (h_{\text{ес}} - h_{\text{ас}})} \quad V_{\text{п}} = 6.365 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$V_{\text{по}} \cdot n_{\text{вен}} \cdot n = 11.3 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} > V_{\text{п}} = 6.365 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Розрахунок і підбір повітроохолодників для експедиції №3

Температура повітря в камері $t_{\text{к}_3} := 2 \cdot ^\circ\text{C}$

Температура кипіння аміаку у повітроохолоднику $t_0 := -10 \cdot ^\circ\text{C}$

Середня різниця температур:

$$\theta_{\text{cp}} := t_{\text{к}_3} - t_0$$

$$\theta_{\text{cp}} = 12^\circ\text{C}$$

$$k_{\text{п}} := 15.2 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} - \text{коефіцієнт теплопередачі для повітроохолодника з оребреною зовнішньою поверхнею труб, при } t_0 := -10^\circ\text{C}$$

Знаходимо площу теплопередаючої поверхні повітроохолодника за формулою 11.26 [6]:

$$\Sigma Q_{\text{обл}_3} = 9690 \text{ Вт} - \text{пікове теплове навантаження на повітроохолодник камери №3 (табл.2.12);}$$

$$F_{\text{по}_3} := \frac{\Sigma Q_{\text{обл}_3}}{k_{\text{п}} \cdot \theta_{\text{cp}}} \quad F_{\text{по}_3} = 91.1 \text{ м}^2$$

Вибираємо $n := 1$ підвісний повітроохолодник фірми "Alfa-Laval" модель Airmax INGE402C45. Характеристики повітроохолодників наведено в таблиці 2.22.



Загальна площа теплопередаючої поверхні повітроохолодника рівна:

$$\Sigma F_{\text{по}_3} := n \cdot F_{\text{по}} \quad \Sigma F_{\text{по}_3} = 92.5 \text{ м}^2$$

Перевіряємо чи достатня об'ємна продуктивність встановлених на повітроохолодниках вентиляторів за формулою 11.39 [6]:

$$\rho_{\text{ас}} = 1.3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} - \text{густина повітря, що виходить з повітроохолодника;}$$

$$h_{\text{ас}} = 9.6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} - \text{ентальпія повітря, що виходить з повітроохолодника;}$$

$$h_{\text{ес}} = 13 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} - \text{ентальпія повітря, що входить в повітроохолодник;}$$

$$V_{\text{п}} := \frac{\Sigma Q_{\text{обл}_3}}{\rho_{\text{ас}} \cdot (h_{\text{ес}} - h_{\text{ас}})} \quad V_{\text{п}} = 2.267 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$V_{\text{по}} \cdot n_{\text{вен}} \cdot n = 3.8 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} > V_{\text{п}} = 2.267 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Розрахунок і підбір повітроохолодників для камери зберігання СОМ №4

$$\text{Температура повітря в камері } t_{\text{к}_4} := 5^\circ\text{C}$$

$$\text{Температура кипіння аміаку у повітроохолоднику } t_0 := -10^\circ\text{C}$$

Середня різниця температур:

$$\theta_{\text{cp}} := t_{\text{к}_4} - t_0$$

$$\theta_{\text{cp}} = 15^\circ\text{C}$$

$$k_{\Pi} := 15.2 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \text{ - коефіцієнт теплопередачі для повітроохолодника з ребреною зовнішньою поверхнею труб, при } t_0 := -10 \cdot ^\circ\text{C}$$

Знаходимо площу теплопередаючої поверхні повітроохолодника за формулою 11.26 [6]:

$$\Sigma Q_{\text{обл}_4} = 32262 \text{ Вт} \text{ - пікове теплове навантаження на повітроохолодник камери №3 (табл.2.12);}$$

$$F_{\text{по}_4} := \frac{\Sigma Q_{\text{обл}_4}}{k_{\Pi} \cdot \theta_{\text{ср}}} \quad F_{\text{по}_4} = 212.3 \text{ м}^2$$

Вибираємо $n := 2$ підвісних повітроохолодники фірми "Alfa-Laval" модель Airmax INGE403B45. Характеристики повітроохолодників наведено в таблиці 2.22.



Загальна площа теплопередаючої поверхні повітроохолодника рівна:

$$\Sigma F_{\text{по}_4} := n \cdot F_{\text{по}} \quad \Sigma F_{\text{по}_4} = 224.6 \text{ м}^2$$

Перевіряємо чи достатня об'ємна продуктивність встановлених на повітроохолодниках вентиляторів за формулою 11.39 [6]:

$$\rho_{\text{ас}} = 1.3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \text{ - густина повітря, що виходить з повітроохолодника;}$$

$$h_{\text{ас}} = 14.7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \text{ - ентальпія повітря, що виходить з повітроохолодника;}$$

$$h_{\text{ес}} = 18.4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \text{ - ентальпія повітря, що входить в повітроохолодник;}$$

$$V_{\Pi} := \frac{\Sigma Q_{\text{обл}_4}}{\rho_{\text{ас}} \cdot (h_{\text{ес}} - h_{\text{ас}})} \quad V_{\Pi} = 6.941 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$V_{\text{по}} \cdot n_{\text{вен}} \cdot n = 7.5 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} > V_{\Pi} = 6.941 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

2.9.8. Визначення діаметрів трубопроводів та гідравлічних втрат

Діаметри трубопроводів, м, розраховуємо за формулою 16.3 [6]:

$$d := \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\pi \cdot \omega}}$$

де V - об'ємна витрата середовища, м³/с; ω - обрнаназгідно рекомендацій швидкість середовища, м/с.

Розрахунок аміачних трубопроводів

$\omega_{\text{BC}} := 10 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ - швидкість парів аміаку на стороні всмоктування (табл.16.3 [6]);

$\omega_{\text{Н}} := 12 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ - швидкість парів аміаку на стороні нагнітання (табл.16.3 [6]);

СХЕМА 1

Діаметр всмоктувального трубопроводу компресорів одноступеневої холодильної машини, яка охолоджує воду розраховується за формулою:

$$d_{\text{вс.вод}} := \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{Т_ВОД}_1}}{\pi \cdot \omega_{\text{BC}}}} \quad d_{\text{вс.вод}} = 102.5 \text{ мм}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу Ду=100 мм, зовнішній діаметр $d_3=108$ мм, внутрішній діаметр $d_в=100$ мм (таблиця 16.4 [6]).

Діаметр нагнітального трубопроводу компресорів:

$$d_{\text{Н.вод}} := \sqrt{\frac{4 \cdot v_2 \cdot V_{\text{Т_ВОД}_1}}{\pi \cdot \omega_{\text{Н}} \cdot v_1}} \quad d_{\text{Н.вод}} = 60 \text{ мм}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу Ду=70 мм, зовнішній діаметр $d_3=76$ мм, внутрішній діаметр $d_в=69$ мм.

Діаметр всмоктувального трубопроводу компресорів одноступеневої холодильної машини, яка охолоджує гліколь:

$$d_{\text{вс.гл}} := \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{Т_ГЛ}_1}}{\pi \cdot \omega_{\text{BC}}}} \quad d_{\text{вс.гл}} = 77.3 \text{ мм}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу Ду=100 мм, зовнішній діаметр $d_3=108$ мм, внутрішній діаметр $d_в=100$ мм.

Діаметр нагнітального трубопроводу компресорів одноступеневої холодильної машини, яка охолоджує гліколь:

$$d_{\text{Н.гл}} := \sqrt{\frac{4 \cdot v_2 \cdot V_{\text{Т_ГЛ}_1}}{\pi \cdot \omega_{\text{Н}} \cdot v_1}} \quad d_{\text{Н.гл}} = 39.1 \text{ мм}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу Ду=50 мм, зовнішній діаметр $d_3=57$ мм,

внутрішній діаметр $d_v=50$ мм.

Діаметр нагнітального трубопроводу (колектора) на конденсатори

$$d_{н.к} := \sqrt{\frac{4 \cdot \left[\frac{(v_2 \cdot V_{Т_ВОД_1})}{v_1} + \frac{(v_2 \cdot V_{Т_ГЛ_1})}{v_1} \right]}{\pi \cdot \omega_H}} \quad d_{н.к} = 64.9 \text{ мм}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу $D_u=70$ мм, зовнішній діаметр $d_z=76$ мм, внутрішній діаметр $d_v=69$ мм.

Зливний трубопровід від конденсатора до лінійного ресивера:

$$\omega_{зл} := 0.5 \cdot \frac{м}{с} \quad \text{- швидкість рідкого аміаку після конденсатора із таблиці 16.3 [5];}$$

$$\rho_p := 590.67 \cdot \frac{кг}{м^3} \quad \text{- густина рідкого аміаку;}$$

$$d_{вн.зл} := \sqrt{\frac{(G_{Т_ВОД_1} + G_{Т_ГЛ_1})}{\rho_p \cdot \pi \cdot \omega_{зл}}} \quad d_{вн.зл} = 17.1 \text{ мм}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу $D_u=25$ мм, зовнішній діаметр $d_z=32$ мм, внутрішній діаметр $d_v=27,5$ мм.

СХЕМА 2

Діаметр всмоктувального трубопроводу компресорів одноступеневої холодильної машини, яка охолоджує воду розраховується за формулою:

$$d_{вс.вод} := \sqrt{\frac{4 \cdot V_{Т_ВОД_2}}{\pi \cdot \omega_{вс}}} \quad d_{вс.вод} = 155 \text{ мм}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу $D_u=150$ мм, зовнішній діаметр $d_z=159$ мм, внутрішній діаметр $d_v=150$ мм.

Діаметр нагнітального трубопроводу компресорів:

$$d_{н.вод} := \sqrt{\frac{4 \cdot v_2 \cdot V_{Т_ВОД_2}}{\pi \cdot \omega_H \cdot v_1}} \quad d_{н.вод} = 90.8 \text{ мм}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу $D_u=100$ мм, зовнішній діаметр $d_z=109$ мм, внутрішній діаметр $d_v=100$ мм.

Діаметр всмоктувального трубопроводу компресорів одноступеневої холодильної машини, яка охолоджує камери:

$$d_{вс.гл} := \sqrt{\frac{4 \cdot V_T}{\pi \cdot \omega_{вс}}} \quad d_{вс.гл} = 71.1 \text{ мм}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу $D_u=100$ мм, зовнішній діаметр $d_z=108$ мм, внутрішній діаметр $d_v=100$ мм.

Діаметр нагнітального трубопроводу компресорів одноступеневої холодильної машини, яка охолоджує камери:

$$d_{\text{Н.ГЛ}} := \sqrt{\frac{4 \cdot v_2 \cdot V_T}{\pi \cdot \omega_{\text{Н}} \cdot v_1}} \quad d_{\text{Н.ГЛ}} = 35.9 \text{ мм}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу Ду=50 мм, зовнішній діаметр dз=57 мм, внутрішній діаметр dв=50 мм.

Діаметр нагнітального трубопроводу (колектора) на конденсатори

$$d_{\text{Н.К}} := \sqrt{\frac{4 \cdot \left[\frac{(v_2 \cdot V_{\text{T}_\text{ВОД}_2})}{v_1} + \frac{(v_2 \cdot V_T)}{v_1} \right]}{\pi \cdot \omega_{\text{Н}}}} \quad d_{\text{Н.К}} = 86.1 \text{ мм}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу Ду=100 мм, зовнішній діаметр dз=109 мм, внутрішній діаметр dв=100 мм.

Зливний трубопровід від конденсатора до лінійного ресивера:

$$\omega_{\text{ЗЛ}} := 0.5 \cdot \frac{\text{М}}{\text{с}} \quad \text{- швидкість рідкого аміаку після конденсатора із таблиці 16.3 [5];}$$

$$\rho_{\text{р}} := 590.67 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad \text{- густина рідкого аміаку;}$$

$$d_{\text{ВН.ЗЛ}} := \sqrt{\frac{(G_{\text{T}_\text{ВОД}_2} + G_T)}{\rho_{\text{р}} \cdot \pi \cdot \omega_{\text{ЗЛ}}}} \quad d_{\text{ВН.ЗЛ}} = 23.7 \text{ мм}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу Ду=25 мм, зовнішній діаметр dз=32 мм, внутрішній діаметр dв=27,5 мм.

Розрахунок рідинних трубопроводів

Діаметр трубопроводів визначаємо за формулою 16.3 [6]:

$$d := \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\pi \cdot \omega}}$$

де: $\omega_{\text{ВС}} := 0.8 \dots 1.0 \frac{\text{М}}{\text{с}}$ - швидкість води на стороні всмоктування із таблиці 16.1 [6];

$\omega_{\text{Н}} := 1 \dots 1.3 \frac{\text{М}}{\text{с}}$ - швидкість води на стороні нагнітання із таблиці 16.1 [6];

V - об'ємна витрата води, м³/с.

Втрати тиску на тертя по довжині трубопровода розраховуємо за формулою 16.4[6]:

$$\Delta P := \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}$$

де: l - довжина трубопроводу, м;

ρ - густина води, кг/м³;

ω - швидкість води у трубопроводі, м/с;

d - діаметр трубопровода;

λ - коефіцієнт тертя.

Коефіцієнт тертя визначаємо залежно від значення критеріального числа Рейнольдса за формулою 16.6 [6] або 16.7.[6]:

для ламінарного режиму течії $Re < 2300$

$$\lambda_{\text{л}} := \frac{64}{Re}$$

для перехідного режиму течії $Re > 2300$

$$\lambda_{\text{п}} := 0.11 \cdot \left(\frac{k}{d} + \frac{64}{Re} \right)^{0.25}$$

$k := 0.2\text{мм}$ - шорсткість труб (для сталевих труб с.152 [6]).

Числа Рейнольдса для водяних трубопроводів розраховуємо за формулою 16.5 [6]:

$$Re := \frac{\omega \cdot d}{\nu}$$

де: ν - кінематична в'язкість води, м²/с.

Параметри води вибираємо з таблиць теплофізичних властивостей.

Втрати тиску на місцевих опорах визначаємо за формулою 16.7 [6]:

$$Z := \sum \xi_{\text{м}} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}$$

$\sum \xi_{\text{м}}$ - сума коефіцієнтів місцевого опору на трубопроводі (повороти, вентилі тощо) визначаємо за довідниковими даними.

Сумарні втрати тиску у всмоктувальних та нагнітальних трубопроводах визначаємо за формулою 16.9 [6]:

$$\Delta P := \Delta P_{\text{вс}} + Z_{\text{вс}} + (\Delta P_{\text{н}} + Z_{\text{н}})$$

Результати розрахунку зводимо до таблиці 2.23. за даними якої підбираємо насоси для системи оборотного водопостачання та подавання "льодяної" води на виробництво (таблиця 2.24).

Таблиця 2.23. Результати розрахунку трубопроводів

Схема 1												
Назва трубопровода	Теплове навантаження, кВт	Швидкість прийнята, м/с	Витрата, кг/с	Густина, кг/м ³	В'язкість, м ² /с 10 ⁶	Re	Об'ємна витрата, м ³ /с	Розрахунковий діаметр, м	Довжина, м	Сумарний місцевий опір	Втрати тиску, Па	Рекомендований діаметр, мм
Рідинні трубопроводи												
Крижана вода на виробництво	417	1,3	24,9	996,0	1,53	127451	0,0250	0,156	80,0	110,0	145640,1	150,0
Пропілен гліколь на камери	86,3	1,3	5,1	1100,0	1,53	212418	0,0047	0,068	80,0	126,0	242689,1	70,0
Схема 2												
Назва трубопровода	Теплове навантаження, кВт	Швидкість прийнята, м/с	Витрата, кг/с	Густина, кг/м ³	В'язкість, м ² /с 10 ⁶	Re	Об'ємна витрата, м ³ /с	Розрахунковий діаметр, м	Довжина, м	Сумарний місцевий опір	Втрати тиску, Па	Рекомендований діаметр, мм
Рідинні трубопроводи												
Крижана вода на виробництво	417	1,3	24,9	996,0	1,53	127451	0,0250	0,157	80,0	110,0	145640,1	150,0
Рідкий аміак з ЦР на прилади охолодження	503,3	1,0	1,15	681,0	0,31	483871	0,0017	0,046	10,0	20,0	14859,8	50,0
Рідкий аміак з ЦР на камери	86,3	1,0	0,188	681,0	0,31	102696	0,0003	0,019	120,0	89,0	273517,6	25,0

Таблиця 2.24.

Назва трубопровода	Витрата, кг/с	Об'ємна витрата, м ³ /год	Необхідний напір, кПа	Тип насосу	Подача насоса, м ³ /год	Напір, кПа	Потужність ел.двигуна, кВт	Маса, кг	Кількість
Крижана вода на виробництво	24,9	90,0	145,6	4К-12а	110	206	10	110	1+1
Пропілен гліколь на виробництво і камери (схема 1)	5,1	16,7	227,0	2К-20/30	30	240	4	31	1+1
Аміак на прилади охолодження (схема 2)	1,150	6,08	14,9	WITT GP51	2,5...15	120...360	4,5	87	1+1

2.9.9. Розрахунок та підбір допоміжного обладнання

Розрахунок і вибір лінійного ресивера

Потрібний об'єм лінійного ресивера при умові його заповнення при експлуатації на 50% і не більше 80%, для систем з нижньою подачею холодоагенту визначаємо по формулі V-39 [6]:

- 0.6 - коефіцієнт, що враховує заповнення системи з нижньою подачею;
- 1.2 - коефіцієнт запасу лінійного ресивера;

$$V_{л.р} := \frac{0.6 \cdot \Sigma V_{\text{вип}}}{0.5} \cdot 1.2$$

де $\Sigma V_{\text{ак}}$ - місткість охолодної системи по аміаку.

Схема 1

Система складається з пластинчастих випарників, акумулятора холоду та системи трубопроводів.

Місткість пластинчастих випарників становить 0,1 м³, акумулятора холоду 1,13 м³. Місткість трубопроводів приймаємо 0,1 м³.

Отже загальна місткість системи:

$$\Sigma V_{\text{вип}} := 1.33 \cdot \text{м}^3,$$

а лінійного ресивера $V_{л.р} = 1.9 \text{м}^3$

Вибираємо два горизонтальних ресивери марки 1,5 РВ (по одному на конденсатор), характеристики даного ресивера (з таблиці 14.12. [6] наведено в таблиці 2.25.

Таблиця 2.25.

Марка лінійного ресивера	Розмірність	0,4 РВ	1,5 РВ
Місткість	м ³	0,40	1,5
Габаритні розміри			
діаметр корпусу	мм	426	800
товщина корпусу	мм	10	8
довжина	мм	3620	3790
Вага	кг	410	700

Схема 2

Система складається з пластинчастих випарників, повітроохолодників та системи трубопроводів.

Місткість пластинчастих випарників становить 100 л, місткість повітроохолодників наведена в таблиці 2.15 (два 402 по 11 л, п'ять 403 по 12 л). Місткість трубопроводів приймаємо 0,1 м³.

Отже загальна місткість системи:

$$\Sigma V_{\text{вип}} := 0.18 \cdot \text{м}^3,$$

а лінійного ресивера $V_{\text{л.р}} = 0.3 \cdot \text{м}^3$

Вибираємо три горизонтальних ресивери марки 0,4 РВ (по одному на конденсатор), характеристики даного ресивера.

Розрахунок і вибір дренажного ресивера

Вибираємо дренажний ресивер такої місткості, щоб при умові заповнення не більше чим на 80% він вмістив рідкий аміак із приладів охолодження випарної системи (аккумуляторів холоду).

Розраховуємо дренажний ресивер по формулі V-40 [6]:

1.2 - коефіцієнт запаса місткості дренажного ресивера;

$$V_{\text{д.р}} := \frac{\Sigma V_{\text{вип}}}{0.8} \cdot 1.2$$

Схема 1

$$V_{\text{д.р}} := 2 \cdot \text{м}^3$$

Вибираємо горизонтальний ресивер марки 2,5 РД, характеристики даного ресивера (з таблиці 14.12. [6] наведено в таблиці 2.26.

Схема 2

$$V_{д.р} := 0.5 \cdot m^3$$

Вибираємо горизонтальний ресивер марки 2,5 РД, характеристики даного ресивера (з таблиці 14.12. [6] наведено в таблиці 2.26.

Таблиця 2.26.

Марка лінійного ресивера	Розмірність	2,5РД	0,4 РД
Місткість	м ³	2,50	0,45
Габаритні розміри	діаметр корпусу	800	426
	товщина корпусу	8	10
	довжина	5730	3620
Вага	кг	1030	420

Розрахунок і вибір циркуляційного ресивера для схеми 2

Потрібний об'єм циркуляційного ресивера на температуру кипіння $t_0 := -10 \cdot ^\circ\text{C}$ при умові його заповнення при експлуатації на 30% від об'єма, для систем з нижньою подачею холодильного агента визначаємо по формулі V-35 [2]:

0.5 - коефіцієнт, що враховує заповнення системи з нижньою подачею;

1.2 - коефіцієнт запаса;

$$V_{ц.р} := \frac{0.5 \cdot V_{\text{вип}}}{0.3} \cdot 1.2 \qquad V_{ц.р} = 0.4 \text{ м}^3$$

Вибираємо горизонтальний циркуляційних ресивера марки 0,4 РД.

Вибір віддільників рідини

Віддільник рідини підбираємо по діаметру всмоктувального колектора компресорів: для охолодження льодяної води - 200 мм, для охолодження гліколю - 100 мм. Вибираємо віддільники рідини 100 ОЖ та 200 ОЖ. Технічна характеристика віддільників наведена у табл.2.27:

Таблиця 2.27.

Марка віддільника рідини	Розмірність	100 ОЖ	200 ОЖ
Діаметр під'єднувального патрубку	мм	100	200
Габаритні розміри	діаметр	600	1000
	товщина стінки	8	10
	висота	2320	2815
Вага	кг	442	946

Вибір масловіддільників

Масловіддільники призначені для відділення мастила, яке виноситься з компресорів разом з парами холодильного агента. Масловіддільники підбирають по діаметру нагнітального патрубку компресора. Всі компресорні агрегати мають

штатні масловіддільники.

Оскільки в будь-якому масловіддільнику мастило вловлюється не повністю, то потрібно ставити дублюючі масловіддільники - перед конденсаторною групою. Ці масловіддільники підбирають по умовному діаметру загального нагнітаючого трубопроводу (нагнітального колектора) - 70 мм, підбираємо 2 паралельно під'єднаних інерційних масловіддільника марки 80 ОММ.

Характеристики масловіддільників наведено в табл. 2.28:

Таблиця 2.28.

Марка масловіддільника	Розмірність	80 ОММ	
Місткість	м ³	0,078	
Діаметр підєднувального патрубка	мм	80	
Габаритні розміри	діаметр	мм	325
	товщина стінки	мм	8
	висота	мм	1765
Вага	кг	75	

Вибір маслозбірника

Маслозбірник призначений для зменшення небезпеки при випуску та заправленні системи мастилом.

Вибираємо маслозбірник марки 300СМ.

Характеристики маслозбірника наведено в табл. 2.29:

Таблиця 2.29.

Марка маслозбірника	Розмірність	300СМ	
Місткість	л	70	
Габаритні розміри	діаметр	мм	325
	товщина стінки	мм	9
	висота	мм	1270
Вага	кг	92	

3. РОЗРАХУНОК СХЕМ ЕЛЕКТРОПОСТАЧАННЯ

3.1. Опис схеми електропостачання

Схема електропостачання складається з таких елементів:

- а) трансформаторна підстанція;
- б) розподільчий низьковольтний та високовольтний пристрої;
- в) електричні мережі холодильного господарства.

Високовольтна сторона трансформаторної підстанції (ТП) має високу та низьку сторони. На високій встановлені запобіжники, роз'єднувачі і вимірювальні трансформатор струму. Зв'язок з електричною системою здійснюється через лінію, що має запобіжники і з'єднується силовими кабелями з шафами розподільчих пристроїв (РП) з напругою 0.4 кВ. Освітлення здійснюється через трансформатори, що працюють в режимі 380/220 В. Для ремонтних робіт використовуються трансформатори, що працюють в режимі 220/12 В.

Споживачі електроенергії, які забезпечують холодильне господарство відносяться в більшості до 2-ї категорії. Щоб була забезпечена безпека, схема передбачає наявність двох трансформаторів зв'язку з енергосистемою, кожний з яких може забезпечити усе обладнання підприємства. Трансформатори встановлено в окремому приміщенні звідки відбувається електроживлення усіх споживачів.

На стороні низької напруги живлення електроустаткування резервуються шляхом встановлення перемички між двома секціями розподільчого пристрою (РП). Для комутації між двома сторонами встановлюють рубильники і автоматичний вимикач. Зіпсований трансформатор може бути відімкнений власним рубильником на стороні низької напруги. При цьому секція РП, яка живилася від нього, за допомогою міжсекційного автомата під'єднується до роботи сусідньої секції через перемичку. Розподіл електроенергії від РПТП між електроприймачами здійснюється через розподільчі пункти (РП). Для окремих приміщень та установок, таких як електроштити холодильних агрегатів, конденсаторного та машинного відділення, насосів обрано радіальні схеми електроспоживання. Для мережі освітлення обрано магістральні схеми.

У розділі розрахуни та вибір обладнання проведено лише в частині, яка відрізняє їх одна від одної.

3.2. Розрахунок цехової мережі

Технічна характеристика електроприймачів, які входять до схеми 1 холодильного господарства зведено в таблиці 3.1.1.

3.2.1. Розрахунок і вибір низьковольтного обладнання

Для схеми електроспоживання необхідно розрахувати та підібрати автоматичні вимикачі, магнітні пускачі, теплові реле. Параметри цих електричних апаратів залежать від характеристик електрообладнання холодильної схеми.

За значеннями номінального струму обирають автоматичні вимикачі: автомати - $I_{на}$, а електромагнітні розмикачі - $I_{ер}$ виходячи із таких умов:

$$I_{на} \geq I_{л} \quad U_{на} \geq U_{л} \quad I_{ер} \geq 1.25 \cdot I_{пуск}$$

Таблиця 3.1.1.

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	P _н , кВт	n, об/хв	8	cos 8
1	КМ GRASSO RC610	2	50	1 460	0,87	0,90
2	КМ GRASSO RC310	2	30	1 460	0,87	0,90
3	Конденсатори ТКВА-80	2	4,2	1 450	0,85	0,85
4	Насос "крижаної" 4К-12а	2	10,0	1 450	0,75	0,88
5	Насос гліколю 2К-20/30	2	4,0	1 450	0,80	0,88
6	Акумулятор холоду АКХ-320И	1	2,2	1 450	0,80	0,88
7	Витяжний вентилятор КМ-цеку (робочий)	2	5,5	1480	0,85	0,85
8	Витяжний вентилятор КМ-цеку (аварійний)	1	5,5	1480	0,85	0,85
9	Приточний вентилятор КМ-цеку	2	7,5	1480	0,85	0,85
10	Повітроохолодник INGW502K75	4	1,6	2 950	0,85	0,70
11	Повітроохолодник INGW504K75	2	3,2	2 950	0,85	0,70

Відповідно до контактної системи: номінальному струму $I_{н.мп}$ і розрахунковому струму I_p лінії обирають магнітні пускачі за умов:

$$I_{н.мп} \geq I_p \quad U_{мп} = U_H$$

За середнім значенням струму теплового реле з урахуванням граничного струму неспрацювання $I_{ст.т.р.}$ обирають тип теплового реле, який потрібен до встановлення в магнітному пускачу, а саме:

$$I_{ст.т.р.} \geq 1.1 \cdot I_L$$

Характеристики обраного обладнання заносимо до таблиці 3.2.1.

3.2.2. Розрахунок і вибір шаф РП. Розрахунок електричних навантажень

Розрахунки проводимо для кожного розподільчого пункту (РП) окремо. Вихідні дані для електроприймачів, що підключені до РП1 занесені у таблицю 3.3.1. Електричні навантаження знайдені за методом коефіцієнтів використання і коефіцієнтів максимуму.

Таблиця 3.3.1.

Найменування обладнання	К-ть	P _н , кВт	Кв	P _{зм} , кВт	cos8	tg8	Q _{зм} , квар
Конденсатори ТКВА-80	2	4,2	0,70	2,94	0,85	0,62	1,823
Приточний вентилятор КМ-цеку	2	7,5	0,70	5,25	0,85	0,62	3,255
Витяжний вентилятор КМ-цеку (робочий)	2	5,5	0,70	3,85	0,85	0,62	2,387
Витяжний вентилятор КМ-цеку (аварійний)	1	5,5	0,70	3,85	0,85	0,62	2,387
Сума	4	39,9		27,9			17,32

Таблиця 3.2.1

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	I _н , А	I _п , А	Автоматичний вимикач				Магнітний пускач		Теплове реле		
					1.25*I _н , А	Тип	I _н , А	I _{ср} , А	Тип	I _н , А	1.1*I _н , А	Тип	I _{уст} , А
1	КМ GRASSO RC610	2	93	605	757	A3135	200	1 400	ПМЛ-7000	200	103	РТЛ-306305	200
2	КМ GRASSO RC310	2	54	351	439	3RV1041-4MA10	100	500	ПМЛ-6210	125	59	РТЛ-2064	63...81
3	Конденсатори ТКВА-80	2	9	59	74	A3113	50	400	ПМЛ-4000	63	10	РТЛ-1022	45
4	Насос "крижаної" 4К-12а	2	22	143	179	A3162	25	150	ПМЛ-2110	25	25	РТЛ-1025	27
5	Насос гліколю 2К-20/30	2	9	59	74	A3114	15	150	ПМЛ-2110	25	10	РТЛ-1022	15
6	Акумулятор холоду АКХ-320И	1	5	33	42	A3114	15	150	ПМЛ-2110	25	6	РТЛ-1022	15
7	Витяжний вентилятор КМ-цеху (робочий)	2	11	72	90	A3114	15	150	ПМЛ-2110	25	13	РТЛ-1022	15
8	Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний)	1	11	72	90	A3114	15	150	ПМЛ-2110	25	13	РТЛ-1022	15
9	Приточний вентилятор КМ-цеху	2	15	98	123	A3114	15	150	ПМЛ-2110	25	17	РТЛ-1022	20
10	Повітроохолодник INGW502K75	4	4	26	33	A3114	15	150	ПМЛ-2110	25	5	РТЛ-1022	15
11	Повітроохолодник INGW504K75	2	8	52	65	A3114	15	150	ПМЛ-2110	25	9	РТЛ-1022	15

За максимально навантажену зміну середня активна потужність визначається за формулою:

$$P_{3M} := P_H \cdot K_B, \text{ кВт}$$

де K_B - коефіцієнт використання потужності.

За максимально навантажену зміну середня реактивна потужність визначається за формулою:

$$Q_{3M} := P_{3M} \cdot \text{tg}\phi, \text{ кВт}$$

Для n-приймачів групове значення коефіцієнта використання визначається за формулою:

$$K_{B,гр.} := \frac{\Sigma P_{3M}}{\Sigma P_H} \quad K_{B,гр.} = 0.699$$

де $K_{B,гр.}$ - граничний коефіцієнт використання потужності.

Додатковий коефіцієнт m визначаємо так:

$$m := \frac{P_{\max}}{P_{\min}} \quad m = 1.786$$

Так як коефіцієнт $m < 3$, то ефективне число споживачів $n_e = 19$

З таблиці 8.1 [9] $K_M = f(n_e, K_B)$, знаходимо $K_M := 1.13$.

Розрахункові значення активної, реактивної та повної потужності визначаємо за формулами:

$$P_p := K_M \cdot \Sigma P_{3M} \quad P_p = 31.527 \text{ кВт}$$

$$Q_p := 1.1 \cdot \Sigma Q_{3M} \quad Q_p = 30.173 \text{ квар}$$

$$S_p := \sqrt{P_p^2 + Q_p^2} \quad S_p = 43.639 \text{ кВт}\cdot\text{А}$$

Коефіцієнт потужності РП визначається за формулою:

$$\cos\phi := \frac{P_p}{S_p} \quad \cos\phi = 0.722$$

Розрахунковий максимальний струм визначається за формулою:

$$I_p := \frac{S_p}{\sqrt{3} \cdot U} \quad I_p = 62.9871$$

Короткочасний максимальний струм визначається за формулою:

$$I_{\max} := I_{п. \max} + I_p \quad I_{\max} = 160.9871$$

де $I_{п. \max} := 98 \cdot A$ - максимальне значення пускового струму одного із соживачів підключених до РП-1 (табл.3.2.1)

Приймаємо шину ШРА-73, розраховану на номінальний струм 250А.

Для РП1 вибираємо стандартну шафу ПР11А-3061(1061)-21УЗ, до якої може бути підключено 8 споживачів та розрахована на номінальний струм 250А.

Розрахунок РП2 виконуємо так само, як і попереднього. В таблиці 3.4.1 вказано вихідні дані для електроприймачів:

Таблиця 3.4.1.

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	P_H , кВт	K_u	P_{3M} , кВт	$\cos\Pi$	$\operatorname{tg}\Pi$	Q_{3M} , квар
1	Насос "крижаної" 4К-12а	2	10,0	0,70	7,00	0,88	0,54	3,780
2	Насос гліколю 2К-20/30	2	4,0	0,70	2,80	0,88	0,54	1,512
	Сума	4	28,0		19,6			10,58

За максимально навантажену зміну середня активна потужність визначається за формулою:

$$P_{3M} := P_H \cdot K_B, \text{ кВт}$$

де K_B - коефіцієнт використання потужності.

За максимально навантажену зміну середня реактивна потужність визначається за формулою:

$$Q_{3M} := P_{3M} \cdot \operatorname{tg}\phi, \text{ кВт}$$

Для n-приймачів групове значення коефіцієнта використання визначається за формулою:

$$K_{B,гр.} := \frac{\Sigma P_{3M}}{\Sigma P_H} \quad K_{B,гр.} = 0.7$$

де $K_{B,гр.}$ - граничний коефіцієнт використання потужності.

Додатковий коефіцієнт m визначаємо так:

$$m := \frac{P_{\max}}{P_{\min}} \quad m = 2.5$$

Так як коефіцієнт $m < 3$, то ефективне число споживачів $n_e = 14$

З таблиці 8.1 [9] $K_M = f(n_e, K_B)$, знаходимо $K_M := 1.13$.

Розрахункові значення активної, реактивної та повної потужності визначаємо за формулами:

$$P_p := K_M \cdot \Sigma P_{3M} \quad P_p = 22.148 \text{ кВт}$$

$$Q_p := 1.1 \cdot \Sigma Q_{3M} \quad Q_p = 11.638 \text{ квар}$$

$$S_p := \sqrt{P_p^2 + Q_p^2} \quad S_p = 25.02 \text{ кВ} \cdot \text{А}$$

Коефіцієнт потужності РП визначається за формулою:

$$\cos\phi := \frac{P_p}{S_p} \qquad \cos\phi = 0.885$$

Розрахунковий максимальний струм визначається за формулою:

$$I_p := \frac{S_p}{\sqrt{3} \cdot U} \qquad I_p = 36.113 \text{ I}$$

Короткочасний максимальний струм визначається за формулою:

$$I_{\max} := I_{\text{п.маx}} + I_p \qquad I_{\max} = 134.113 \text{ I}$$

Електроприймачі, що підключені до РП2 наведено в таблиці 3.4.1.

де $I_{\text{п.маx}} := 98 \cdot A$ максимальне значення пускового струму одного із споживачів підключених до РП-2 (табл.3.2.1)

Приймаємо шину ШРА-73, розраховану на номінальний струм 250А.

Для РП2 вибираємо стандартну шафу ПР11А-3061(1061)-21УЗ, до якої може бути підключено 8 споживачів та розрахована на номінальний струм 250А.

Розрахунок РП3 виконуємо так само, як і попереднього. В таблиці 3.5.1 вказано вихідні дані для електроприймачів:

Таблиця 3.5.1.

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	P_H , кВт	K_u	$P_{зм}$, кВт	$\cos\phi$	$tg\phi$	$Q_{зм}$, квар
1	Повітроохолодник INGW502K75	4	1,6	0,70	1,11	0,70	1,02	1,128
2	Повітроохолодник INGW504K75	2	3,2	0,70	2,21	0,70	1,02	2,256
	Сума	6	12,6		8,8			9,02

За максимально навантажену зміну середня активна потужність визначається за формулою:

$$P_{зм} := P_H \cdot K_B, \text{ кВт}$$

де K_B - коефіцієнт використання потужності.

За максимально навантажену зміну середня реактивна потужність визначається за формулою:

$$Q_{зм} := P_{зм} \cdot tg\phi, \text{ кВт}$$

Для n-приймачів групове значення коефіцієнта використання визначається за формулою:

$$K_{в.гр.} := \frac{\sum P_{зм}}{\sum P_H} \qquad K_{в.гр.} = 0.698$$

де $K_{в.гр.}$ - граничний коефіцієнт використання потужності.

Додатковий коефіцієнт m визначаємо так:

$$m := \frac{P_{\max}}{P_{\min}} \quad m = 2$$

Так як коефіцієнт $m < 3$, то ефективне число споживачів $n_e = 15.75$

З таблиці 8.1 [9] $K_M = f(n_e, K_{в.гр.})$, знаходимо $K_M := 1.13$.

Розрахункові значення активної, реактивної та повної потужності визначаємо за формулами:

$$P_p := K_M \cdot \Sigma P_{3M} \quad P_p = 9.944 \text{ кВт}$$

$$Q_p := 1.1 \cdot \Sigma Q_{3M} \quad Q_p = 9.9 \text{ квар}$$

$$S_p := \sqrt{P_p^2 + Q_p^2} \quad S_p = 14.032 \text{ кВ} \cdot \text{А}$$

Коефіцієнт потужності РП визначається за формулою:

$$\cos\phi := \frac{P_p}{S_p} \quad \cos\phi = 0.709$$

Розрахунковий максимальний струм визначається за формулою:

$$I_p := \frac{S_p}{\sqrt{3} \cdot U} \quad I_p = 20.253 \text{ А}$$

Короткочасний максимальний струм визначається за формулою:

$$I_{\max} := I_{п.маx} + I_p \quad I_{\max} = 72.253 \text{ А}$$

де $I_{п.маx} := 98 \cdot \text{А}$ - максимальне значення пускового струму одного із соживачів підключених до РП-3 (табл.3.2.1)

Електроприймачі, що підключені до РП4 наведено в таблиці 3.5.1.

Приймаємо шину ШРА-73, розраховану на номінальний струм 250А.

Для РП3 вибираємо стандартну шафу ПР11А-3061(1061)-21УЗ, до якої може бути підключено 8 споживачів та розрахована на номінальний струм 250А.

3.2.3. Розрахунок і вибір РпТП

В якості РпТП обрані панелі серії ПАР з'єднаний кабелем з лінійною панеллю типу ПАР11-525412. $I_H = 1600$ А, $U = 380$ В.

Електричні навантаження на шинах РпТП холодильного господарства використовується для вибору трансформатора. Електроприймачі, що під'єднані до РпТП занесені в таблицю 3.6.1:

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	P_H , кВт	K_u	P_{3M} , кВт	$\cos\phi$	$\text{tg}\phi$	Q_{3M} , квар
1	РП 1	1	39,9	0,70	27,93	0,850	0,62	17,317
3	РП 2	1	28,0	0,70	19,60	0,864	0,58	11,368
4	РП 3	1	12,6	0,70	8,85	0,734	0,93	8,229
5	КМ GRASSO RC610	2	50	0,70	35,00	0,900	0,48	16,800
6	КМ GRASSO RC310	2	30	0,70	42,00	0,900	0,48	20,160
7	Освітлення	1	20,0	0,70	14,0	0,700	1,02	14,3
8	Освітлення аварійне	1	2,00	0,10	0,2	1,000	0,00	0,0
	Сума	9	262,5		147,58			88,153

Для n-приймачів групове значення коефіцієнта використання визначається за формулою:

$$K_{в.гр.} := \frac{\Sigma P_{3M}}{\Sigma P_H} \quad K_{в.гр.} = 0.562$$

де $K_{в.гр.}$ - граничний коефіцієнт використання потужності.

Додатковий коефіцієнт m визначаємо так:

$$m := \frac{P_{\max}}{P_{\min}} \quad m = 25$$

Так як коефіцієнт $m < 3$, то ефективне число споживачів $n_e = 262.5$

З таблиці 8.1 [9] $K_M = f(n_e, K_v)$, знаходимо $K_M := 1.13$.

Розрахункові значення активної, реактивної та повної потужності визначаємо за формулами:

$$P_p := K_M \cdot \Sigma P_{3M} \quad P_p = 166.765 \text{ кВт}$$

$$Q_p := 1.1 \cdot \Sigma Q_{3M} \quad Q_p = 96.965 \text{ квар}$$

$$S_p := \sqrt{P_p^2 + Q_p^2} \quad S_p = 192.906 \text{ кВ} \cdot \text{А}$$

Коефіцієнт потужності РП визначається за формулою:

$$\cos\phi := \frac{P_p}{S_p} \quad \cos\phi = 0.864$$

Розрахункове значення струму на стороні низької і високої

напруги визначаємо за формулами:

$$I_{pH} := \frac{S_p}{\sqrt{3} \cdot U} \quad I_{pH} = 293.091 \text{ I}$$

$$I_{pB} := \frac{S_p}{\sqrt{3} \cdot U} \quad I_{pB} = 11.137 \text{ I}$$

3.2.4. Розподіл електричної енергії в компресорному цеху

Кабелі, що з'днують електрообладнання передбачено прокладувати у спеціальних лотках та у трубах у землі. Для проекту приймаємо марку кабелю АВВГ. За розрахунковим струмом у лінії вибираємо перерізи кабелів.

Обраний переріз кабелю перевіряємо на відповідність обраним апаратам захисту.

Для автоматичного вимикача має виконуватися умова:

$$I_{\text{доп}} > 0.22 \cdot I_3$$

де $I_{\text{доп}}$ - тривало допустимі навантаження;

I_3 - струм спрацювання захисту.

За формулою перевіряємо кабелі на втрату напруги:

$$\Delta U := \frac{(105 \cdot r \cdot P_H \cdot L)}{U_H^2 \cdot S}$$

де r - питомий опір кабелю, Ом/мм²;

P_H - розрахункова активна потужність прийомника, кВт;

S - переріз кабелю, мм²;

L - довжина лінії, м;

U_H - номінальна лінійна напруга в лінії, В.

У відповідності з ПУЕ втрата напруги в лінії ΔU не повинна перевищувати 5% від номінальної - U_H .

Результати розрахунку кабелів, заносимо до таблиці 3.7.1.

Найменування обладнання	Довжина, м	P _н , кВт	I _н , А	Тип кабелю	S, мм ²	К-ть і переріз	ΔU, В
КМ GRASSO RC610	12	50,0	93	АВВГ	35	4*35	0,3740
КМ GRASSO RC610	14	50,0	93	АВВГ	35	4*35	0,4363
КМ GRASSO RC310	16	30,0	54	АВВГ	35	4*35	0,2992
КМ GRASSO RC310	18	30,0	54	АВВГ	35	4*35	0,3366
Конденсатори ТКВА-80	24	4,2	9	АВВГ	10	4*10	0,2199
Насос "крижаної" 4К-12а	20	10,0	22	АВВГ	6	4*6	0,7271
Насос гліколю 2К-20/30	8	4,0	9	АВВГ	4	4*4	0,1745
Акумулятор холоду АКХ-320И	20	2,2	5	АВВГ	4	4*4	0,2400
Витяжний вентилятор КМ-цеху (робочий)	20	5,5	11	АВВГ	4	4*4	0,5999
Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний)	24	5,5	11	АВВГ	4	4*4	0,7199
Приточний вентилятор КМ-цеху	24	7,5	15	АВВГ	4	4*4	0,9816
Повітроохолодник INGW502K75	15	1,6	4	АВВГ	4	4*4	0,1293
Повітроохолодник INGW504K75	40	3,2	8	АВВГ	4	4*4	0,6893
Освітлення	30	2,0	5,0	АВВГ	4	4*4	0,3272
РП1	50	39,9	88	АВВГ	35	4*95	1,2434
РП2	24	28,0	58	АВВГ	35	4*35	0,4188
РП3	84	12,6	26	АВВГ	35	4*35	0,6618

3.3. Вибір числа і потужності трансформаторів

В проекті, для надійного і безперервного живлення приймачів I та II категорії обираємо ТП з двома трансформаторами. Якщо з ладу вийде один, інший забезпечить живлення усіх приймачів електричної схеми.

Потужність силових трансформаторів вибрана виходячи з таких умов:

- а) економічно доцільного режиму роботи;
- б) необхідного забезпечення резервування з урахуванням допустимих перевантажень трансформаторів:

$$K_T = 1.15 < 1.4$$

Номінальна потужність трансформаторів вибирається із розрахунку максимумом навантаження S_p (див.вище).

Згідно ПУЕ номінальну потужність трансформатора вибираємо таким чином, щоб його робоче навантаження не перевищувало 75% від прогнозованого максимуму, тобто K₁=0,75.

Величина допустимого перевантаження, кВт, K₂(t)=1,1; де час роботи - t=12 год/добу.

Умови вибору: $S_H \geq \frac{S_p}{[\beta_{u \cdot (t)} \cdot K_1]}$, де S_p - розрахункова потужність.

$$S_p := 192.906 \cdot \text{кВ} \cdot \text{А}$$

$$S_H > \frac{192.906}{1.1 \cdot 0.75} = 233.825$$

Отже, вибираємо варіант, при якому встановлюємо трансформатори потужністю 240 кВА, характеристика трансформатора наведена в таблиці 3.8.1. Один трансформатор в резерві.

Таблиця 3.8.1.

Тип	Потужність, кВА	Номинальна напруга, кВ		Втрати, кВт		Напруга КЗ, %	Струм ХХ, %	Схема і група з'єднання обмоток
		ВН	НН	Х/Х	К/З			
-	-							
ТМ 240	240	10	0,4	2,05	16,0	6,0	2,5	Y/Y _H =0

3.4. Розрахунок схеми холодильної установки №2

Технічна характеристика електроприймачів схеми №2 холодильної установки наведена в таблиці 3.1.2.

Таблиця 3.1.2

№ n/n	Найменування обладнання	К-ть	P _н , кВт	n, об/хв	□	cos □
1	КМ GRASSO RC610	3	50	1 460	0,87	0,90
2	КМ GRASSO RC310	2	25	1 460	0,87	0,90
3	Конденсатори ТКВА-80	3	4,2	1 450	0,85	0,85
4	Насос "крижаної" 4К-12а	2	10,0	1 450	0,75	0,88
5	Насос аміачний WITT GP21	2	4,5	1 480	0,85	0,85
6	Насос гліколю 2К-20/30	2	4,0	1 450	0,80	0,88
7	Акумулятор холоду АКХ-320И	1	2,2	1 450	0,80	0,88
8	Витяжний вентилятор КМ-цеку (робочий)	2	5,5	1480	0,85	0,85
9	Витяжний вентилятор КМ-цеку (аварійний)	1	5,5	1480	0,85	0,85
10	Приточний вентилятор КМ-цеку	2	7,5	1480	0,85	0,85
11	Повітроохолодник INGE402K75	2	1,1	2 950	0,85	0,70
12	Повітроохолодник INGW504K75	5	2,3	2 950	0,85	0,70

Розрахунок і вибір низьковольтного обладнання, шаф РП, електричних навантажень проводимо аналогічно попередній схемі.

Результати вибору МП і теплові реле до них для схеми холодильної установки №2 заносимо дані у таблицю 3.2.2.

Для схеми 2 до РП підключено обладнання за кількістю, характером та характеристиками відмінними від тих, що є у схемі 1. З цієї причини ці РП розраховуємо для схеми 2.

Таблиця 3.2.2

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	I _н , А	I _п , А	Автоматичний вимикач				Магнітний пускач		Теплове реле		
					1.25*I _н , А	Тип	I _н , А	I _{ср} , А	Тип	I _н , А	1.1*I _н , А	Тип	I _{уст} , А
1	КМ GRASSO RC610	3	93	605	757	A3135	200	1 400	ПМЛ-7000	200	103	РТЛ-306305	200
2	КМ GRASSO RC310	2	54	351	439	3RV1041-4MA10	100	500	ПМЛ-6210	125	59	РТЛ-2064	63...81
3	Конденсатори ТКВА-80	2	9	59	74	A3113	50	400	ПМЛ-4000	63	10	РТЛ-1022	45
4	Насос "крижаної" 4К-12а	2	22	143	179	A3162	25	150	ПМЛ-2110	25	25	РТЛ-1025	27
5	Насос аміачний WITT GP21	2	9	59	74	A3114	15	150	ПМЛ-2110	25	10	РТЛ-1022	15
6	Акумулятор холоду АКХ-320И	1	5	33	42	A3114	15	150	ПМЛ-2110	25	6	РТЛ-1022	15
7	Витяжний вентилятор КМ-цеху (робочий)	2	11	72	90	A3114	15	150	ПМЛ-2110	25	13	РТЛ-1022	15
8	Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний)	1	11	72	90	A3114	15	150	ПМЛ-2110	25	13	РТЛ-1022	15
9	Приточний вентилятор КМ-цеху	2	15	98	123	A3114	15	150	ПМЛ-2110	25	17	РТЛ-1022	20
10	Повітроохолодник INGE402C45	2	3	20	25	A3114	15	150	ПМЛ-2110	25	4	РТЛ-1022	15
11	Повітроохолодник INGE405B45	5	6	39	49	A3114	15	150	ПМЛ-2110	25	7	РТЛ-1022	15

3.4.1. Розрахунок і вибір шаф РП. Розрахунок електричних навантажень

Розрахунок розподільчого РП1 виконуємо аналогічно. Вихідні дані для електроприймачів, що підключені до РП1 занесені у таблицю 3.3.2:

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	P_H , кВт	K_B	$P_{ЗМ}$, кВт	$\cos\phi$	$\tan\phi$	$Q_{ЗМ}$, квар
1	Конденсатори TVKA-80	3	4,2	0,70	2,94	0,85	0,62	1,823
2	Приточний вентилятор КМ-цеху	2	7,5	0,70	5,25	0,85	0,62	3,255
3	Витяжний вентилятор КМ-цеху (робочий)	2	5,5	0,70	3,85	0,85	0,62	2,387
4	Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний)	1	5,5	0,70	3,85	0,85	0,62	2,387
	Сума	4	44,1		30,9			19,14

За максимально навантаженою зміну середня активна потужність визначається за формулою:

$$P_{ЗМ} := P_H \cdot K_B, \text{ кВт}$$

де K_B - коефіцієнт використання потужності.

За максимально навантаженою зміну середня реактивна потужність визначається за формулою:

$$Q_{ЗМ} := P_{ЗМ} \cdot \tan\phi \text{ кВт}$$

Для n-приймачів групове значення коефіцієнта використання визначається за формулою:

$$K_{B,гр.} := \frac{\sum P_{ЗМ}}{\sum P_H} \quad K_{B,гр.} = 0.701$$

де $K_{B,гр.}$ - граничний коефіцієнт використання потужності.

Додатковий коефіцієнт m визначаємо так:

$$m := \frac{P_{\max}}{P_{\min}} \quad m = 1.786$$

Так як коефіцієнт $m < 3$, то ефективне число споживачів $n_e = 21$

З таблиці 8.1 [9] $K_M = f(n_e, K_B)$, знаходимо $K_M := 1.13$.

Розрахункові значення активної, реактивної та повної потужності визначаємо за формулами:

$$P_p := K_M \cdot \sum P_{ЗМ} \quad P_p = 34.917 \text{ кВт}$$

$$Q_p := 1.1 \cdot \sum Q_{ЗМ} \quad Q_p = 21.054 \text{ квар}$$

$$S_p := \sqrt{P_p^2 + Q_p^2} \quad S_p = 40.773 \text{ кВ}\cdot\text{А}$$

Коефіцієнт потужності РП визначається за формулою:

$$\cos\phi := \frac{P_p}{S_p} \quad \cos\phi = 0.856$$

Розрахунковий максимальний струм визначається за формулою:

$$I_p := \frac{S_p}{\sqrt{3}\cdot U} \quad I_p = 58.851 \text{ А}$$

Короткочасний максимальний струм визначається за формулою:

$$I_{\max} := I_{п.\max} + I_p \quad I_{\max} = 156.851 \text{ А}$$

де $I_{п.\max} := 98 \cdot \text{А}$ - максимальне значення пускового струму одного із споживачів підключених до РП-1 (табл.3.2.1)

Приймаємо шину ШРА-73, розраховану на номінальний струм 250А.

Для РП1 вибираємо стандартну шафу ПР11А-3061(1061)-21УЗ, до якої може бути підключено 8 споживачів та розрахована на номінальний струм 250А.

Електроприймачі, що підключені до РП2 наведено в таблиці 3.4.2:

№ n/n	Найменування обладнання	К-ть	$P_{н}$, кВт	K_u	$P_{зм}$, кВт	$\cos \diamond$	$tg \diamond$	$Q_{зм}$, квар
1	Насос "крижаної" 4К-12а	2	10,0	0,70	7,00	0,88	0,54	3,780
2	Насос аміачний WITT GP21	2	4,5	0,70	3,15	0,88	0,54	1,701
3	Насос гліколю 2К-20/30	2	4,0	0,70	2,80	0,88	0,54	1,512
	Сума	4	37,0		25,9			13,99

Групове значення коефіцієнта використання для n-приймачів визначається за формулою:

$$K_{в.гр.} := \frac{\sum P_{зм}}{\sum P_{н}} \quad K_{в.гр.} = 0.7$$

де $K_{в.гр.}$ - граничний коефіцієнт використання потужності.

Визначаємо додатковий коефіцієнт m:

$$m := \frac{P_{\max}}{P_{\min}} \quad m = 2.5$$

Так як коефіцієнт $m < 3$, то ефективне число споживачів $n_e = 18.5$

З таблиці 8.1 [9] $K_M = f(n_e, K_v)$, знаходимо $K_M := 1.12$.

Визначаємо розрахункові значення активної, реактивної та повної потужності визначається за формулами:

$$P_p := K_M \cdot \sum P_{зм} \quad P_p = 29.008 \text{ кВт}$$

$$Q_p := 1.1 \cdot \Sigma Q_{3M} \quad Q_p = 15.4 \text{ квар}$$

$$S_p := \sqrt{P_p^2 + Q_p^2} \quad S_p = 32.842 \text{ кВ} \cdot \text{А}$$

Коефіцієнт потужності розподільчого пункту (РП) визначається за формулою:

$$\cos\phi := \frac{P_p}{S_p} \quad \cos\phi = 0.883$$

Значення розрахункового максимального струму визначається за формулою:

$$I_p := \frac{S_p}{\sqrt{3} \cdot U} \quad I_p = 47.404 \text{ А}$$

Значення короточасного максимального струму визначається за формулою:

$$I_{\max} := I_{п.\max} + I_p \quad I_{\max} = 145.404 \text{ А}$$

де $I_{п.\max} := 98 \cdot A$ - максимальне значення пускового струму одного із соживачів підключених до РП-2 (табл.3.2.2)

Електроприймачі, що підключені до РП3 наведено в таблиці 3.5.2:

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	P_H , кВт	K_u	P_{3M} , кВт	$\cos\phi$	$\text{tg}\phi$	Q_{3M} , квар
1	Повітроохолодник INGE402K75	2	1,1	0,70	0,77	0,70	1,02	0,785
2	Повітроохолодник INGE405K75	5	2,3	0,70	1,61	0,70	1,02	1,642
	Сума	7	13,7		9,6			9,78

За максимально навантажену зміну середня активна потужність визначається за формулою:

$$P_{3M} := P_H \cdot K_B, \text{ кВт}$$

де K_B - коефіцієнт використання потужності.

За максимально навантажену зміну середня реактивна потужність визначається за формулою:

$$Q_{3M} := P_{3M} \cdot \text{tg}\phi, \text{ кВт}$$

Для n-приймачів групове значення коефіцієнта використання визначається за формулою:

$$K_{в.гр.} := \frac{\Sigma P_{3M}}{\Sigma P_H} \quad K_{в.гр.} = 0.701$$

де $K_{в.гр.}$ - граничний коефіцієнт використання потужності.

Додатковий коефіцієнт m визначаємо так:

$$m := \frac{P_{\max}}{P_{\min}} \quad m = 2.091$$

Так як коефіцієнт $m < 3$, то ефективне число споживачів $n_e = 6.85$

З таблиці 8.1 [9] $K_M = f(n_e, K_V)$, знаходимо $K_M := 1.13$.

Розрахункові значення активної, реактивної та повної потужності визначаємо за формулами:

$$P_p := K_M \cdot \Sigma P_{3M} \quad P_p = 10.848 \text{ кВт}$$

$$Q_p := 1.1 \cdot \Sigma Q_{3M} \quad Q_p = 10.758 \text{ квар}$$

$$S_p := \sqrt{P_p^2 + Q_p^2} \quad S_p = 15.278 \text{ кВт} \cdot \text{А}$$

Коефіцієнт потужності РП визначається за формулою:

$$\cos \phi := \frac{P_p}{S_p} \quad \cos \phi = 0.71$$

Розрахунковий максимальний струм визначається за формулою:

$$I_p := \frac{S_p}{\sqrt{3} \cdot U} \quad I_p = 22.052 \text{ А}$$

Короткочасний максимальний струм визначається за формулою:

$$I_{\max} := I_{п. \max} + I_p \quad I_{\max} = 61.052 \text{ А}$$

Електроприймачі, що підключені до РПЗ наведено в таблиці 3.5.2.

де $I_{п. \max} := 39 \cdot \text{А}$ максимальне значення пускового струму одного із споживачів підключених до РП-2 (табл.3.2.2)

Приймаємо шину ШРА-73, розраховану на номінальний струм 250А.

Для РП2 вибираємо стандартну шафу ПР11А-3061(1061)-21УЗ, до якої може бути підключено 8 споживачів та розрахована на номінальний струм 250А.

3.4.2. Розрахунок і вибір РпТП

Електричні навантаження на шинах РпТП холодильного господарства використовується для вибору трансформатора. Електроприймачі, що під'єднані до РпТП занесені в таблицю 3.6.2:

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	Р _{нр} , кВт	К _и	Р _{зм} , кВт	cosφ	tgφ	Q _{зм} , квар
1	РП 1	1	44,1	0,70	30,87	0,850	0,62	19,14
3	РП 2	1	37,0	0,70	25,90	0,864	0,58	15,02
4	РП 3	1	13,7	0,70	9,59	0,734	0,93	8,92
5	КМ GRASSO RC610	3	50	0,70	35,00	0,900	0,48	16,80
6	КМ GRASSO RC310	2	25	0,70	35,00	0,900	0,48	16,80
7	Освітлення	1	20,0	0,70	14,0	0,700	1,02	14,28
8	Освітлення аварійне	1	2,00	0,10	0,2	1,000	0,00	0,00
	Сума	10	317,8		150,56			90,960

Для n-приймачів групове значення коефіцієнта використання визначається за формулою:

$$K_{в.гр.} := \frac{\sum P_{зм}}{\sum P_{н}} \quad K_{в.гр.} = 0.474$$

де $K_{в.гр.}$ - граничний коефіцієнт використання потужності.

Додатковий коефіцієнт m визначаємо так:

$$m := \frac{P_{\max}}{P_{\min}} \quad m = 25$$

Так як коефіцієнт $m < 3$, то ефективне число споживачів $n_e = 317.8$

З таблиці 8.1 [9] $K_M = f(n_e, K_{в.гр.})$, знаходимо $K_M := 1.13$.

Розрахункові значення активної, реактивної та повної потужності визначаємо за формулами:

$$P_p := K_M \cdot \sum P_{зм} \quad P_p = 170.133 \text{ кВт}$$

$$Q_p := 1.1 \cdot \sum Q_{зм} \quad Q_p = 100.1 \text{ квар}$$

$$S_p := \sqrt{P_p^2 + Q_p^2} \quad S_p = 197.396 \text{ кВ} \cdot \text{А}$$

Коефіцієнт потужності РП визначається за формулою:

$$\cos\phi := \frac{P_p}{S_p} \quad \cos\phi = 0.862$$

Розрахункове значення струму на стороні низької і високої напруги визначаємо за формулами:

$$I_{рн} := \frac{S_p}{\sqrt{3} \cdot U} \quad I_{рн} = 299.912 \text{ А}$$

$$I_{рв} := \frac{S_p}{\sqrt{3} \cdot U}$$

$$I_{рв} = 11.3971$$

3.4.2. Вибір числа і потужності трансформаторів за критерієм надійності

Умови вибору трансформаторів такі ж, як у схемі 1.

$$S_p := 102 \cdot \text{кВ} \cdot \text{А}$$

$$S_H > \frac{197}{1.1 \cdot 0.75} = 239$$

Отже, для обох схем встановлюємо однакові трансформатори, характеристика яких неведена в таблиці 3.8.1. Один трансформатор в резерві.

Уточнюємо розрахунок кабелів та зводимо його до таблиці 3.7.2:

№ п/п	Найменування обладнання	Довжина, м	P _н , кВт	I _н , А	Тип кабелю	S, мм ²	К-ть і переріз	(U, В
1	КМ GRASSO RC610	12	50,0	93	АВВГ	35	4*35	0,3740
2	КМ GRASSO RC610	14	50,0	93	АВВГ	35	4*35	0,4363
3	КМ GRASSO RC610	16	50,0	93	АВВГ	35	4*35	0,4986
4	КМ GRASSO RC310	18	25,0	54	АВВГ	35	4*35	0,2805
5	КМ GRASSO RC310	20	25,0	54	АВВГ	35	4*35	0,3116
6	Конденсатори ТКВА-80	24	4,2	9	АВВГ	10	4*10	0,2199
7	Насос "крижаної" 4К-12а	20	10,0	22	АВВГ	6	4*6	0,7271
8	Насос аміачний WITT GP21	40	4,5	9	АВВГ	6	4*6	0,6544
9	Насос гліколю 2К-20/30	8	4,0	9	АВВГ	4	4*4	0,1745
10	Акумулятор холоду АКХ-320И	20	2,2	5	АВВГ	4	4*4	0,2400
11	Витяжний вентилятор КМ-цеху (робочий)	20	5,5	11	АВВГ	4	4*4	0,5999
12	Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний)	24	5,5	11	АВВГ	4	4*4	0,7199
13	Приточний вентилятор КМ-цеху	24	7,5	15	АВВГ	4	4*4	0,9816
14	Повітроохолодник INGW502K75	15	1,6	3	АВВГ	4	4*4	0,1293
15	Повітроохолодник INGW504K75	40	3,2	6	АВВГ	4	4*4	0,6893
16	Освітлення	30	2,0	5,0	АВВГ	4	4*4	0,3272
17	РП1	50	44,1	97	АВВГ	35	4*35	1,3743
18	РП2	24	37,0	76	АВВГ	35	4*35	0,5535
19	РП3	84	13,7	29	АВВГ	35	4*35	0,7173

4. РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ АНАЛІЗОВАНИХ СХЕМ ХУ

4.1. Вихідні дані

Для розрахунку скористаємося паспортними даними обраного. Проектні показники споживання електроенергії та води обладнанням холодильної установки для схеми 1 та схеми 2 (наведено в табл.4.1.1. та 4.1.2), вартість обладнання та витратних матеріалів - (табл. 4.3.1 та 4.3.2), а також вартість споживаної електроенергії та води що діють на ринку.

$$\text{Вартість 1 кВт*год електроенергії прийнято } C_{\text{ел}} := 3.42 \cdot \frac{\text{грн}}{\text{кВт}_\text{год}}$$

$$\text{Вартість 1 м}^3 \text{ води прийнято: } C_{\text{вод}} := 13.44 \cdot \frac{\text{грн}}{\text{м}^3}$$

$$\text{Вартість 1 кг аміаку прийнято: } C_{\text{ам}} := 9.20 \cdot \frac{\text{грн}}{\text{кг}}$$

$$\text{Вартість 1 кг мастила прийнято: } C_{\text{м}} := 108 \cdot \frac{\text{грн}}{\text{кг}}$$

Таблиця 4.1.1. Проектне споживання електроенергії та води для схеми 1

№ n/n	Найменування обладнання	К-ть	P _n , кВт	Разом, кВт	Рік, кВт год
1	КМ GRASSO RC610	2	50	100	378 000
2	КМ GRASSO RC310	2	30	60	126 000
3	Конденсатори ТКVA-320	2	4,2	8,4	17 640
4	Насос "крижаної" 4К-12а	2	10,0	20	42 000
5	Насос гліколю 2К-20/30	2	4,0	8	16 800
6	Акумулятор холоду АКХ-320И	1	2,2	2,2	4 620
7	Витяжний вентилятор КМ-цеху (робочий)	2	5,5	11	5 460
8	Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний)	1	5,5	5,5	19 250
9	Приточний вентилятор КМ-цеху	2	7,5	15	31 500
10	Повіроохолодник INGW502K75	4	1,6	6,32	13 272
11	Повіроохолодник INGW504K75	2	3,2	6,32	22 120
12	Освітлення	1	20,0	20	102 200
	Річна витрати електроенергії				778 862
№ n/n	Найменування обладнання	К-ть	V _{вод} , м ³ /год	Всього за рік, м ³	
1	Підживлення конденсаторів водою	2	1,2	5 040	
	Річне споживання води			5 040	

Таблиця 4.1.2. Проектне споживання електроенергії та води в схемі 2

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	Рн, кВт	Разом, кВт	Рік, кВт год
1	КМ GRASSO RC610	3	50	150	567 000
2	КМ GRASSO RC310	2	25	50	105 000
3	Конденсатори ТКВА-80	3	4,2	12,6	26 460
4	Насос "крижаної" 4К-12а	2	10,0	20	42 000
5	Насос аміачний WITT GP21	2	4,5	9	18 900
6	Витяжний вентилятор КМ-цеху (робочий)	2	5,5	11	5 460
7	Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний)	1	5,5	5,5	19 250
8	Приточний вентилятор КМ-цеху	2	7,5	15	31 500
9	Повіроохолодник INGE402K75	2	1,1	2,2	4 620
10	Повіроохолодник INGW504K75	5	2,3	11,7	40 950
11	Освітлення	1	20,0	20	102 200
	Річна витрати електроенергії				963 340
№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	V _{вод} , м ³ /год	Всього за рік, м ³	
1	Підживлення конденсаторів водою	3	1,2	7 560	
	Річне споживання води			7 560	

4.2. Розрахунок капітальних витрат

Капітальні витрати на реалізацію проекту визначаємо за формулою:

$$K := V_{п.р} + V_{буд} + V_{обл} + V_{т.з} + V_{т.у} + V_{н.р} + V_{м} + V_{ін}$$

де $V_{п.р}$ - витрати на проектні роботи (4-5% загальної кошторисної вартості об'єкта;

$V_{буд}$ - витрати на будівельні роботи;

$V_{обл}$ - витрати на придбання обладнання;

$V_{т.з}$ - транспортно-заготівельні витрати (транспортні 4-5%, заготівельні 1-1,25% від вартості обладнання);

$V_{т.у}$ - вартість тари і упаковки;

$V_{н.р}$ - витрати на навантажувально-розвантажувальні роботи;

$V_{м}$ - витрати на монтажні роботи (8-10% від вартості обладнання);

$V_{ін}$ - інші витрати (0,5-2% від загальних витрат).

Розрахунок витрат на холодильну установку (табл. 4.2.) проводимо скориставшись цінником на промислове панельне будівництво виданий "Центром моніторингу та експертизи цін" за серпень 2020 року. Згідно розрахунків проведених у розділі 1 проекту, площа машинного відділення холодильної установки становить 360 м².

Таблиця 4.2. Вартість будівництва

№ п/п	Назва робіт	Вартість грн/м ²	Загальна вартість, тис.грн
1	Нульовий цикл	1000	360,0
2	Наземний цикл	2800	1008,0
3	Оздоблювальні та ізоляційні роботи	360	129,6
4	Комунікації	700	252,0
8	Загальна вартість		1749,6

Розрахунок витрат на придбання та монтаж обладнання для різних схем наведено в табл. 4.3.1 та 4.3.2.

Схема холодильної установки №1

Придбання обладнання:

$$\Sigma V_{\text{обл}} = 8298.56 \text{ тис_грн}$$

Проектні роботи розрахуємо, прийнявши їх у розмірі 5% від кошторисної вартості об'єкта:

$$V_{\text{п.р}} := 0.05(V_{\text{буд}} + \Sigma V_{\text{обл}})$$

$$V_{\text{п.р}} = 0.05 \cdot (1749.6 + 8298.56) = 502.408 \quad \text{тис_грн}$$

Інші витрати приймемо в розмірі 1,5% від загальних витрат:

$$V_{\text{ін}} := 0.015(V_{\text{буд}} + \Sigma V_{\text{обл}} + V_{\text{п.р}})$$

$$V_{\text{ін}} = 0.015 \cdot (1749.6 + 8298.56 + 502.408) = 158.259 \quad \text{тис_грн}$$

Загальну суму інвестицій розраховуємо так:

$$IV := V_{\text{п.р}} + V_{\text{буд}} + \Sigma V_{\text{обл}} + V_{\text{ін}}$$

$$IV = 1749.6 + 8298.56 + 502.408 + 158.259 = 10708.8 \quad \text{тис_грн}$$

Таблиця 4.3.1. Витрати на придбання та монтаж обладнання для схеми 1

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	Витрати на одиницю обладнання, тис. грн.					Загальні витрати, тис. грн.
			Придбання обладнання	Монтажні роботи	Тара і упаковка	Транспортно- заготівельні	Вантажні	
1	KM GRASSO RC610	2	1410,0	141,00	14,10	84,60	70,50	3440,40
2	KM GRASSO RC310	2	705,0	70,50	7,05	42,30	35,25	1720,20
3	Конденсатори ТКВА-80	2	310,0	31,00	3,10	18,60	15,50	756,40
4	Насос "крижаної" 4К-12а	2	31,6	3,16	0,32	1,90	1,58	77,10
5	Насос гліколю 2К-20/30	2	31,6	3,16	0,32	1,90	1,58	77,10
7	Акумулятор холоду АКХ-320И	1	250,0	25,00	2,50	15,00	12,50	305,00
8	Витяжний вентилятор КМ-цеху	1	10,3	1,03	0,10	0,62	0,52	12,57
9	Витяжний вентилятор КМ-цеху	2	10,3	1,03	0,10	0,62	0,52	25,13
10	Приточний вентилятор КМ-цеху	1	57,3	5,73	0,57	3,44	2,87	69,91
11	Повітроохолодник INGW502K75	2	112,0	11,20	1,12	6,72	5,60	273,28
12	Повітроохолодник INGW504K75	4	150,0	15,00	1,50	9,00	7,50	732,00
13	Масловіддільники 80ОММ	2	8,3	0,83	0,08	0,50	0,42	20,25
14	Маслозбірник 300 СМ	1	10,4	1,04	0,10	0,62	0,52	12,69
15	Віддільник рідини 200ОЖ	1	14,4	1,44	0,14	0,86	0,72	17,57
16	Віддільник рідини 100ОЖ	1	12,8	1,28	0,13	0,77	0,64	15,62
17	Пластинчатий випарник TL200	1	90,0	9,00	0,90	5,40	4,50	109,80
17	Пластинчатий випарник TL150	1	75,0	7,50	0,75	4,50	3,75	91,50
18	Лінійний ресивер 1,5РВ	2	25,8	2,58	0,26	1,55	1,29	62,95
19	Дренажний ресивер 2,5РД	1	31,0	3,10	0,31	1,86	1,55	37,82
21	Запірно-запобіжна арматура		350,0	35,00	3,50	21,00	17,50	427,00
22	Аміак	1300	0,009	0,001	0,000	0,001	0,000	14,27
	Разом			369,6	37,0	221,7	184,8	8298,56

Таблиця 4.3.2. Витрати на придбання та монтаж обладнання для схеми 1

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	Витрати на одиницю обладнання, тис. грн.					Загальні витрати, тис. грн.
			Придбання обладнання	Монтажні роботи	Тара і упаковка	Транспортно- заготівельні	Вантажні	
1	KM GRASSO RC610	3	1410,0	141,00	14,10	84,60	70,50	5160,60
2	KM GRASSO RC310	2	705,0	70,50	7,05	42,30	35,25	1720,20
3	Конденсатори ТКВА-80	3	310,0	31,00	3,10	18,60	15,50	1134,60
4	Насос "крижаної" 4К-12а	2	31,6	3,16	0,32	1,90	1,58	77,10
5	Насос аміачний WITT GP21	2	31,6	3,16	0,32	1,90	1,58	77,10
10	Витяжний вентилятор КМ-цеху	1	57,3	5,73	0,57	3,44	2,87	69,91
11	Витяжний вентилятор КМ-цеху	2	112,0	11,20	1,12	6,72	5,60	273,28
12	Приточний вентилятор КМ-цеху	4	150,0	15,00	1,50	9,00	7,50	732,00
13	Мастиловіддільники 800ММ	2	8,3	0,83	0,08	0,50	0,42	20,25
14	Мастилозбірник 300 СМ	1	10,4	1,04	0,10	0,62	0,52	12,69
15	Пластинчатий випарник TL500	1	165,0	16,50	1,65	9,90	8,25	201,30
16	Лінійний ресивер 0,4РВ	3	12,2	1,22	0,12	0,73	0,61	44,65
17	Дренажний ресивер 2,5РД	1	31,0	3,10	0,31	1,86	1,55	37,82
18	Циркуляційний ресивер 0,4 РД	1	13,6	1,36	0,14	0,82	0,68	16,59
19	Запірно-запобіжна арматура		350,0	35,00	3,50	21,00	17,50	427,00
20	Аміак	600	0,009	0,001	0,000	0,001	0,000	6,59
	Разом			339,8	34,0	203,9	169,9	10011,69

Схема холодильної установки №2

Придбання обладнання:

$$\Sigma V_{\text{обл}} = 10011.69 \text{ тис_грн}$$

Проектні роботи коштуватимуть:

$$V_{\text{п.р}} := 0.05(V_{\text{буд}} + \Sigma V_{\text{обл}})$$

$$V_{\text{п.р}} = 0.05 \cdot (1749.6 + 10011.69) = 588.065 \quad \text{тис_грн}$$

Інші витрати:

$$V_{\text{ін}} := 0.015(V_{\text{буд}} + \Sigma V_{\text{обл}} + V_{\text{п.р}})$$

$$V_{\text{ін}} = 0.015 \cdot (1749.6 + 10011.69 + 588.065) = 185.24 \quad \text{тис_грн}$$

Загальну суму інвестицій розраховуємо так:

$$IV := V_{\text{п.р}} + V_{\text{буд}} + \Sigma V_{\text{обл}} + V_{\text{ін}}$$

$$IV = 1749.6 + 10011.69 + 588.065 + 185.24 = 12534.6 \quad \text{тис_грн}$$

4.3. Виробництво і використання енергії

Холодильна установка №1

Річне споживання електроенергії ХУ становить $E_p = 788.9 \text{ тис_кВт_год}$.

Ціна за 1 кВт*год електроенергії становить $C_{\text{ел}} := 3.42 \cdot \frac{\text{грн}}{\text{кВт_год}}$.

Витрати на споживання електричної енергії за проектними розрахунками:

$$V_{\text{ел.р}} := E_p \cdot C_{\text{ел}} = 788.9 \cdot 3.42 = 2.698 \times 10^3 \quad \text{тис_грн}$$

Річне споживання води холодильною установкою становить

$V_p = 5.04 \times 10^3 \text{ м}^3$. Ціна за 1 м³ води приймаємо:

$$C_{\text{вод}} := 13.44 \cdot \frac{\text{грн}}{\text{м}^3}$$

Визначаємо витрати на споживання води за проектними розрахунками:

$$V_{\text{вод.р}} := V_p \cdot C_{\text{вод}} = 5.04 \cdot 13.44 = 67.738 \quad \text{тис_грн}$$

Холодильна установка №2

Річне споживання електроенергії ХУ становить $E_p = 963.3 \text{ тис_кВт_год}$.

Витрати на споживання електричної енергії за проектними розрахунками:

$$V_{\text{ел.р}} := E_p \cdot C_{\text{ел}} = 963.34 \cdot 3.42 = 3.295 \times 10^3 \quad \text{тис_грн}$$

Річне споживання води холодильною установкою становить

$$V_p = 7.56 \times 10^3 \text{ м}^3.$$

Визначаємо витрати на споживання води за проектними розрахунками:

$$B_{\text{вод.р}} := V_p \cdot C_{\text{вод}} = 7.56 \cdot 13.44 = 101.606 \quad \text{тис_грн}$$

4.4. Розрахунок витрати на оплату праці

Для розрахунку витрат на оплату праці необхідно визначити чисельність персоналу, який буде обслуговувати ХУ. Розрахунок проводиться за нормативними показниками. В склад ХУ двох варіантів входять чотири та п'ять поршневих компресорних агрегати німецької фірми Gea Grasso RCU610 та 310, які працюють в автоматичному режимі. Норма чисельності машиністів на один агрегат згідно [7 стр.7 табл.1] становить 0,8 машиністи та 0,45 слюсаря ремонтника на один компресор.

Отже необхідна кількість машиністів при три змінній роботі з урахуванням, що усі компресори однієї бази (поправний коефіцієнт 0,7) становитиме:

$$(0.8 \cdot 5) \cdot 0.7 = 2.8 \quad (0.8 \cdot 4) \cdot 0.7 = 2.24$$

Приймаємо 3 машиністи.

Визначимо необхідну чисельність слюсарів-ремонтників (норматив чисельності на один компресор 7 табл.5]):

$$0.45 \cdot 5 = 2.25 \quad 0.45 \cdot 4 = 1.8$$

Приймаємо 2 слюсаря ремонтника.

Для розглянутих схем кількість персоналу є однаковим.

Фонд основної заробітної плати робітників компресорного цеху наведено в таблиці 4.4.

Таблиця 4.4. Фонд основної заробітної плати робітників компресорного цеху

№ n/n	Професія	Розряд	Посадовий оклад	Чисельність, чол	Місячний фонд, грн.	Річний фонд, грн.
			грн.			
1	Машиніст ХУ	III	6400	2	12800	153600
2	Машиніст ХУ	IV	7200	1	7200	86400
3	Слюсар	-	6000	2	12000	144000
	Разом			5	32000	384000

Основний фонд заробітної плати для обох схем становитиме:

$$\Phi ЗП_{\text{осн}} = 384 \text{ тис_грн}$$

Визначаємо додатковий фонд заробітної плати за формулою:

$$\Phi ЗП_{\text{д.р}} := \Phi ЗП_{\text{осн}} \cdot Д = 384000 \cdot 0.2 = 76800 \quad \text{грн}$$

де Д - прийнятий коефіцієнт доплат (приймаємо Д = 20%).

Розраховуємо повний фонд заробітної плати за формулою:

$$\Phi ЗП_{п.р} := \Phi ЗП_{осн} + \Phi ЗП_{д.р} = 384000 + 76800 = 460800 \text{ грн}$$

Визначаємо нарахування на заробітну плату за формулою:

$$НЗП := \Phi ЗП_{п.р} \cdot в = 460800 \cdot 0.22 = 101376 \text{ грн}$$

де в - коефіцієнт нарахувань на заробітну плату (в = 22%).

Витрату на оплату праці визначаємо за формулою:

$$ВOP_p := \Phi ЗП_{п.р} + НЗП = 460800 + 101376 = 562176 \text{ грн}$$

Фонд основної заробітної плати апарату управління наведено в таблиці 4.5.

Таблиця 4.5. Фонд основної заробітної плати апарату управління

№ n/n	Професія	Посадовий оклад	Чисельність, чол	Місячний фонд, грн.	Річний фонд, грн.
		грн.			
1	Начальник ХУ	10000	1	10000	120000
	Разом		1	10000	120000

Визначаємо додатковий фонд заробітної плати апарату управління за формулою:

$$\Phi ЗП_{д.у} := \Phi ЗП_{осн.у} \cdot Д = 120000 \cdot 0.25 = 30000 \text{ грн}$$

де Д - прийнятий коефіцієнт доплат (приймаємо Д = 25%).

Розраховуємо повний фонд заробітної плати апарату управління за формулою:

$$\Phi ЗП_{п.у} := \Phi ЗП_{осн.у} + \Phi ЗП_{д.у} = 120000 + 30000 = 150000 \text{ грн}$$

Визначаємо нарахування на заробітну плату за формулою:

$$НЗПУ := \Phi ЗП_{п.у} \cdot в = 150000 \cdot 0.22 = 33000 \text{ грн}$$

де в - коефіцієнт нарахувань на заробітну плату (в = 22%).

Витрату на оплату праці визначаємо за формулою:

$$ВOP_y := \Phi ЗП_{п.у} + НЗПУ = 150000 + 33000 = 183000 \text{ грн}$$

Загальні витрати на оплату праці по компресорному цеху визначаємо за формулою:

$$ВOP_{заг} := ВOP_p + ВOP_y = 562176 + 183000 = 745176 \text{ грн}$$

4.5. Визначення амортизаційних відрахувань

Стаття амортизаційних відрахувань розраховується як елемент собівартості. Приймаємо норми амортизаційних відрахувань для основного обладнання та будівель приймається як мінімальний корисний термін експлуатації. Згідно податкового кодексу України - 5 років для обладнання та 20 років для будівель.

Витрати на амортизацію будівель складають однакову суму для двох варіантів схем:

$$A_{\text{хол}} := \frac{V_{\text{буд}}}{20} = \frac{1749.6}{20} = 87.48 \quad \text{тис_грн}$$

Холодильна установка №1

Витрати на амортизацію основного технологічного обладнання:

$$A_{\text{обл}} := \frac{\Sigma V_{\text{обл}} + V_{\text{п.р}} + V_{\text{ін}}}{5} = \frac{8298.56 + 502.408 + 158.259}{5} = 1791.85 \quad \text{тис_грн}$$

Загальна сума амортизаційних витрат:

$$\Sigma A := A_{\text{хол}} + A_{\text{обл}} = 1791.85 + 87.48 = 1879.3 \quad \text{тис_грн}$$

Холодильна установка №2

Витрати на амортизацію основного технологічного обладнання:

для обладнання:

$$A_{\text{обл}} := \frac{\Sigma V_{\text{обл}} + V_{\text{п.р}} + V_{\text{ін}}}{5} = \frac{10011.69 + 588.065 + 185.24}{5} = 2157 \quad \text{тис_грн}$$

Загальна сума амортизаційних витрат:

$$\Sigma A := A_{\text{хол}} + A_{\text{обл}} = 87.48 + 2157 = 2244.5 \quad \text{тис_грн}$$

4.6. Визначення інших видів витрат

До інших витрат відносяться пускові витрати, витрати на утримання та експлуатацію обладнання, цехові витрати, які розраховуються як окремі статті.

Холодильна установка №1

Витрати на поточний ремонт обладнання приймаємо 20% від амортизаційних відрахувань на обладнання:

$$V_{i.\text{рем}} := A_{\text{обл}} \cdot 20\% = 1791.85 \cdot 0.2 = 358.37 \text{ тис_грн}$$

Пускові витрати приймаємо 2% від вартості обладнання:

$$V_{i.\text{пуск}} := \Sigma V_{\text{обл}} \cdot 2\% = 8298.56 \cdot 0.02 = 165.971 \text{ тис_грн}$$

Інші витрати приймаємо 3% від загальної суми амортизаційних відрахувань:

$$V_{i.\text{ін}} := \Sigma A \cdot 3\% = 1879.3 \cdot 0.03 = 56.379 \text{ тис_грн}$$

Загальна сума інших витрат складає:

$$\Sigma V_i := V_{i.\text{рем}} + V_{i.\text{пуск}} + V_{i.\text{ін}} = 358.37 + 165.971 + 56.379 = 580.72 \text{ тис_грн}$$

Холодильна установка №2

$$V_{i.\text{рем}} := A_{\text{обл}} \cdot 20\% = 2157 \cdot 0.2 = 431.4 \text{ тис_грн}$$

Пускові витрати приймаємо 2% від вартості обладнання:

$$V_{i.\text{пуск}} := \Sigma V_{\text{обл}} \cdot 2\% = 10011.69 \cdot 0.02 = 200.234 \text{ тис_грн}$$

Інші витрати приймаємо 3% від загальної суми амортизаційних відрахувань:

$$V_{i.\text{ін}} := \Sigma A \cdot 3\% = 2244.5 \cdot 0.03 = 67.335 \text{ тис_грн}$$

Загальна сума інших витрат складає:

$$\Sigma V_i := V_{i.\text{рем}} + V_{i.\text{пуск}} + V_{i.\text{ін}} = 431.4 + 200.234 + 67.335 = 698.969 \text{ тис_грн}$$

4.7. Визначення основних показників економічної ефективності проектних рішень

Результати розрахунків проведених у попередніх пунктах розділу зводимо у порівняльну таблицю собівартості енергії (таблиця 4.6).

Таблиця 4.6. Основні показники економічної ефективності

№ n/n	Статі витрат	Значення показників, тис. грн.	Значення показників, тис. грн.
		ХУ №1	ХУ №2
1	Електроенергія	2698,00	3295,00
2	Вода	67,74	101,61
3	Оплата праці	745,18	745,18
4	Амортизація	1879,30	2244,50
5	Інші витрати	580,70	698,97
	Разом	5970,92	7085,26

Холодильна установка №1

Собівартість вироблення штучного холоду становить $C_1 = 5970.9$ тис_грн
Рентабельність роботи холодильної установки, приймаємо у розмірі 50%. Отже прибуток від реалізації, який припадає на холодильну установку становитиме:

$$\Delta C := C_1 \cdot R = 5970.9 \cdot 0.5 = 2985.4 \quad \text{тис_грн}$$

Чистий грошовий потік рівний:

$$\text{ЧГП} := \Delta C \cdot 0.82 + \Sigma A = 2985.4 \cdot 0.82 + 1348.7 = 3796.7 \quad \text{тис_грн}$$

де: 0,82 коефіцієнт, що враховує сплату податку на прибуток при ставці податку (згідно законодавства на 1 січня 2020 року -18%), ΣA - загальна сума амортизації у випадку побудови нових підприємств, або приріст амортизації у випадку реконструкції існуючих виробництв у зв'язку із зміною вартості основних фондів під впливом заходів, що очікуються.

Термін служби проекту (життєвий цикл):

$$T_{\text{сл}} = 5 \quad \text{років}$$

Приймаємо дисконтну ставку ($P = 6\%$). Ця величина можливий рівень втрат чистих грошових потоків під впливом різних чинників протягом життєвого циклу проекту.

Теперішня вартість за весь життєвий цикл проекту, тис_грн:

$$TB := \sum_{t=1}^5 \frac{\text{ЧГП}}{(1+P)^t}$$

$$TB = \frac{3796.7}{(1+0.06)^1} + \frac{3796.7}{(1+0.06)^2} + \frac{3796.7}{(1+0.06)^3} + \frac{3796.7}{(1+0.06)^4} + \frac{3796.7}{(1+0.06)^5} = 15993.1$$

Розрахунок оціночних показників

Чистий приведений дохід визначаємо за формулою:

$$\text{ЧПД} := \text{ТВ} - \text{ІВ}$$

Під чистим приведеним доходом розуміється різниця між приведеним до теперішньої вартості сумою чистого грошового потоку за період експлуатації нового обладнання і сумою інвестиційних витрат на реалізацію проекту.

$$\text{ЧПД} = 15993.1 - 10708.8 = 5284.3 \quad \text{тис_грн}$$

Так як чистий приведений дохід більше 0 і становить 5284.3 тис.грв, то проєкт доцільно впроваджувати.

Індекс дохідності, який дозволяє співставити об'єм інвестиційних витрат з майбутнім чистим грошовим потоком по проекту визначається за формулою:

$$\text{ІД} := \frac{\text{ТВ}}{\text{ІВ}} \quad \text{ІД} = \frac{15993.1}{10708.8} = 1.493$$

Індекс рентабельності, який характеризує прибутковість проекту, визначається за формулою:

$$\text{ІР} := \frac{\Delta C \cdot 0.82}{\text{ІВ}} = \frac{2985.4 \cdot 0.82}{10708.8} = 0.229 > 0$$

Недисконтований період повернення інвестицій:

$$\text{ПО}_{\text{н}} := \frac{\text{ІВ}}{\text{ЧГП}} \quad \text{ПО}_{\text{н}} = \frac{10708.8}{3796.7} = 2.821 \quad \text{роки}$$

Середньорічна теперішня вартість:

$$\text{ТВ}_{\text{ср}} := \frac{\text{ТВ}}{t} \quad \text{ТВ}_{\text{ср}} = \frac{15993.1}{5} = 3198.6 \quad \text{тис_грн}$$

Дисконтний період повернення інвестицій (гарантований):

$$\text{ПО}_{\text{д}} := \frac{\text{ІВ}}{\text{ТВ}_{\text{ср}}} \quad \text{ПО}_{\text{д}} = \frac{10708.8}{3198.6} = 3.348 \quad \text{роки} < \text{Т}_{\text{сл}} = 5$$

Холодильна установка №2

Собівартість вироблення штучного холоду становить $C_2 = 7085.25$ тис_грн

Прибуток від реалізації, який припадає на холодильну установку за умови, що випуск продукції є незмінним (рентабельність становитиме 0,6 від рентабельності першою схемного рішення, або $R=30$):

$$\Delta C := C_2 \cdot R = 7085.25 \cdot 0.3 = 2125.6 \quad \text{тис_грн}$$

Чистий грошовий потік рівний:

$$\text{ЧГП} := \Delta C \cdot 0.82 + \Sigma A = 2125.6 \cdot 0.82 + 2244.5 = 3987.5 \quad \text{тис_грн}$$

Термін служби проекту (життєвий цикл):

$$T_{сл} = 5 \text{ років}$$

Теперішня вартість за весь життєвий цикл проекту:

$$ТВ := \sum_{t=1}^5 \frac{ЧГП}{(1+P)^t}$$

$$ТВ = \frac{3987.5}{(1+0.06)^1} + \frac{3987.5}{(1+0.06)^2} + \frac{3987.5}{(1+0.06)^3} + \frac{3987.5}{(1+0.06)^4} + \frac{3987.5}{(1+0.06)^5} = 16796.8$$

тис_грн

Розрахунок оціночних показників

Чистий приведений дохід визначаємо за формулою:

$$ЧПД := ТВ - ІВ$$

$$ЧПД = 16796.8 - 12534.6 = 4262.2 \text{ тис_грн}$$

Так як чистий приведений дохід більше 0 і становить 4262.2 тис.грв, то проєкт доцільно впроваджувати.

Індекс дохідності, який дозволяє співставити об'єм інвестиційних витрат з майбутнім чистим грошовим потоком по проєкту визначається за формулою:

$$ІД := \frac{ТВ}{ІВ} \quad ІД = \frac{16796.8}{12534.6} = 1.34$$

Індекс рентабельності, який характеризує прибутковість проєкту, визначається за формулою:

$$ІР := \frac{\Delta C \cdot 0.82}{ІВ} = \frac{2125.6 \cdot 0.82}{12534.6} = 0.139 > 0$$

Недисконтований період повернення інвестицій:

$$ПО_{н} := \frac{ІВ}{ЧГП} \quad ПО_{н} = \frac{12534.6}{3987.5} = 3.143 \text{ роки}$$

Середньорічна теперішня вартість:

$$ТВ_{ср} := \frac{ТВ}{t} \quad ТВ_{ср} = \frac{16796.8}{5} = 3359.4 \text{ тис_грн}$$

Дисконтний період повернення інвестицій (гарантований):

$$ПО_{д} := \frac{ІВ}{ТВ_{ср}} \quad ПО_{д} = \frac{12534.6}{3359.4} = 3.731 \text{ роки} < T_{сл} = 5$$

Таблиця 4.7. Економічні показники впровадження різних схемних рішень

№ пор	Показники	Розмірність	Значення	
			XУ №1	XУ №2
1	Загальна сума інвестицій	тис.грн.	10708,8	12534,6
2	Додатковий прибуток	тис.грн.	2985,4	2125,6
3	Чистий грошовий потік	тис.грн.	3796,7	3987,5
4	Чистий приведений дохід	тис.грн.	5284,3	4262,2
5	Індекс дохідності		1,493	1,34
6	Індекс рентабельності		0,229	0,139
7	Дисконтований показник періоду окупності		2,821	3,143
8	Дисконтований показник періоду окупності		3,345	3,73

ВИСНОВКИ

Розрахований чистий приведений дохід (різниця між реальною віддачею проекту та інвестиціями на його реалізацію) у розглянутих схемних рішеннях відрізняються на користь схемного рішення №1. Це означає, що віддача від реалізації цього схемного рішення краща.

Інвестиції у перше схемне рішення є меншими 10 млн 708 тис.грн. проти 12 млн 534 тис.грн.

Річні витрати на виробництво штучного холоду для першого рішення також менші і становлять 5 млн. 971 тис.грн проти 7 млн 85 тис грн для другого рішення. При цьому із зростанням вартості енергоресурсів ця різниця тільки збільшуватиметься, зменшуючи рентабельність виробництва.

Індекс дохідності та рентабельності кращий для першого схемного рішення, для якого з однієї вкладеної гривні передбачено отримати віддачі 1,493 проти 1,34 грн.

Період повернення інвестицій для обох схемних рішень знаходиться в межах життєвого циклу, однак для першого схемного рішення він становить 3,345 проти 3,73 років. При швидкій реалізації проекту цей термін можна скоротити до 2,82 роки проти 3,143.

Таким чином, порівняння розрахункових показників між собою та їх аналіз дає змогу зробити висновок, що доцільно та економічно вигідно здійснювати реалізовувати перше схемне рішення.

ЛІТЕРАТУРА

1. *Л.В.Голубева и др.* Проектирование предприятий молочной отрасли с основами промстроительства: Учеб.пос./ Л.В.Голубева, Л.Э.Глаголева, В.М.Степанов, Н.А.Тихомирова.– СПб.: ГИОРД, 2006.– 288 с.: ил.
2. *Масліков М.М.* Холодильна технологія харчових продуктів: Навч. посіб. – К.: НУХТ, 2007 –245с.
3. *Справочник технолога молочного производства. Технология и рецептуры. В трех томах. Т1. Цельномолочные продукты.* – СПб: ГИОРД, 1999. – 384 с.
4. *Справочник технолога молочного производства. Технология и рецептуры. В трех томах. Т2. Масло коровье и комбинированное.* – СПб: ГИОРД, 2002. – 336с.
5. *В.С. Ильясов и др.* Холодильная технология продуктов в мясной и молочной промышленности /Ильясов В.С., Полушкин В.И., Васильева Н.Л. – М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1983. – 216 с.
6. *Б.К. Явнель.* Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1989. – 223 с., ил. – (Учебники и учеб. пособия для техникумов).
7. *Б.П. Якшиаров , И.В. Смирнова.* Справочник механика по холодильным установкам. Агропромиздат, 1989.
8. *Н.К. Ростроса, П.В. Мордвинцева.* Курсовое и дипломное проектирование предприятий молочной промышленности. – 2-е изд., перераб. и допол. – М.: Агропромиздат, 1989. – 303 с., ил. – (Учебники и учеб. пособия для учащихся техникумов).
9. *И.Г. Чумак, Д.Г. Никульшина.* Холодильные установки. – Проектирование: Учеб. Пособие для вузов. – К.: Выща шк.. Головное изд-во, 1988. – 280 с., 97 ил. – Библиогр.: 44 назв.
10. *Курылёв Е.С., Герасимов Н.А.* Холодильные установки. Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки». - Л.: Машиностроение, 1980. - 622 с.

11. “Правила устройства и безопасной эксплуатации аммиачных холодильных установок”, М., 1991.
12. *Охорона праці в галузі. Методичні вказівки до вивчення дисципліни, виконання контрольної роботи та розділу дипломного проекту проекту №7195 / Укладачі Фалес В.М. Литвиненко А.М. – К.: УДУХТ, 2009. – 58 с.*
13. *Методичні вказівки до виконання економічної частини дипломного проекту для студентів спеціальностей 7.090510 “Теплоенергетика”, 7.090520 “Холодильні машини та установки”, 7.090600 “Електротехнічні системи електроспоживання” денної та заочної форм навчання / Ю.М. Ухналевський – К.:УДУХТ, 2002. – 16 с.*
14. *Примеры расчетов по курсу “Холодильная техника” / Г.Д.Аверин, А.М.Бражников и др.– М.:Агропромиздат, 1986.– 183с.*
15. *Хладоснабжение предприятий м’ясний и молочной промышленности. Справочное пособие./ Под ред.. проф.. Чумака И.Г.– К.: Вища школа, Головное узд-во, 1979.– 192 с.*
16. *Методичні рекомендації до викон. магістерської роботи для студ. спец. 142 «Енергетичне машинобудування», спеціалізація «Холодильні машини і установки» ден. та заоч. форм навчання [Електронний ресурс]: уклад. А.В.Форсюк, О.Ю. Пилипенко, Я.І. Засядько, М.М.Масліков. – К.: НУХТ, 2017.– 23с.*
17. *Методичні рекомендації до викон. магістерського дипломного проекту для студ. спец. 142 «Енергетичне машинобудування», спеціалізація «Холодильні машини і установки» ден. та заоч. форм навчання [Електронний ресурс]: уклад. А.В.Форсюк, О.Ю. Пилипенко, Я.І. Засядько, М.М.Масліков. – К.: НУХТ, 2017.– 24с.*
18. *Оцінка економічної ефективності інвестиційних проектів: методичні вказівки до виконання розділу курсового проекту, випускової та дипломної роботи (проекту) з використанням комп’ютерної техніки для студентів економічних та технічних спеціальностей денної та заочної форми навчання. / уклад.: Л.Г. Цимбалюк, О.Г. Дерев’янка. – К.: УДУХТ, 1998.– 16 с.*