

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 холодильника для заморожування та зберігання ягід місткістю 7000 т. у м. Кіровоград з аналізом роботи ХУ на різних холодоагентах

Виконав: студент 2 курсу, групи ХМ-2-9М Вільфанд М.Ю.

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

Вільфанда Максима Юрійовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Проект холодильника для заморожування та зберігання ягід місткістю 7000 т. у м. Кіровоград з аналізом роботи ХУ на різних холодоагентах

керівник роботи: Форсюк Андрій Васильвич, 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/CO₂; продукція заморожені ягоди; схемні рішення які порівнюються: насосно-циркуляційна з безпосереднім кипінням та насосно-циркуляційна з CO₂ для заморожування ягід; конденсатори – випарні; компресори – гвинтові; система оборотного водопостачання; матеріал стін – сандвіч панелі; вартість електроенергії та води – за місцем розташування холодильника; місткість камер зберігання – 500 тон; добове надходження продукції – 96 тон; заморожування у флюїдизаційних ШМА;

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

1. Технічне завдання та прийняті техніко-економічні рішення; 2. Розрахункова частина; 3. Розрахунок схеми 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, схема охолодження камер холодильника

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання 10.11.2020

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів виконання кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Узгодження проекту	05-07.11.2020	
2	Розробка техніко-економічних рішень	8-12.11.2020	
3	Розробка планування холодильника	13-20.11.2020	
4	Розрахунки теплових навантажень на обладнання	20-27.11.2020	
5	Розрахунок холодильних установок з вибором обладнання	28-10.12.2021	
6	Розрахунки електричного обладнання	11-18.12.2020	
7	Техніко-економічні розрахунки	19-27.12.2020	
8	Формування висновків	28-30.12.2020	
9	Виконання графічного матеріалу	01.01-31.01.2021	
10	Підготовка презентації та доповіді	26-31.01.2021	
11	Попередній захист	1-9.02.2021	
12	Захист магістерської роботи	9-19.02.2021	

Здобувач _____
(підпис)

Керівник роботи _____
(підпис)

Вільфанд М.Ю.
(прізвище та ініціали)

Форсюк А.В.
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В представленій магістерській роботі розроблено холодильну установку холодильника для заморожування та зберігання ягід місткістю 7000 т. у м. Кропивницький (колишній Кіровоград) на різних холодильних агентах.

Для проектування використано типовий проект холодильника місткістю 3500 тон – 701-4-23.

В магістерській роботі передбачено холодильну схему з використанням випарних конденсаторів, гвинтових компресорів, насосно-циркуляційної схеми безпосереднього охолодження для камер зберігання заморожених ягід та швидко морозильних апаратів.

Проведено аналіз ефективності холодильної установки, для випадку часткової заміни в схемі традиційного холодильного агента – аміаку на альтернативний холодоагент, який не шкодить довкіллю – вуглекислий газ.

Для розрахунку ХУ та проведено: визначення теплонадходження від технологічних процесів та у приміщення холодильника, розрахунки будівельно-ізоляційних конструкцій, необхідних розмірів камер, основного та допоміжного обладнання холодильної установки.

Магістерська робота складається з графічної частини та розрахунково-пояснювальної записки, яка містить розділи електропостачання та розрахунку економічної ефективності роботи ХУ на різних холодильних агентах.

Ключові слова: заморожування, зберігання, альтернативний холодильний агент, вуглекислий газ, схемне рішення, холодильна установка, теплове навантаження, холодильна машина, економічна ефективність

Вступ

Протягом останнього десятиліття щороку збільшується вирощування продукції сільського господарства і не лише зернових, але плодово-овочевої продукції, в тому числі ягід. Таке збільшення потребує сучасних технічних та господарських рішень, які дозволяють зберігати вирощений врожай. Процес зберігання тісно пов'язаний з холодильною технологією та холодильною технікою так, як плодово-овочева продукція швидко псується. На півдні України є суттєва потреба у будівництві нових та відновленні старих холодильників на основі нових технологій, обладнання та матеріалів.

Споживання продуктів рослинного походження має становити дві третини добового раціону людини. Дієтологи заохочують вживання продуктів рослинного походження. Вони є надзвичайно корисними і запобігають багатьом захворюванням. Мінімальна частка споживання цих продуктів — дві третини добового раціону. До продуктів рослинного походження належать овочі, фрукти, ягоди та злаки. Головна їхня цінність — харчові волокна, на які не впливає кулінарна обробка чи консервація, їх можна вживати в будь-якому вигляді цілий рік.

Фрукти і ягоди є продуктами природи – рослинами організмами, які продовжують жити і після відокремлення їх від материнської рослини. В процесі росту в них накопичуються органічні і мінеральні речовини, відбуваються складні біохімічні процеси, головним з яких є дихання.

Ріст фруктів і ягід відбувається за рахунок утворення тканин і клітин з хімічних сполук. Поступово вони досягають споживної стиглості, набувають відповідного зовнішнього вигляду, забарвлення шкірки, м'якоти, максимальної кількості хімічних споживних речовин, що зумовлюють смак і запах.

Підвищена вологість ґрунтів і повітря, зменшення сонячного опромінювання призводить до зниження вмісту в фруктах і ягодах цукрів і збільшення кількості органічних кислот та вологи. Фрукти і ягоди, вирощені в Криму, Закарпатті, Південному степу мають кращі харчові цінності, смак, аромат, ніж ті, самі види і сорти вирощені у Поліссі, західному Лісостепу.

Продукти переробки фруктів та ягід, вирощених в умовах високої вологості і недостатнього сонячного освітлення, будуть за хімічним складом і харчовою цінністю гіршими від продуктів, виготовлених з фруктів та ягід, вирощених в більш сприйнятливих умовах.

Фрукти і овочі відіграють важливу роль в життєдіяльності людини. Згідно з нормами, дорослим людям рекомендується споживати в середньому 243 кг овочів і фруктів на рік.

Харчова цінність фруктів та ягід обумовлена їх енергетичною, біологічною, фізіологічною, лікувально-профілактичною, органолептичною цінністю та безпекою.

Переважає більшість фруктів та ягід має вищу енергетичну цінність, ніж овочі, завдяки вмісту в них цукрів і крохмалю.

Біологічна цінність фруктів і ягід та продуктів їх переробки визначається вмістом у них біологічно-активних і в тому числі незамінних речовин: води, мінеральних, лементів, трагічних речовин – вуглеводів, азотних сполук, жирів, вітамінів, органічних кислот, дубильних, ароматичних, барвних та інших речовин. Фізіологічна цінність зумовлена наявністю в них органічних кислот, глюкозів, цукрів, які впливають на органи смаку, нервову систему. Лікувально-профілактична цінність – пов'язана з вмістом вітамінів С, А, Р групи В, РР, S, К, пектину, клітковини, мінеральних елементів, деяких амінокислот, органічних кислот. Органолептичну цінність обумовлюють їх зовнішній вигляд (чисто та розвиненість, форма забарвлення, сухість, відсутність пошкоджень), запах, смак, міцність шкірочки і м'якоті, розмір, маса.

Сучасною перспективою харчової промисловості є збільшення об'єму вирощування, переробки, зберігання фруктів та ягід.

Процес зберігання фруктів тісно пов'язаний з холодильною технологією та холодильною технікою так, як фрукти належить до продуктів харчування які дуже швидко псуються.

Одні з найпопулярніших напівфабрикатів заморожені овочі, фрукти та ягоди. Заморожування ягід дозволяє, у випадку розташування виробництва з переробки поблизу вирощування сировини, вирішити ряд задач: надати робочі місця сільському населенню, скоротити втрати вирощеного врожаю, використати відходи переробки для потреб сільського господарства.

Заморожені ягоди швидко завоювали ринок продуктів харчування й у багатьох закордонних країнах завдяки не тільки своїм смаковим якостям і зручності готування, але й невисокій ціні.

Український ринок заморожених ягід успішно розвивається – розширюється асортимент продукції за смаком за формою подачі продукту. На початку 2000-х років результати маркетингових досліджень демонстрували ріст вітчизняного ринку заморожених ягід на 20– 25% щорічно. Основною причиною такого росту була й зараз залишається реструктуризація раціону харчування людей внаслідок прискорення темпів життя. Останні два-три року показник приросту місткості ринку став помітно нижчим, що надихнуло провідних виробників розширити асортименти радикально – шляхом інвестування технологічного парку.

На сьогоднішній день річна ємність українського ринку заморожених харчових продуктів (у тому числі ягід) оцінюється в 300 тисяч тонн. Із загальної маси згаданих категорій продуктів на споживчий ринок України (тобто в роздрібну торгівлю й громадське харчування) надходить 85–90%, решта – експорт або промислове використання. У результаті український ринок заморожених ягід має ємність до 560 тисяч тонн , або 10,5 кг на душу населення в рік.

Світова статистика споживання показує, що житель США –споживає 10,5 полуниці щороку.

За спостереженнями галузевих фахівців, на українському ринку заморожених напівфабрикатів основними гравцями є не більше п'яти великих

виробників, які представляють свою продукцію у всіх регіонах країни. Частина дослідників ринок ягід прямо зв'язують із добробутом населення: чим багатша країна, тим більше в ній затребувані заморожені ягоди. Їхні опоненти вважають, що купівельна спроможність зв'язана не тільки з фінансовими можливостями населення, але й з культурою споживання. Зокрема, такі високорозвинені країни, як Німеччина і Японія на душу населення споживають заморожених ягід утричі менше, ніж у середньому по Євросоюзу або США.

Все вище сказане доводить, що проект холодильника для заморожування ягід та їхнього зберігання є затребуваним вітчизняними підприємцями та споживачами та добре вписується в агропромислове виробництво.

Використання в роботі великих холодильних установок тих чи інших холодильних агентів потребує ретельного аналізу багатьох факторів, як то вартість установки та холодильного агента, вплив на довкілля, енергетична ефективність виробництва продукції, велика частка вартості якого припадає на виробництво штучного холоду, законодавчі обмеження, безпека та багато іншого.

У цій магістерській роботі зроблена спроба проаналізувати вплив заміни холодильного агента на ефективність виробництва із застосуванням штучного охолодження.

1. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРИЙНЯТИХ ДО РОЗГЛЯДУ СХЕМ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК

Холодильна установка, що проектується складається з холодильних камер для попереднього охолодження ягід, короткотривалого зберігання охолоджених ягід, зберігання заморожених ягід, камер встановлення швидкоморозильних апаратів (ШМА), експедиційних, службових, виробничих та допоміжних приміщень.

Основними напрямками підвищення ефективності виробництва продукції є ефективне використання сировинних ресурсів, впровадження безвідходних та маловідхідних технологій переробки для заданого асортименту продуктів харчування зі збалансованими показниками біологічної цінності та якості, впровадження сучасного ефективного енергоощадного обладнання, застосування високоефективних теплоізоляційних матеріалів.

У зв'язку з тим, що скорочення витрат на всіх стадіях виробництва і збільшення об'ємів продукції, яка виготовляється з одиниці сировини, являється одним з головних завдань промисловості і досягається в першу чергу оптимізацією технологічних схем, обладнання та систем в цілому з раціональним використанням ресурсів сировини, виробничих потужностей і промислових технологій.

Аналіз існуючих на сьогодні технологічних процесів виробництва штучного холоду та аналіз обладнання, яке використовується для цього, дозволяє виділити ряд особливостей такого виробництва, які призводять до значних енергетичних втрат – нестабільність параметрів сировини, яка постачається, зміни її властивостей при зберіганні, значні теплові надходження в камери зберігання, недостатня потужність встановленого

обладнання, втрата сировини, зв'язана із зупинкою різних апаратів та установок, необґрунтовано підібрані параметри роботи установки та способи охолодження.

На хід технологічних процесів, ефективність виробництва та роботу обладнання впливають як зовнішні, так і внутрішні чинники. До зовнішніх відносяться зміни якості сировини, зміни графіку, зміни постачання сировини та вивозу готової продукції, зміни параметрів енергоносіїв та інші. Внутрішніми чинниками для процесу виробництва, як єдиного цілого, є зміни витрати продуктів між окремими ділянками виробництва, зміни характеристик роботи окремих агрегатів (зміни коефіцієнтів теплопередачі, гідравлічні опори та інші).

Основними вимогами до обладнання, що застосовується в процесі, виробництва штучного холоду є можливість забезпечення холодом необхідної якості виробництва, при будь-яких змінах в роботі останнього.

Застосування сучасного обладнання дозволяє одержати значний економічний ефект, який досягається завдяки: забезпеченню заданих якостей продуктів, що виробляються, незалежно від суб'єктивних факторів; зменшенню втрат продуктів; зменшення споживання електроенергії, зниженню трудомісткості процесів виробництва; підвищенню культури виробництва і т. д.

В магістерській роботі проводиться аналіз схем запропоновано використати сучасну схему холодозабезпечення з безпосереднім охолодженням. Безпосереднє охолодження дозволить знизити затрати на охолодження, щонайменше на 5%.

Для однієї з аналізованих схем холодильним агентом вибрано аміак. Це обумовлено такими чинниками:

- Має термодинамічні та теплофізичні характеристики, які озволяють отримати високий ККД в холодильних установках;

- Хімічно нейтральний по відношенню до більшості конструкційних матеріалів;
- Не розчиняється у мастилі, не чуттєвий до вологи та легко знаходиться у випадку витікання;
- Екологічно безпечний ODP=0, GWP=0;
- Низька вартість (не більше 2,4 гривні за кг) та доступність на ринку України.

Для іншої аналізованої схеми пропонується використати аміак та вуглекислоту (для заморожування). Поряд із перевагами, які надає аміак, вуглекислота має свої переваги. Зменшення температури заморожування дозволяє скоротити його час, що в перспективі роботи підприємства, дає можливість збільшити виробництво готової продукції. Використання вуглекислоти, як показують розрахунки, скорочує витрати електроенергії та робить установку безпечнішою, через зменшення аміакомісткості холодильної установки, за рахунок більшої об'ємної холодопродуктивності зменшуються розміри компресорів та трубопроводів.

Для відведення теплоти конденсації в роботі передбачено використання випарних конденсаторів, що дає можливість суттєво економити кошти за рахунок використання значно меншої кількості води ніж для інших типів конденсаторів.

Використання у роботі холодильної машини сучасних гвинтових компресорних агрегатів, з високим рівнем автоматизації, дозволяє забезпечити роботу холодильної установки з високими показниками ефективності при значних коливаннях теплового навантаження.

В магістерській роботі проводиться порівняльний аналіз двох схемних рішень, одне з яких передбачає використання альтернативного холодильного агента – вуглекислоти. Опис та розрахунок цих схем наведено нижче.

Запропоновані у схемах технічні рішення в поєднанні з високим рівнем

автоматизації дозволяють значно знизити собівартість виробництва штучного холоду і, як показують розрахунки, дозволяють збільшити виробництво готової продукції, за рахунок скорочення операцій із заморожування.

З магістерській роботі розглядаються однакові для двох схемних рішень холодильної установки будівельні конструкції, технологія виробництва, перелік продукції та сировини, максимально однакове обладнання. З метою зменшення капітальних витрат на будівництво запропоновано використати каркасну конструкцію будівлі, стіни якої виготовлені із сендвіч панелей, а розташування її вибрано таким чином, щоб скоротити витрати на інженерні комунікації з одночасним забезпеченням необхідної безпеки виробництва.

Виходячи з сучасної вартості будівельних конструкцій, обладнання, електроенергії та водопостачання і водовідведення в економічній частині даного проекту проведено розрахунок ефективності капітальних вкладень в холодильні установки, які аналізуються, визначаються техніко-економічні показники її роботи.

Виходячи з отриманих техніко-економічних показників запропоновані технічні рішення та обране обладнання дозволяє отримати штучний холод, собівартість якого знаходиться на рівні найкращих показників для обох розглянутих схем, однак у схемі з використанням вуглекислоти ці показники кращі.

2. Тепловий розрахунок холодильних установок та вибір обладнання

2.1. Вихідні дані

Параметри зовнішнього повітря

Для м. Кропивницький (стара назва Кіровоград) параметри зовнішнього повітря приймаємо за кліматологічними довідниками. Вони наведені в таблиці 2.1:

Таблиця 2.1.

Параметри зовнішнього повітря м.Кропивницький	$t_{\text{пов}}$ °C	Відносна вологість %
Середньорічні параметри повітря	6,7	-
Розрахункові літні параметри повітря	33	40
Розрахункові зимні параметри повітря	-15	80

Вибір внутрішніх параметрів повітря та терміну зберігання продуктів

Внутрішні параметри повітря холодильних камер залежать від продуктів, що зберігаються в камерах (див. таблицю 2.2.).

Таблиця 2.2.

Назва камери	E_k т	Час заповнення доб	$t_{\text{кам}}$ °C	Швидкість руху повітря м/с	Відносна вологість %
Короткочасного зберігання ягід	200	10	0	1-1,5	85
Камера ШМА			0	0,3	85
Зберігання заморожених ягід	7000	70	-18	1-1,5	75
Попереднє охолодження	50	1	0	4-5	85

2.2. Визначення основних розмірів та планування приміщень холодильника

Розраховуємо будівельну площу камери зберігання заморожених ягід (прийнято 500 тон) за формулою 7.2 [1]:

$$F_{\text{буд}} := \frac{E_k}{g_U \cdot \beta_F \cdot h_B}, \text{ м}^2 \quad F_{\text{буд}} := \frac{500}{0.35 \cdot 0.85 \cdot 6} = 280 \text{ м}^2$$

де E_k - місткість камери, т;

g_U - норма завантаження продукту, при закладанні у

контейнерах (вибирається із додатка 11 [1]), т/м³; $g_U := 0.35 \cdot \frac{T}{3}$

β_F - коефіцієнт використання будівельної площі камери (вибирається

залежно від площі камер с.39 [1]);

h_B - вантажна висота (с.39 [1]), м, приймаємо чотири контейнера по висоті.

Визначаємо площу одного будівельного прямокутника за формулою:

$$f := b \cdot l, \text{ м}^2 \qquad f := 6 \cdot 12 = 72 \text{ м}^2$$

де b - ширина будівельного прямокутника, м;

l - довжина будівельного прямокутника, м.

Визначаємо кількість будівельних прямокутників за формулою 7.6 [1]:

$$n := \frac{F_{\text{буд}}}{f} \qquad n := \frac{280}{72} = 3.89$$

Приймаємо дійсну кількість будівельних прямокутників n_D округлюючи до цілих значень (в бік зростання) розрахункове значення n ($n_D := 4$).

Приймаємо для зберігання 500 т заморожених ягід 4 будівельних прямокутники.

Знаходимо дійсну площу камери за формулою:

$$F_D := n_D \cdot f, \text{ м}^2 \qquad F_D := 4 \cdot 72 = 288 \cdot \text{м}^2$$

Визначаємо дійсну місткість камери за формулою II-a[2]:

$$E_{\text{кд}} := \frac{n_D}{n} \cdot E_{\text{к}}, \text{ т} \qquad E_{\text{кд}} := \frac{4}{3.89} \cdot 500 = 514 \cdot \text{т}$$

Площу та дійсну місткість інших камер знаходимо аналогічно. Результати розрахунку зводимо до таблиці 2.3.

Знаходимо площу експедиційно-сортувальних приміщень за формулою:

$$F_{\text{екс}} := \frac{0.5 \cdot \Sigma M_D}{0.35}, \text{ м}^2 \qquad F_{\text{екс}} := \frac{0.5 \cdot 210}{0.35} = 300 \text{ м}^2$$

де ΣM_D - загальне добове надходження продукту в камери, т/доб; приймаємо у розмірі 3% від загальної місткості камер.

$$n_{\text{екс}} := \frac{F_{\text{екс}}}{f} \qquad n := \frac{300}{72} = 4.167$$

Приймаємо для експедиційно-сортувальних приміщень 5 прямокутників.

Загальна будівельна площа приміщень холодильного оброблення становить (табл.2.3):

$$\Sigma F_{\text{буд}} := 4968 \text{ м}^2$$

Знаходимо площу допоміжних та службових приміщень за формулою:

$$F_{\text{доп}} := 0.25 \cdot \Sigma F_{\text{буд}}, \text{ м}^2 \qquad F_{\text{доп}} := 0.25 \cdot 5544 = 1108 \cdot \text{м}^2$$

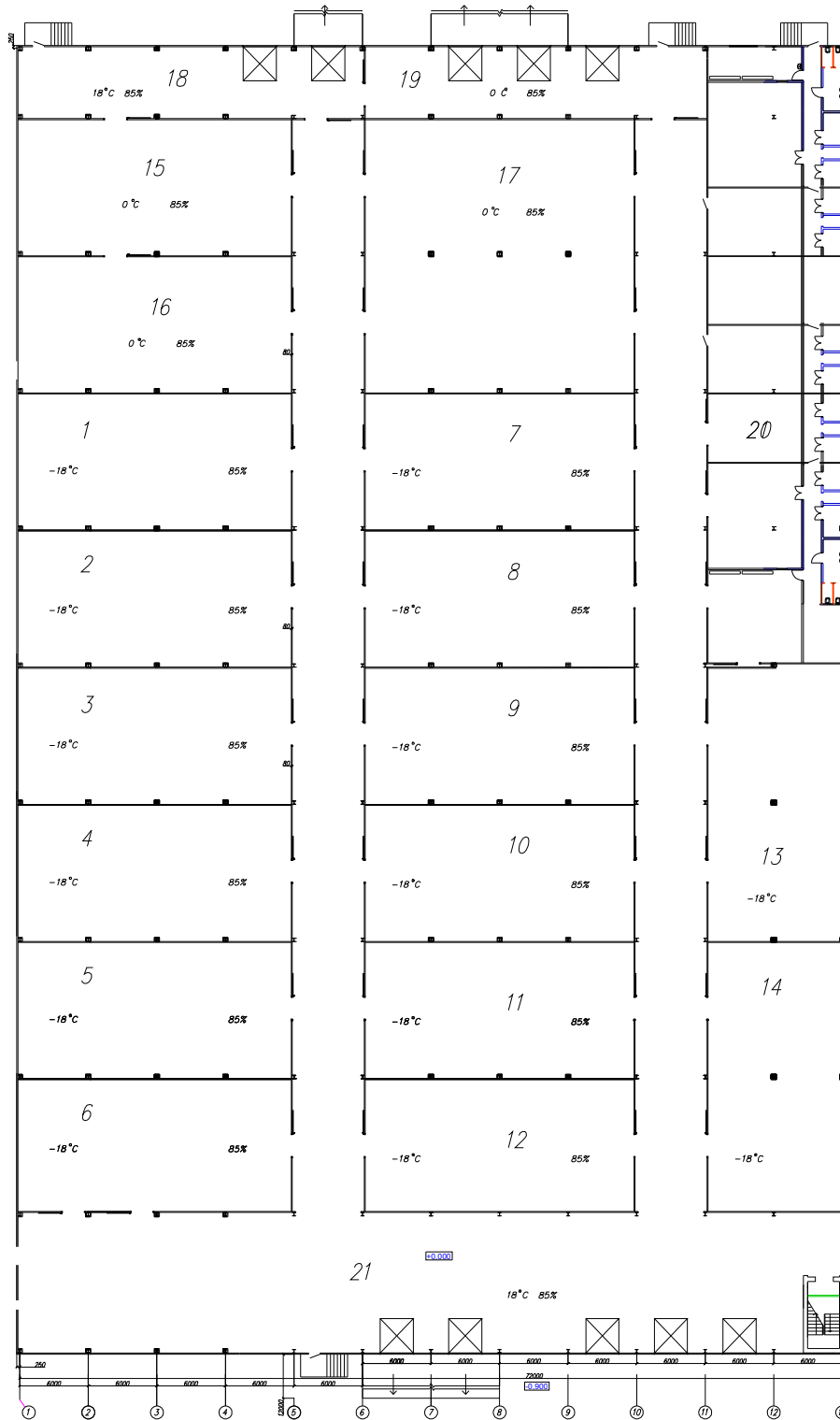
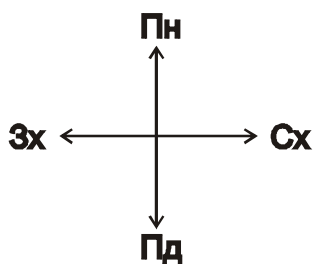


Рис.2.1. План холодильника



- 1-14 - камера зберігання заморожених ягід
- 15 - камера попереднього охолодження;
- 16 - камера короткотривалого зберігання ягід;
- 17 - камера ШМА та пакування;
- 18 - експедиція сировини;
- 19 - експедиція замороженої продукції;
- 20 - службові та допоміжні приміщення;
- 21 - експедиційно-сортувальні приміщення.

Знаходимо площу холодильника в контурі ізоляції за формулою:

$$F'_{\text{хол}} := \Sigma F_{\text{буд}} + F_{\text{доп}}, \text{ м}^2 \quad F'_{\text{хол}} := 5544 + 1152 = 6696 \cdot \text{м}^2$$

Знаходимо площу машинного відділення за формулою:

$$F_{\text{маш}} := 0.2 \cdot \Sigma F_{\text{буд}}, \text{ м}^2 \quad F_{\text{маш}} := 0.2 \cdot 6696 = 1339 \cdot \text{м}^2$$

Всі розрахунки зводимо в таблицю 2.3, плануємо розміщення камер холодильника (план холодильника наведено на рис.2.1).

2.3. Розрахунок товщини ізоляційних конструкцій холодильника

Конструкцію огорож камер холодильника наведено в табл.2.4. Термічний опір окремих шарів будівельної конструкції знаходимо за формулою:

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

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.

Сумарний термічний опір всіх будівельних шарів знаходимо (крім теплоізоляції) за формулою:

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

Потрібну товщину ізоляційного шару знаходимо за формулою 8.2 [1]:

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

де λ_{i3} - коефіцієнт теплопровідності ізоляції (додаток 3 [1]), Вт/(м·К);

K_0 - оптимальний коефіцієнт теплопередачі (таблиця 8.2, 8.3, 8.4 [1]), Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$);

α_3 - коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої або більш теплої сторони огородження (таблиця 8.1 [1]), Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$);

α_B - коефіцієнт тепловіддачі з внутрішньої або більш холодної сторони огородження (таблиця 8.1 [1]), Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$);

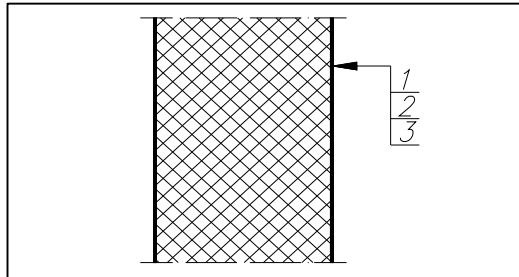
Приймаємо дійсне значення товщини теплоізоляції $\delta_{i3\text{др}}$ округлюючи розрахункове значення δ_{i3} в бік зростання (типова товщина сендвіч-панелей: 60 мм, 80 мм, 100 мм, 120 мм, 150 мм)

Перерахунок коефіцієнта теплопередачі для прийнятої товщини теплоізоляційного шару виконуємо за формулою формулою 8.3 [1]:

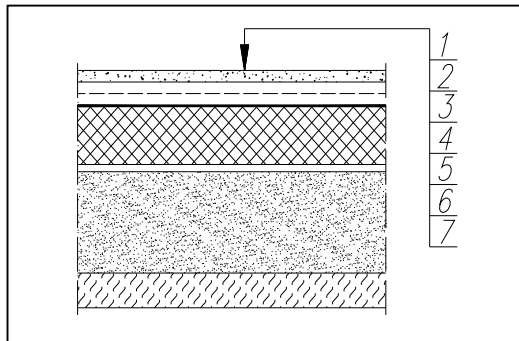
Таблиця 2.3. Визначення основних розмірів приміщень холодильника

Назва приміщення	E_k Т	g_v Т/М ³	β_F	h_v М	$F_{буд}$ М ²	f М ²	n	n_d	F_d М ²	$E_{кд}$ Т
№1 Зберігання заморожених ягід	500	0,35	0,85	6,0	280,1	72	3,89	4	288	514
№2 Зберігання заморожених ягід	500	0,35	0,85	6,0	280,1	72	3,89	4	288	514
№3 Зберігання заморожених ягід	500	0,35	0,85	6,0	280,1	72	3,89	4	288	514
№4 Зберігання заморожених ягід	500	0,35	0,85	6,0	280,1	72	3,89	4	288	514
№5 Зберігання заморожених ягід	500	0,35	0,85	6,0	280,1	72	3,89	4	288	514
№6 Зберігання заморожених ягід	500	0,35	0,85	6,0	280,1	72	3,89	4	288	514
№7 Зберігання заморожених ягід	500	0,35	0,85	6,0	280,1	72	3,89	4	288	514
№8 Зберігання заморожених ягід	500	0,35	0,85	6,0	280,1	72	3,89	4	288	514
№9 Зберігання заморожених ягід	500	0,35	0,85	6,0	280,1	72	3,89	4	288	514
№10 Зберігання заморожених ягід	500	0,35	0,85	6,0	280,1	72	3,89	4	288	514
№11 Зберігання заморожених ягід	500	0,35	0,85	6,0	280,1	72	3,89	4	288	514
№12 Зберігання заморожених ягід	500	0,35	0,85	6,0	280,1	72	3,89	4	288	514
№13 Зберігання заморожених ягід	500	0,35	0,85	6,0	280,1	72	3,89	4	288	514
№14 Зберігання заморожених ягід	500	0,35	0,85	6,0	280,1	72	3,89	4	288	514
№15 Попереднє охолодження	96	0,20	0,70	2,4	285,7	72	3,97	4	288	97
№16 Короткочасного зберігання ягід	200	0,40	0,80	2,4	260,4	72	3,62	4	288	221
№17 Скороморозильних апаратів						72		8	576	
№18 Експедиція свіжих ягід						72		2,5	180	
№19 Експедиція заморожених ягід						72		2,5	180	
Сума										
Будівельна площа					3240	72	45,0	77	5544	
Службові та допоміжні приміщення					1386	72	19,3	21	1476	
Вантажні коридори холодильника					1152,0	72	16,0	16	1152	
Машинне відділення					1140	72	15,8	16,0	1152	
Холодильник								130	9324	

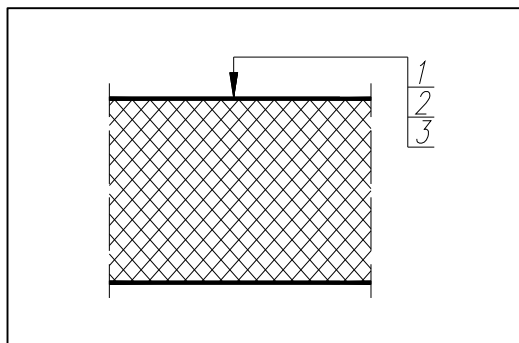
Табл.2.4. Будівельно-ізоляційні конструкції холодильника



Зовнішня стіна	δ м	λ Вт/мК	$\Sigma\delta_i/\lambda_i$ м ² К/Вт
1. Оцинкований залізний лист з покриттям Polyester	0,001	52	0,000038
2. Теплоізоляція із пожежостійкого пінополіуретану	-	0,021	
3. Оцинкований залізний лист з покриттям Polyester	0,001	52	



Підлога	δ м	λ Вт/мК	$\Sigma\delta_i/\lambda_i$ м ² К/Вт
1. Чистова підлога	0,040	1,4	0,100
2. Армована бетонна стяжка	0,100	1,4	
3. Теплоізоляція із пінопласта полістирольного ПСБ-С	0,001	0,05	
4. Бетонна підготовка з електронагрівачами	-	-	
5. Гідроізоляція	0,004	-	
6. Бетонна підготовка	0,100	-	
6. Ущільнений щебінь з піском	0,700	-	



Покриття	δ м	λ Вт/мК	$\Sigma\delta_i/\lambda_i$ м ² К/Вт
1. Оцинкований залізний лист з покриттям Polyester	0,001	52	0,000038
2. Теплоізоляція із пожежостійкого пінополіуретану	-	0,021	
3. Оцинкований залізний лист з покриттям Polyester	0,001	52	

$$K_d := \frac{1}{\frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} + \frac{\delta_{i3D}}{\lambda_{i3}}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Перевірку огорожень на умову утворення конденсату (при розрахунковій зимній температурі зовнішнього повітря) провідимо за формулою 8.4 [1]:

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

де t_B - температура повітря в більш теплому 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 теплому приміщенні (визначається по і-d діаграмі повітря за температурою та вологістю повітря в приміщенні), $^\circ\text{C}$.

Всі розрахунки зводимо в таблицю 2.5.

2.4. Розрахунок теплитокув охолоджуваних приміщень

Розрахунок проводять для кожної камери окремо, що дозволяє визначити навантаження окремо по камерам.

Початковими даними для розрахунку є екскізний план холодильника з нанесенням розмірів камер та орієнтації по сторонам світу (наведено на рис.2.1.), значення коефіцієнтів теплопередачі будівельно-ізоляційних конструкцій, температура та вологість в камерах, зовнішнього повітря, та суміжних приміщень, температура та кількість вантажів що надходять до камер.

2.4.1. Розрахунок теплопритокув від зовнішнього повітря та приміщень з більшою температурою

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

Розраховуємо теплопритоки від зовнішнього повітря та приміщень з більшою температурою за формулою 9.2. [1]:

$$Q_1 := Q_{1T} + Q_{1C}, \text{ Вт}$$

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

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

Розраховуємо теплопритоки через зовнішнє огороження під дією різниці температур за формулою 9.3. [1]:

Таблиця 2.5. 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	$t_{\text{т,р}}$ С
Стіни зовнішні	0	0,04	0,30	3,33	23	0,043	9	0,111	0,000038	0,1271	0,140	0,274	-15	-0,5	-2,1
	-18	0,04	0,21	4,76	24	0,042	10	0,100	0,000038	0,1848	0,200	0,194	-15	-17,9	-18,1
Стіни внутрішні	0	0,04	0,44	2,30	9	0,111	9	0,111	0,000038	0,0831	0,100	0,367	0	0,0	-2,1
	-18	0,04	0,28	3,57	9	0,111	9	0,111	0,000038	0,134	0,140	0,269	0	-0,5	-2,8
Перегородки	0/0	0,04	0,58	1,72	9	0,111	9	0,111	0,000038	0,060	0,080	0,450	-18	-0,9	-2,1
	-18/-18	0,04	0,58	1,72	9	0,111	9	0,111	0,000038	0,060	0,080	0,450	0	-1,0	-2,8
	0/-18	0,04	0,28	3,57	9	0,111	9	0,111	0,000038	0,134	0,140	0,269	0	-1,0	-1,2
Підлога	0	0,04	0,41	2,44	0	0,000	9	0,111	0,100	0,104	0,120	0,311			
	-18	0,04	0,21	4,76	0	0,000	9	0,111	0,100	0,208	0,220	0,175			
Покриття	0	0,04	0,29	3,45	23	0,043	9	0,111	0,000038	0,132	0,140	0,274	-15	-0,5	-2,1
	-18	0,04	0,22	4,65	23	0,043	9	0,111	0,000038	0,180	0,180	0,215	-15	-17,9	-1,8

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

де F - площа огородження, м^2 ; t_3 - температура ззовні огородження, $^{\circ}\text{C}$;
 t_B - температура в камері, $^{\circ}\text{C}$.

Знаходимо теплопритоки від дії сонячної радіації по формулі 9.7 [1]:

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

де Δt_c - надлишкова різниця температури від дії сонячної радіації
 (таблиця 9.1 [1]), $^{\circ}\text{C}$.

Розрахунки теплопритоків зводимо в таблицю 2.6.

2.4.2. Розрахунок теплопритоки при термічній обробці продуктів

Розраховуємо теплопритоки при термічній обробці продуктів за формулою:

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

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

$Q_{2Т}$ - теплопритоки від тари, Вт.

Знаходимо теплопритоки від продуктів за формулою III-6 [2]:

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

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

$i_{П}$ - ентальпія продукту при надходженні в камеру (додаток 10 [1]), кДж/кг;

$i_{К}$ - ентальпія продукту після холодильної обробки (додаток 10 [1]), 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 теплопритоки від тари за формулою III-5 [2]:

$$Q_{2Т} := M_{dT} \cdot C_T \cdot (t_{П} - t_{К}) \cdot \frac{1000 \cdot 1000}{\tau \cdot 3600} , \text{ Вт}$$

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

C_T - теплоємність тари (с.59 [1]), кДж/(кг·К);

$t_{П}$ - температура тари при надходженні в камеру, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{К}$ - температура тари після холодильної обробки, $^{\circ}\text{C}$.

Для замороження ягід приймаємо до встановлення чотири флюїдизаційних швидкоморозильних апарати Росток 1500М-Ф продуктивністю 1200 кг на годину.

В розрахунках приймаємо роботу у дві зміни по 8 годин. Що дозволить заморожувати 96 тон на добу. Технічна характеристика апарата наведена в таб. 2.7.

Таблиця 2.6. Теплопритоки 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 _c С	Q _{1r} Вт	Q _{1c} Вт	Q ₁ Вт
			L	B	H								
№1 Зберігання заморожених ягід	П-Пн	0,269	24	-	7,2	172,8	0	-18	18	0	836	0	836
	Вс-Сх	0,269	12	-	7,2	86,4	18	-18	36	0,0	836	0	836
	П-Пд	0,450	24	-	7,2	172,8	-18	-18	0	0,0	0	0	0
	Зс-Зх	0,194	12	-	7,2	86,4	33	-18	51	7,2	857	121	978
	Підлога	0,175	12	24	-	288	1	-18	19	0	958	0	958
	Покриття	0,215	12	24	-	288	33	-18	51	17,7	3156	1095	4251
Всього											6642	1216	7858
№2 Зберігання заморожених ягід	П-Пн	0,450	24	-	7,2	172,8	-18	-18	0	0	0	0	0
	Вс-Сх	0,269	12	-	7,2	86,4	18	-18	36	0	837	0	837
	П-Пд	0,269	24	-	7,2	172,8	-18	-18	0	0	0	0	0
	Зс-Зх	0,194	12	-	7,2	86,4	33	-18	51	7,2	855	121	976
	Підлога	0,175	12	24	-	288	1	-18	19	0	958	0	958
	Покриття	0,215	12	24	-	288	33	-18	51	17,7	3158	1096	4254
Всього											5807	1217	7024
№3 Зберігання заморожених ягід	П-Пн	0,269	24	-	7,2	172,8	-18	-18	0	0	0	0	0
	Вс-Сх	0,269	12	-	7,2	86,4	18	-18	36	0	836	0	836
	П-Пд	0,450	24	-	7,2	172,8	-18	-18	0	0	0	0	0
	Зс-Зх	0,194	12	-	7,2	86,4	18	-18	36	0	603	0	603
	Підлога	0,175	12	24	-	288	1	-18	19	0	958	0	958
	Покриття	0,215	12	24	-	288	33	-18	51	17,7	3158	1096	4254
Всього											5555	1096	6651

Продовження таблиці 2.6.

Назва камери	Назва огороження	K _d Вт/м ²	Розміри, м			F м ²	t _з С	t _в С	Δt С	Δt _c С	Q _{1г} Вт	Q _{1с} Вт	Q ₁ Вт
			L	B	H								
№4 Зберігання заморожених ягід	П-Пн	0,450	24	-	7,2	172,8	-18	-18	0	0	0	0	0
	Вс-Сх	0,269	12	-	7,2	86,4	18	-18	36	0	837	0	837
	П-Пд	0,450	24	-	7,2	172,8	-18	-18	0	0	0	0	0
	Вс-Сх	0,269	12	-	7,2	86,4	18	-18	36	0	837	0	837
	Підлога	0,175	12	24	-	288	1	-18	19	0	958	0	958
	Покриття	0,215	12	24	-	288	33	-18	51	17,7	3158	1096	4254
Всього										5789	1096	6885	
№5 Зберігання заморожених ягід	П-Пн	0,450	24	-	7,2	172,8	-18	-18	0	0	0	0	0
	Вс-Сх	0,269	12	-	7,2	86,4	18	-18	36	0	837	0	837
	П-Пд	0,450	24	-	7,2	172,8	-18	-18	0	0	0	0	0
	Вс-Сх	0,269	12	-	7,2	86,4	18	-18	36	0	837	0	837
	Підлога	0,175	12	24	-	288	1	-18	19	0	958	0	958
	Покриття	0,215	12	24	-	288	33	-18	51	17,7	3158	1096	4254
Всього										5789	1096	6885	
№6 Зберігання заморожених ягід	П-Пн	0,450	24	-	7,2	172,8	-18	-18	0	0	0	0	0
	Вс-Сх	0,269	12	-	7,2	86,4	18	-18	36	0	836	0	836
	Вс-Пд	0,296	24	-	7,2	172,8	18	-18	36	0	1841	0	1841
	Зс-Сх	0,269	12	-	7,2	86,4	18	-18	36	0	837	0	837
	Підлога	0,175	12	24	-	288	1	-18	19	0	958	0	958
	Покриття	0,215	12	24	-	288	33	-18	51	17,7	3156	1095	4251
Всього										7627	1095	8722	

Продовження таблиці 2.6.

Назва камери	Назва огородження	K _д Вт/м ²	Розміри, м			F м ²	t _з С	t _в С	Δt С	Δt _с С	Q _{1г} Вт	Q _{1с} Вт	Q ₁ Вт
			L	B	H								
№7 Зберігання заморожених ягід	П-Пн	0,269	24	-	7,2	172,8	0	-18	18	0	836	0	836
	Вс-Сх	0,269	12	-	7,2	86,4	18	-18	36	0	836	0	836
	П-Пд	0,450	24	-	7,2	172,8	-18	-18	0	0	0	0	0
	Вс-Зх	0,269	12	-	7,2	86,4	18	-18	36	0	836	0	836
	Підлога	0,175	12	24	-	288	1	-18	19	0	958	0	958
	Покриття	0,215	12	24	-	288	33	-18	51	17,7	3156	1095	4251
Всього											6621	1095	7716

№8 Зберігання заморожених ягід	П-Пн	0,450	24	-	7,2	172,8	-18	-18	0	0	0	0	0
	Вс-Сх	0,269	12	-	7,2	86,4	18	-18	36	0	837	0	837
	П-Пд	0,450	24	-	7,2	172,8	-18	-18	0	0	0	0	0
	Вс-Зх	0,269	12	-	7,2	86,4	18	-18	36	0	837	0	837
	Підлога	0,175	12	24	-	288	1	-18	19	0	958	0	958
	Покриття	0,215	12	24	-	288	33	-18	51	17,7	3158	1096	4254
Всього											5789	1096	6885

№9 Зберігання заморожених ягід	П-Пн	0,450	24	-	7,2	172,8	-18	-18	0	0	0	0	0
	Вс-Сх	0,269	12	-	7,2	86,4	18	-18	36	0	837	0	837
	П-Пд	0,450	24	-	7,2	172,8	-18	-18	0	0	0	0	0
	Вс-Зх	0,269	12	-	7,2	86,4	18	-18	36	0	837	0	837
	Підлога	0,175	12	24	-	288	1	-18	19	0	958	0	958
	Покриття	0,215	12	24	-	288	33	-18	51	17,7	3158	1096	4254
Всього											5789	1096	6885

Продовження таблиці 2.6.

Назва камери	Назва огородження	K _д Вт/м ²	Розміри, м			F м ²	t _з С	t _в С	Δt С	Δt _с С	Q _{1г} Вт	Q _{1с} Вт	Q ₁ Вт
			L	B	H								
№10 Зберігання заморожених ягід	П-Пн	0,450	24	-	7,2	172,8	-18	-18	0	0	0	0	0
	Вс-Сх	0,269	12	-	7,2	86,4	18	-18	36	0	837	0	837
	П-Пд	0,450	24	-	7,2	172,8	-18	-18	0	0	0	0	0
	Вс-Зх	0,269	12	-	7,2	86,4	18	-18	36	0	837	0	837
	Підлога	0,175	12	24	-	288	1	-18	19	0	958	0	958
	Покриття	0,215	12	24	-	288	33	-18	51	17,7	3158	1096	4254
Всього										5789	1096	6885	

№11 Зберігання заморожених ягід	П-Пн	0,450	24	-	7,2	172,8	-18	-18	0	0	0	0	0
	Вс-Сх	0,269	12	-	7,2	86,4	18	-18	36	0	837	0	837
	П-Пд	0,450	24	-	7,2	172,8	-18	-18	0	0	0	0	0
	Вс-Зх	0,269	12	-	7,2	86,4	18	-18	36	0	837	0	837
	Підлога	0,175	12	24	-	288	1	-18	19	0	958	0	958
	Покриття	0,215	12	24	-	288	33	-18	51	17,7	3158	1096	4254
Всього										5789	1096	6885	

№12 Зберігання заморожених ягід	П-Пн	0,450	24	-	7,2	172,8	-18	-18	0	0	0	0	0
	Вс-Сх	0,269	12	-	7,2	86,4	18	-18	36	0	837	0	837
	Вс-Пд	0,450	24	-	7,2	172,8	18	-18	36	0	2799	0	2799
	Вс-Зх	0,269	12	-	7,2	86,4	18	-18	36	0	837	0	837
	Підлога	0,175	12	24	-	288	1	-18	19	0	958	0	958
	Покриття	0,215	12	24	-	288	33	-18	51	17,7	3158	1096	4254
Всього										8588	1096	9684	

Продовження таблиці 2.6.

Назва камери	Назва огороження	K _d Вт/м ²	Розміри, м			F м ²	t _з С	t _в С	Δt С	Δt _c С	Q _{1г} Вт	Q _{1с} Вт	Q ₁ Вт
			L	B	H								
№13 Зберігання заморожених ягід	Вс-Пн	0,450	12	-	7,2	86,4	18	-18	36	0	1400	0	1400
	Зс-Сх	0,194	24	-	7,2	172,8	33	-18	51	0	1710	0	1710
	П-Пд	0,450	12	-	7,2	86,4	-18	-18	0	0	0	0	0
	Вс-Зх	0,269	24	-	7,2	172,8	18	-18	36	0	1673	0	1673
	Підлога	0,175	12	24	-	288	1	-18	19	0	958	0	958
	Покриття	0,215	12	24	-	288	33	-18	51	17,7	3158	1096	4254
Всього											8898	1096	9994

№14 Зберігання заморожених ягід	П-Пн	0,450	12	-	7,2	86,4	-18	-18	0	0	0	0	0
	Зс-Сх	0,194	24	-	7,2	172,8	33	-18	51	0	1710	0	1710
	Вс-Пх	0,269	12	-	7,2	86,4	18	-18	36	0	837	0	837
	Вс-Зх	0,269	24	-	7,2	172,8	18	-18	36	0	1673	0	1673
	Підлога	0,175	12	24	-	288	1	-18	19	0	958	0	958
	Покриття	0,215	12	24	-	288	33	-18	51	17,7	3158	1096	4254
Всього											8335	1096	9431

Назва камери	Назва огороження	K _d Вт/м ²	Розміри, м			F м ²	t _з С	t _в С	Δt С	Δt _c С	Q _{1г} Вт	Q _{1с} Вт	Q ₁ Вт
			L	B	H								
№15 Попереднього охолодження	Вс-Пн	0,269	12	-	7,2	86,4	18	0	18	0	418	0	418
	Вс-Сх	0,269	12	-	7,2	86,4	18	0	18	0	418	0	418
	П-Пд	0,269	12	-	7,2	86,4	0	0	0	0,0	0	0	0
	Зс-Зх	0,274	12	-	7,2	86,4	33	0	33	0	780	0	780
	Підлога	0,311	12	12	-	144	1	0	1	0	45	0	45
	Покриття	0,274	12	12	-	144	33	0	33	17,7	1302	698	2000
Всього											2964	698	3662

Продовження таблиці 2.6.

№16 Камера короткотривалого зберігання	П-Пн	0,450	12	-	7,2	86,4	0	0	0	0	0	0	0
	Вс-Сх	0,367	12	-	7,2	86,4	18	0	18	0	571	0	571
	П-Пд	0,269	12	-	7,2	86,4	-18	0	-18	0	-418	0	-418
	Вс-Зх	0,194	12	-	7,2	86,4	33	0	33	0	553	0	553
	Підлога	0,311	12	12	-	144	1	0	1	0	45	0	45
	Покриття	0,274	12	12	-	144	33	0	33	17,7	1300	697	1998
Всього										2051	697	2748	

№17 Камера скороморозильних апаратів та пакування	П-Пн	0,269	24	-	7,2	172,8	-18	0	-18	0	-837	0	-837
	Вс-Сх	0,450	24	-	7,2	172,8	0	0	0	0	0	0	0
	Вс-Пд	0,269	24	-	7,2	172,8	18	0	18	0	837	0	837
	Вс-Зх	0,367	24	-	7,2	172,8	18	0	18	0	1142	0	1142
	Підлога	0,311	24	24	-	576	1	0	1	0	179	0	179
	Покриття	0,274	24	24	-	576	33	0	33	17,7	5201	2790	7991
Всього										6522	2790	9311	

№19 Експедиція заморожених ягід	Зс-Пн	0,269	30	-	7,2	216	33	0	33	0	1917	0	1917
	Вс-Сх	0,367	12	-	7,2	86,4	18	0	18	0	571	0	571
	П-Пд	0,369	24	-	7,2	172,8	-18	0	-18	0	-1148	0	-1148
	Вс-Зх	0,367	6	-	7,2	43,2	18	0	18	0	285	0	285
	Підлога	0,311	30	6	-	180	1	0	1	0	56	0	56
	Покриття	0,274	30	6	-	180	33	0	33	17,7	1625	872	2497
Всього										3307	872	4179	

Таблиця 2.7.

Продуктивність, кг/год	1500
Довжина камери, м	11000
Ширина камери, м	4500
Висота камери, м	3950
Потужність ел.двигунів, кВт	30
Розмір часток продукту, мм	5...35
Початкова температура продукту, °С	20
Кінцева температура продукту, °С	-18
Температура повітря в камері, °С	-25...-35
Час заморожування, хвилин	6...25
Температура кипіння, °С	-40...-45

Всі розрахунки зводимо в табл. 2.8.

2.4.3. Розрахунок часу заморожування напівфабрикатів залежно від температури

Як відомо, зниження температури процесів охолодження та заморожування призводить до скорочення часу процесу і, як наслідок, до скорочення витрат електроенергії та підвищення якості готової продукції. Для врахування цієї обставини проводимо розрахунок часу заморожування ягід.

Розрахунки проводимо для двох запропонованих температур заморожування.

Заморожування проходить проводити у швидкоморозильних апаратах. Для процесу з температурою $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$ з інтенсивним рухом повітря. Об'єктом заморожування розглядаємо ягоду у формі близькій до кулі. Тоді визначальний розмір для розрахунків - половина товщини. Приймаємо визначальний розмір: $R=15\text{ мм}$.

За технологією можливі два випадки заморожування, у яких різна початкова температура продукту. Проводимо розрахунки для двох випадків.

За попередньо прийнятою технологією параметри процесу заморожування такі:

$$\text{початкова температура} \quad t_{\text{п}} := 5\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{кінцева температура} \quad t_{\text{к}} := -18\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{температура охолодного повітря} \quad t_{\text{пов}} := -35\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Коефіцієнт тепловіддачі при заморожуванні у випадку заморожування з примусовим рухом повітря коливається в межах $60\text{...}100\text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ [2 додаток 20]. Приймаємо коефіцієнт тепловіддачі рівним:

$$\alpha_{\text{п}} := 80 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Теплофізичні властивості продукту (полуниця) приймаємо такі:

$$\text{початкова вологість продукту} \quad W_{\text{п}} := 90\%$$

$$\text{густина} \quad \rho_{\text{пр}} := 950 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\text{кріоскопічна температура} \quad t_{\text{кр}} := -1.15 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\text{коефіцієнт теплопровідності} \quad \lambda_{\text{прз}} := 1.95 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$$

Розрахунки проводимо з урахуванням поправочного коефіцієнта, який враховує тривалість охолодження від початкової до кріоскопічної температури, а потім до кінцевої: $K_{\text{п}}=1,3$

Число Ві для продукту, що заморожується:

$$Bi := \alpha_{\text{п}} \cdot \frac{R}{\lambda_{\text{прз}}} \quad Bi = 0.615$$

Доля вимороженої вологи при заморожуванні:

$$\omega_{\text{х}} := \frac{t_{\text{пов}} - t_{\text{кр}}}{2 \cdot \frac{t_{\text{кр}}}{Bi} - (t_{\text{кр}} - t_{\text{пов}})} \quad \omega_{\text{х}} = 0.901$$

Питома теплота заморожування :

$$q_3 := r_{\text{л}} \cdot W_{\text{п}} \cdot \omega_{\text{х}} \quad q_3 = 271.682 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

де $r_{\text{л}} := 335.2 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ - питома теплота заморожування води.

Оскільки продукт поступає на заморожування з температурою вище кріоскопічної, її спочатку необхідно охолодити. Питома теплота охолодження становитиме:

$$q_{\text{ох}} := c_{\text{ох}} \cdot (t_{\text{п}} - t_{\text{кр}}) \quad q_{\text{ох}} = 16.482 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

де $c_{\text{ох}} := 2.68 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ - питома теплоємність охолодженої м'ясної продукції.

Час заморожування становитиме за формулою Планка VI-7 [2]:

$$\tau_3 := K_{\text{п}} \cdot A_{\text{ф}} \cdot \frac{(q_3 + q_{\text{ох}}) \cdot R \cdot \rho_{\text{пр}}}{t_{\text{кр}} - t_{\text{пов}}} \cdot \left(\frac{R}{2 \cdot \lambda_{\text{прз}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{п}}} \right) \quad \tau_3 = 14.321 \text{ хв}$$

де $A_{\text{ф}} := \frac{1}{3}$ - коефіцієнт форми для кулі.

Для процесу з температурою -45°C з інтенсивним рухом повітря розрахунки проводимо в такій же послідовності:

$$\text{початкова температура} \quad t_{\text{п}} := 5^{\circ}\text{C}$$

$$\text{кінцева температура} \quad t_{\text{к}} := -18^{\circ}\text{C}$$

$$\text{температура охолодного повітря} \quad t_{\text{пов}} := -45^{\circ}\text{C}$$

Доля вимороженої вологи при заморожуванні:

$$\omega_{\text{х}} := \frac{t_{\text{пов}} - t_{\text{кр}}}{2 \cdot \frac{t_{\text{кр}}}{\text{Ві}} - (t_{\text{кр}} - t_{\text{пов}})} \quad \omega_{\text{х}} = 0.921$$

Питома теплота заморожування :

$$q_3 := r_{\text{л}} \cdot W_{\text{п}} \cdot \omega_{\text{х}} \quad q_3 = 277.986 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$\tau_3 := K_{\text{п}} \cdot A_{\text{ф}} \cdot \frac{(q_3 + q_{\text{ох}}) \cdot R \cdot \rho_{\text{пр}}}{t_{\text{кр}} - t_{\text{пов}}} \cdot \left(\frac{R}{2 \cdot \lambda_{\text{прз}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{п}}} \right) \quad \tau_3 = 11.297 \text{ хв}$$

Розрахунки показують, що зниження температури заморожування призводить до скорочення часу на 21,1 %.

2.4.4. Розрахунок теплопритоків від зовнішнього повітря при вентиляції камер

Цей теплопритоки розраховують для камер зберігання охолоджених продуктів, якщо ці продукти виділяють специфічні запахи (обов'язково для камер зберігання фруктів та овочів). Для нашого підприємства враховуємо лише вентиляцію камери короткотривалого зберігання ягід.

Розраховуємо теплопритоки від зовнішнього повітря при вентиляції камер за формулою:

$$Q_3 := M_{\text{п}} \cdot (i_3 - i_{\text{в}}) \cdot 1000, \text{ Вт}$$

де $M_{\text{п}}$ - масова витрата повітря, кг/с;

i_3 - ентальпія зовнішнього повітря (додаток 10 [1]), кДж/кг;

$i_{\text{в}}$ - ентальпія внутрішнього повітря (додаток 10 [1]), кДж/кг;

1000 - перевідний коефіцієнт із кДж в Дж;

Знаходимо масову витрату повітря за формулою 9.12а [1]:

$$M_{\text{п}} := \frac{\rho_{\text{в}} \cdot a \cdot V_{\text{к}}}{\tau \cdot 3600} \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

де $\rho_{\text{в}}$ - густина повітря, $\text{кг}/\text{м}^3$; а - кратність циркуляції (с.60 [1]), об/доб;

V_K - об'єм камери, m^3 ; τ - час холодильної обробки продукту, діб;

3600 - перевідний коефіцієнт із діб в секунди.

Всі розрахунки зводимо в таблицю 2.9.

2.4.5. Розрахунок експлуатаційних теплопритоків

Розраховуємо експлуатаційні теплопритоки за формулою 9.18 [1]:

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

де q_1 - теплопритоки від освітлення, Вт; q_2 - теплопритоки від людей, Вт; q_3 - теплопритоки від працюючих електродвигунів, Вт; q_4 - теплопритоки від відкривання дверей, Вт.

Знаходимо теплопритоки від освітлення за формулою 9.13 [1]:

$$q_1 := A \cdot F \quad , \text{ Вт}$$

де A - питомий теплопритоки від приладів на 1 м^2 підлоги (с.60 [1]), $\text{Вт}/\text{м}^2$;

F - площа камери, м^2 .

Знаходим теплопритоки від перебування людей за формулою 9.14 [1]:

$$q_2 := 350 \cdot n \quad , \text{ Вт}$$

де 350 - теплопритоки від однієї працюючої людини (с.60 [1]), $\text{Вт}/\text{чол}$;

n - кількість людей (с.60 [5]), чол.

Знаходим теплопритоки від працюючих електродвигунів за формулою 9.15 [5]:

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

де $N_{\text{ел}}$ - сумарна потужність всіх електродвигунів (с.60 [1]), кВт;

1000 - перевідний коефіцієнт із кВт в Вт.

Знаходимо теплопритоки від відкривання дверей за формулою 9.17 [1]:

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

де K - питомий теплопритоки на 1 м^2 підлоги (таблиця 9.2 [1]), $\text{Вт}/\text{м}^2$; F - площа камери, м^2 .

Всі розрахунки зводимо в таблицю 2.10.

2.4.6. Розрахунок теплопритоків від "дихання" продуктів

Надходження теплоти від "дихання" враховується лише при проектуванні камер для зберігання плодовоовочевої продукції.

Розраховуємо теплопритоки від "дихання" охолоджених продуктів за формулою:

$$Q_5 := E_K \cdot (0.1g_{\text{п}} + 0.9 \cdot g_{36}), \text{ Вт}$$

де $E_{\text{кд}}$ - дійсна місткість камери, т;

g_{Π} - тепловиділення фруктів при температурі надходження в камеру
(додаток 8 [1]), Вт/т;

$g_{зб}$ - тепловиділення фруктів при температурі зберігання
(додаток 8 [1]), Вт/т.

Всі розрахунки зводимо в таблицю 2.11.

2.5. Визначення теплового навантаження на обладнання камер і компресори

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, с.62 [5]) рекомендованому для холодильників з великою кількістю камер (споживачів холоду).

Навантаження на компресор від теплопритоків через огороження приймаємо:

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

Навантаження на компресор від термічної обробки продуктів приймаємо:

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

$$Q_{2\text{км}} := 0.50 \cdot Q_2 \quad \text{- для камер зберігання охолоджених вантажів, Вт;}$$

$$Q_{2\text{км}} := 0.60 \cdot Q_2 \quad \text{- для камер зберігання заморожених вантажів, Вт.}$$

Навантаження на компресор від експлуатаційних теплопритоків приймаємо:

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

Розраховані навантаження на обладнання та навантаження на компресори ХМ заносимо в таблицю 2.12 і сумуємо за температурами кипіння ХА.

Теоретичну холодопродуктивність компресорів розраховуємо за формулою 9.20 [5]:

$$Q_o := \frac{k \cdot \Sigma Q_{\text{км}}}{b}$$

де k - коефіцієнт, що враховує втрати в трубопроводах та апаратах ХУ;

$\Sigma Q_{\text{км}}$ - сумарне навантаження на компресори (з табл.2.12);

$b := 0.9$ - коефіцієнт робочого часу для великих аміачних ХУ
(розрахунковий час роботи 22 години на добу);

Коефіцієнт, що враховує втрати залежить від температури кипіння ХА:

$k_{-10} := 1.05$ - коефіцієнт, що враховує ХУ холодильної установки при
безпосередньому кипінні ХА при температурі $t_o := -10 \cdot ^\circ\text{C}$;

Таблиця 2.8 Теплопритоки від термічної обробки продуктів

Назва камери	$t_{\text{кам}}$	M_d	$M_{\text{дт}}$	t_n	t_k	i_n	i_k	C_T	τ	$1000 \cdot 1000$	Q_{2n}	Q_{2r}	Q_2
	С	т/доб	т/доб	С	С	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кгК	год	$3600 \cdot t$	Вт	Вт	Вт
№7 Попереднього охолодження	0	96,0	19,2	20	5	396,0	302,0	2,3	18	15,43	139259	10222	149481
№8 Короткотривалого зберігання	0	96,0	19,2	5	1	302,0	274,3	2,3	24	11,57	30778	2044	32822
№9 Швидкоморозильні апарати	-35	96,0	0,0	5	-18	346,5	6,7	0	16	17,36	566333	0	566333

Таблиця 2.9. Теплопритоки від зовнішнього повітря при вентиляції камер

Назва камери	$t_{\text{кам}}$	h	V_k	a	ρ	i_z	i_b	τ	M_n	Δi	Q_3
	С	м	м ³	об/доб	кг/м ³	кДж/кг	кДж/кг	год	кг/с	кДж/кг	Вт
№8 Короткотривалого зберігання	0	7,2	2074	4,0	1,29	61,8	9,4	24	0,1238	52,4	6489

Таблиця 2.10. Теплопритоки при експлуатації камер холодильника

Назва камери	F_d м ²	A Вт/м ²	q_1 Вт	n чол.	q_2 Вт	$N_{ел}$ кВт	q_3 Вт	K Вт/м ²	q_4 Вт	Q_4 Вт
№1 Зберігання заморожених ягід	288	1,2	345,6	4	1400	4	4000	8	2304	8050
№2 Зберігання заморожених ягід	288	1,2	345,6	4	1400	4	4000	8	2304	8050
№3 Зберігання заморожених ягід	288	1,2	345,6	4	1400	4	4000	8	2304	8050
№4 Зберігання заморожених ягід	288	1,2	345,6	4	1400	4	4000	8	2304	8050
№5 Зберігання заморожених ягід	288	1,2	345,6	4	1400	4	4000	8	2304	8050
№6 Зберігання заморожених ягід	288	1,2	345,6	4	1400	2	2000	8	2304	6050
№7 Зберігання заморожених ягід	288	1,2	345,6	4	1400	2	2000	10	2880	6626
№8 Зберігання заморожених ягід	288	1,2	345,6	4	1400	4	4000	8	2304	8050
№9 Зберігання заморожених ягід	288	1,2	345,6	4	1400	4	4000	8	2304	8050
№10 Зберігання заморожених ягід	288	1,2	345,6	4	1400	4	4000	8	2304	8050
№11 Зберігання заморожених ягід	288	1,2	345,6	4	1400	4	4000	8	2304	8050
№12 Зберігання заморожених ягід	288	1,2	345,6	4	1400	4	4000	8	2304	8050
№13 Зберігання заморожених ягід	288	1,2	345,6	4	1400	2	2000	8	2304	6050
№14 Зберігання заморожених ягід	288	1,2	345,6	4	1400	2	2000	10	2880	6626
№15 Попереднє охолодження	288	1,2	345,6	3	1050	4	4000	10	2880	8276
№16 Короткочасного зберігання ягід	288	1,2	345,6	3	1050	4	4000	10	2880	8276
№17 Скороморозильних апаратів	576	1,2	691,2	1	350	7	7000	12	6912	14953
№18 Експедиція сировини	180	2,3	414,0	3	1050	4	4000	20	3600	9064
№19 Експедиція замороженої продукції	180	2,3	414,0	3	1050	2	2000	20	3600	7064

Таблиця 2.11. Теплоприток від "дихання" фруктів

Назва камери	E_k т	t_n С	q_n Вт	t_{36} С	q_{36} Вт	Q_5 Вт
№8 Короткотривалого зберігання	200	5	65	1	21	5080

Таблиця 2.12. Теплове навантаження на обладнання камер холодильника та компресор

Назва приміщення	t _{кам} °C	Q ₁ , Вт		Q ₂ , Вт		Q ₃ , Вт		Q ₄ , Вт		Q ₅ , Вт		Q, Вт	
		Обл.	КМ	Обл.	КМ	Обл.	КМ	Обл.	КМ	Обл.	КМ	Обл.	КМ
Температура кипіння холодильного агента t=-18													
№1 Зберігання заморожених ягід	-18	7858	7858	0	0	0	0	8050	6037	0	0	15908	13895
№2 Зберігання заморожених ягід	-18	7024	7024	0	0	0	0	8050	6037	0	0	15073	13061
№3 Зберігання заморожених ягід	-18	6651	6651	0	0	0	0	8050	6037	0	0	14700	12688
№4 Зберігання заморожених ягід	-18	6885	6885	0	0	0	0	8050	6037	0	0	14934	12922
№5 Зберігання заморожених ягід	-18	6885	6885	0	0	0	0	8050	6037	0	0	14934	12922
№5 Зберігання заморожених ягід	-18	4251	4251	0	0	0	0	8050	6038	0	0	12301	10288
№6 Зберігання заморожених ягід	-18	8722	8722	0	0	0	0	8050	6038	0	0	16772	14760
№7 Зберігання заморожених ягід	-18	7716	7716	0	0	0	0	8050	6038	0	0	15766	13753
№8 Зберігання заморожених ягід	-18	6885	6885	0	0	0	0	8050	6038	0	0	14935	12922
№9 Зберігання заморожених ягід	-18	6885	6885	0	0	0	0	8050	6038	0	0	14935	12922
№10 Зберігання заморожених ягід	-18	6885	6885	0	0	0	0	8050	6038	0	0	14935	12922
№11 Зберігання заморожених ягід	-18	6885	6885	0	0	0	0	8050	6038	0	0	14935	12922
№12 Зберігання заморожених ягід	-18	9684	9684	0	0	0	0	8050	6038	0	0	17734	15722
№13 Зберігання заморожених ягід	-18	9994	9994	0	0	0	0	8050	6038	0	0	18044	16032
№14 Зберігання заморожених ягід	-18	9431	9431	0	0	0	0	8050	6038	0	0	17481	15469
Всього												233388	203201
Температура кипіння холодильного агента t=-10													
№15 Попереднє охолодження	0	3662	3662	149481	74741	0	0	6626	4969	0	0	159769	83372
№16 Короткочасного зберігання ягід	0	2748	2748	32822	16411	6489	0	8276	6207	5080	0	55415	25366
№17 Скороморозильних апаратів	0	9311	9311	0	0	0	0	14953	11215	0	0	24265	20526
№19 Експедиція заморожених ягід	0	4179	4179	0	0	0	0	7064	5298	0	0	11243	9477
Всього												250692	138741
Температура кипіння холодильного агента t=-45													
№17 Швидкоморозильні апарати	-35	9311	9311	566333	566333	0	0	14953	11215	0	0		586860
Всього													586860

$k_{-28} := 1.07$ - коефіцієнт, що врахоХУ холодильної установки при безпосередньому кипінні ХА при температурі $t_o := -28\text{.}^\circ\text{C}$;

$k_{-40} := 1.1$ - коефіцієнт, що враховує втрати в трубопроводах та апаратах ХУ при безпосередньому кипінні ХА при температурі $t_o := -40\text{.}^\circ\text{C}$.

$k_{-50} := 1.15$ - коефіцієнт, що враховує втрати в трубопроводах та апаратах ХУ при безпосередньому кипінні ХА при температурі $t_o := -50\text{.}^\circ\text{C}$.

2.5.1. Визначення навантаження на обладнання та компресори для схеми №1

Теоретична холодопродуктивність компресорів для охолодження камер попереднього охолодження та короткотривалого зберігання):

$$\Sigma Q_{\text{KM}_{-10}} := 138.74 \cdot \text{кВт}$$

$$Q_{\text{от}_{-10}} := \frac{k_{-10} \cdot \Sigma Q_{\text{KM}_{-10}}}{b} \quad Q_{\text{от}_{-10}} = 161.863 \text{ кВт}$$

Теоретична холодопродуктивність компресорів для камер зберігання заморожених ягід; $t_o := -28\text{.}^\circ\text{C}$:

$$\Sigma Q_{\text{KM}_{-28}} := 203.2 \cdot \text{кВт}$$

$$Q_{\text{от}_{-28}} := \frac{k_{-28} \cdot \Sigma Q_{\text{KM}_{-28}}}{b} \quad Q_{\text{от}_{-28}} = 241.582 \text{ кВт}$$

Теоретична холодопродуктивність компресорів для системи охолодження фризерів $t_o := -40\text{.}^\circ\text{C}$ (безпосереднє кипіння):

$$\Sigma Q_{\text{KM}_{-40}} := 586.86 \cdot \text{кВт}$$

$$Q_{\text{от}_{-40}} := \frac{k_{-40} \cdot \Sigma Q_{\text{KM}_{-40}}}{b} \quad Q_{\text{от}_{-40}} = 717.273 \text{ кВт}$$

2.5.2. Визначення навантаження на обладнання та компресори для схеми №2

Для температур $t_o := -10\text{.}^\circ\text{C}$ та $t_o := -18\text{.}^\circ\text{C}$ навантаження на компресори буде таким же, як і в попередній схемі.

Теоретична холодопродуктивність компресорів для системи охолодження фризерів дещо вища: $t_o := -50\text{.}^\circ\text{C}$ (безпосереднє кипіння):

$$\Sigma Q_{\text{KM}_{-50}} := 586.86 \cdot \text{кВт}$$

$$Q_{\text{от}_{-50}} := \frac{k_{-50} \cdot \Sigma Q_{\text{KM}_{-50}}}{b} \quad Q_{\text{от}_{-50}} = 749.877 \text{ кВт}$$

2.6. Розрахунок схем холодильних установок

Аналізуватимемо дві схеми холодильних установок.

Схема №1 передбачає використання лише одного холодильного агента - аміаку. Для забезпечення холодом усіх споживачів у схемі пропонується використати насосно-циркуляційну схему. Приймаємо для розрахунку двоступеневу холодильну машину на три температури кипіння з компаундним ресивером.

Ця машина дозволить отримати три температури кипіння: $t_0 := -10\text{°C}$ для охолодження камер попереднього охолодження та короткотривалого зберігання; $t_0 := -18\text{°C}$ для охолодження камер зберігання заморожених ягід; $t_0 := -40\text{°C}$ для заморожування продукції у фризерах. Принципова схема запропонованої холодильної установки наведена на рис.2.2.

Холодильну установку проектуємо з випарними конденсаторами, які мають не потребують систем охолодження оборотної води, що є економічно вигідно при експлуатації холодильної установки. Для підживлення конденсаторів водою проектуємо до встановлення систему ХОВ з натрій-катионітовим очищенням води.

Схема №2 передбачає використання двох холодильних агентів: аміаку та вуглекислого газу (CO₂). Для забезпечення холодом усіх споживачів у схемі пропонується використати комбіновану централізовану насосну схему з використанням кількох різних холодильних агентів. З метою підвищення надійності холодозабезпечення пропонується використати для роботи дві холодильні машини.

Аміачна холодильна машина дозволить отримати дві температури кипіння: $t_0 := -10\text{°C}$ з для камер попереднього охолодження та короткотривалого зберігання та $t_0 := -28\text{°C}$ для охолодження камер зберігання заморожених ягід.

Друга холодильна машина - для відведення теплоти конденсації CO₂ Ця одноступенева холодильна машина фактично є нижньою гілкою в каскаді з першою холодильною машиною.

Друга машина - каскадна із циркуляційним ресивером та насосною подачею CO₂ в прилади охолодження фризерів. Ця машина пропонується для заморожування продукції у фризерах при температурі повітря -45°C . У верхній гілці каскаду пропонується використати аміак, який надходитиме з циркуляційного ресивера першої холодильної машини ($t_0 := -28\text{°C}$), а в нижній гілці каскаду - вуглекислий газ ($t_0 := -50\text{°C}$) для заморожування продукції у спіральних фризерах. Принципова схема запропонованої холодильної установки наведена на рис.2.3.

Теплота конденсації верхньої гілки каскаду відводиться у випарних конденсаторах. Для підживлення конденсаторів водою проектуємо до встановлення таку ж систему, як і у попередній схемі.

2.6.1. Вибір розрахункового робочого режиму

Температура кипіння холодильного агента R717 в повітроохолодниках холодильної установки залежить від температури в камерах та апаратах:

$t_{зб.ох} := 0\text{°C}$ - температура повітря в камері короткочасного зберігання зберігання;

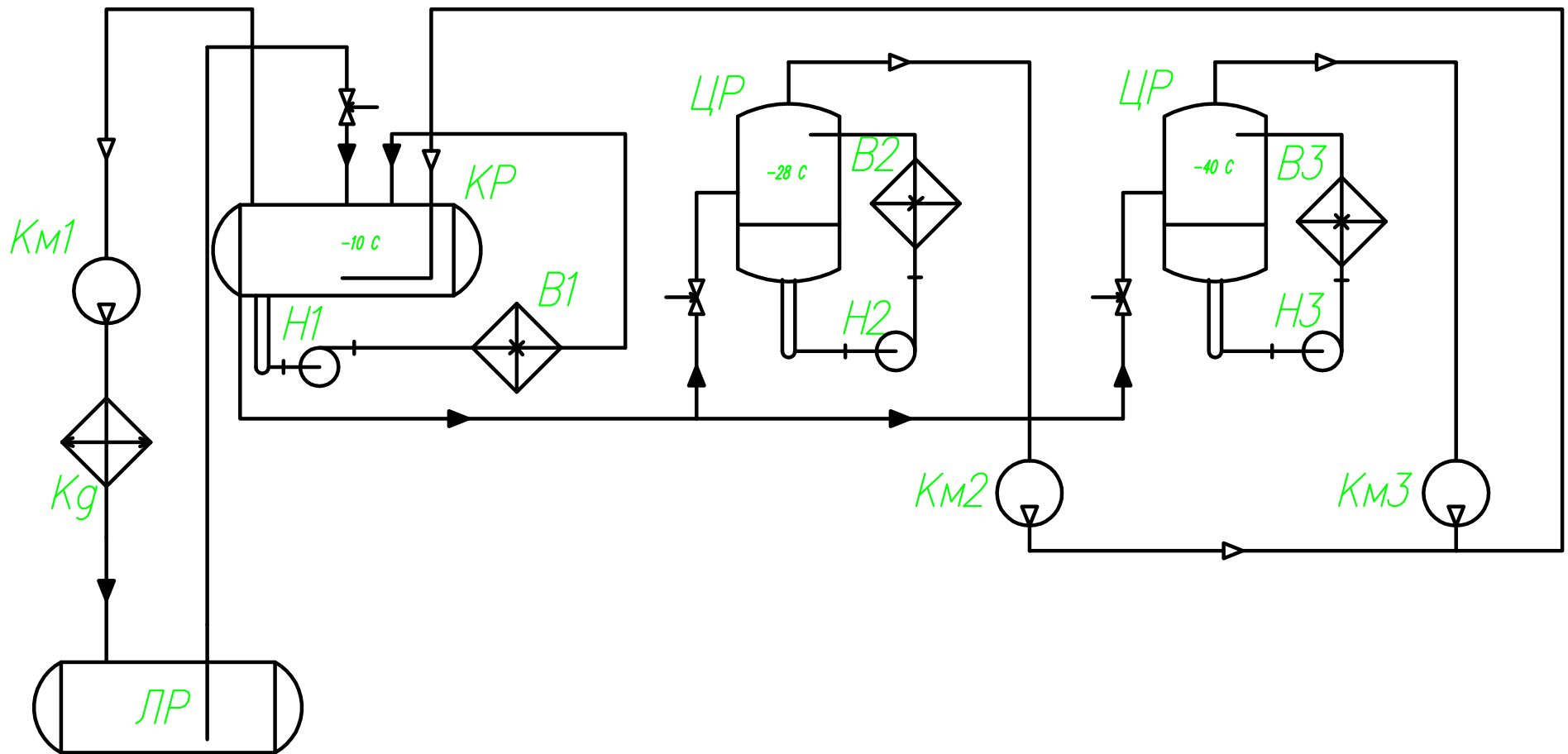


Рис.2.2. Принципова схема каскадної холодильної машини (нижня гілка)

$t_{\text{охол}} := 0 \cdot ^\circ\text{C}$ - температура повітря в камері попереднього охолодження, експедиції;

$t_{\text{зб.мор}} := -18 \cdot ^\circ\text{C}$ - температура повітря в камері зберігання заморожених ягід;

$t_{\text{зам.}} := -35 \cdot ^\circ\text{C}$ - температура повітря в швидкоморозильному апараті для аміаку;

$t_{\text{зам.}} := -45 \cdot ^\circ\text{C}$ - температура повітря в швидкоморозильному апараті для CO_2 ;

Приймаємо різницю температур між киплячим холодильним агентом та повітрям при безпосередньому охолодженні: $\Delta t_o := 10 \cdot ^\circ\text{C}$ для усіх камер.

Відповідно температури кипіння ХА:

$t_{o_1} := -10 \cdot ^\circ\text{C}$ - температура кипіння R717 для камер попереднього охолодження, зберігання;

$t_{o_2} := -28 \cdot ^\circ\text{C}$ - температура кипіння R717 в камерах зберігання заморожених ягід

$t_{o_3} := -40 \cdot ^\circ\text{C}$ - температура кипіння R717 в швидкоморозильних апаратах;

$t_{o_4} := -50 \cdot ^\circ\text{C}$ - температура кипіння CO_2 в швидкоморозильних апаратах.

Визначаємо температуру всмоктування парів холодоагенту R717:

$\Delta t_{\text{пер}} := 5 \cdot ^\circ\text{C}$ - перегрів парів ХА на всмоктуванні в компресори;

$t_{\text{вс_1}} := t_{o_1} + \Delta t_{\text{пер}}$ $t_{\text{вс_1}} = -5 \cdot ^\circ\text{C}$

$t_{\text{вс_2}} := t_{o_2} + \Delta t_{\text{пер}}$ $t_{\text{вс_2}} = -23 \cdot ^\circ\text{C}$

для температур нижчих $-30 \cdot ^\circ\text{C}$ приймаємо $\Delta t_{\text{пер}} := 15 \cdot ^\circ\text{C}$

$t_{\text{вс_3}} := t_{o_3} + \Delta t_{\text{пер}}$ $t_{\text{вс_3}} = -25 \cdot ^\circ\text{C}$

$t_{\text{вс_4}} := t_{o_4} + \Delta t_{\text{пер}}$ $t_{\text{вс_4}} = -35 \cdot ^\circ\text{C}$

В аміачних ХУ з випарними конденсаторами вода не нагрівається, і її температура може бути прийнята рівною температурі оборотної води.

Температура конденсації приймається на $8-11 \cdot ^\circ\text{C}$ від температури води.

Температуру оборотної води приймають вище на $5-6 \cdot ^\circ\text{C}$ від температури навколишнього повітря по мокрому термометру $t_{\text{м.т.}} := 22 \cdot ^\circ\text{C}$.

$$\Delta t_{\omega} := 5 \cdot ^\circ\text{C} \quad t_{\omega} := t_{\text{м.т.}} + \Delta t_{\omega} \quad t_{\omega} = 27 \cdot ^\circ\text{C}$$

Визначаємо температуру конденсації парів аміаку по формулі:

$$t_{\text{к}} := t_{\omega} + 9 \cdot ^\circ\text{C} \quad t_{\text{к}} = 36 \cdot ^\circ\text{C}$$

Визначаємо температуру переохолодження аміаку по формулі:

$$t_{\text{п}} := t_{\text{к}} - 2 \cdot ^\circ\text{C} \quad t_{\text{п}} = 34 \cdot ^\circ\text{C}$$

2.6.2. Тепловий розрахунок холодильної машини для схеми 1

Приймаємо для розрахунку двоступеневу холодильну машину на три температури кипіння з компаундним ресивером.

Проміжний тиск приймаємо рівним тиску у компаундному ресивері і таким, щоб він відповідав температурі кипіння $t_{o_1} := -10^\circ\text{C}$.

$$P_{\text{пр}} := 0.29 \cdot \text{МПа}$$

Будуємо цикл холодильної машини в h - lgr діаграмі, визначаємо параметри холодильного агента та заносимо їх до табл.2.13.

Розраховуємо питому масову продуктивність R717 за формулою 11.1 [1] для усіх температур кипіння:

$$q_{o_10} := h_{5'} - h_8 \qquad q_{o_10} = 1102 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$q_{o_28} := h_{3'} - h_{10'} \qquad q_{o_28} = 1295 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$q_{o_40} := h_{1'} - h_{10} \qquad q_{o_40} = 1245 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Знаходимо питому теоретичну (адіабатну) роботу компресорів першого ступеня за формулою 11.2 [1]:

$$l_{T_28} := h_4 - h_3 \qquad l_{T_28} = 103 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$l_{T_40} := h_2 - h_1 \qquad l_{T_40} = 197 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Знаходимо питому теоретичну (адіабатну) роботу компресорів другого ступеня за формулою 11.2 [1]:

$$l_{T2} := h_6 - h_5 \qquad l_{T2} = 224 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Знаходимо питоме теплове навантаження на конденсатор за формулою 11.3 [1]:

$$q_{\text{к}} := h_6 - h_7 \qquad q_{\text{к}} = 1337 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Таблиця 2.13.

Точка	Тиск, МПа	Температура °С	Ентальпія кДж/кг	Питомий об'єм м ³ /кг
1'	0,717	-40	1400	
1	0,717	-25	1440	1,66
2	0,29	70	1637	0,57
3'	0,13	-28	1450	
3	0,13	-23	1437	0,9
4	0,29	28	1540	0,58
5'	0,29	-10	1450	
5	0,29	-5	1461	0,43
6	1,31	104	1685	0,14
7	1,31	32	348	
8	0,29	-10	348	
9	0,29	-10	155	
10'	0,29	-28	155	
10	0,717	-40	155	

Розраховуємо необхідну масову витрату ХА у випарниках залежно від температур кипіння за формулою 11.4 [1]:

$$G_{T_10} := \frac{Q_{OT_10}}{q_{o_10}} \quad G_{T_10} = 0.1469 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$G_{T_28} := \frac{Q_{OT_28}}{q_{o_28}} \quad G_{T_28} = 0.1865 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$G_{T_40} := \frac{Q_{OT_40}}{q_{o_40}} \quad G_{T_40} = 0.5761 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Масова витрата холодильного агента в компресорах першого ступеня дорівнює масовій витраті у випарниках для температур кипіння -28 та -40 °С відповідно. Масову витрату ХА в компресорах другого ступеня визначаємо склавши тепловий баланс компаундного ресивера:

$$G_{KM1_28} := G_{T_28} \quad G_{KM1_40} := G_{T_40}$$

$$G_{KM2} := G_{T_10} + G_{KM1_28} \cdot \frac{h_4 - h_9}{h_5 - h_7} + G_{KM1_40} \cdot \frac{h_2 - h_9}{h_5 - h_7} \quad G_{KM2} = 1.146 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Визначаємо коефіцієнт подачі компресорів для кожного ступеня стискання.

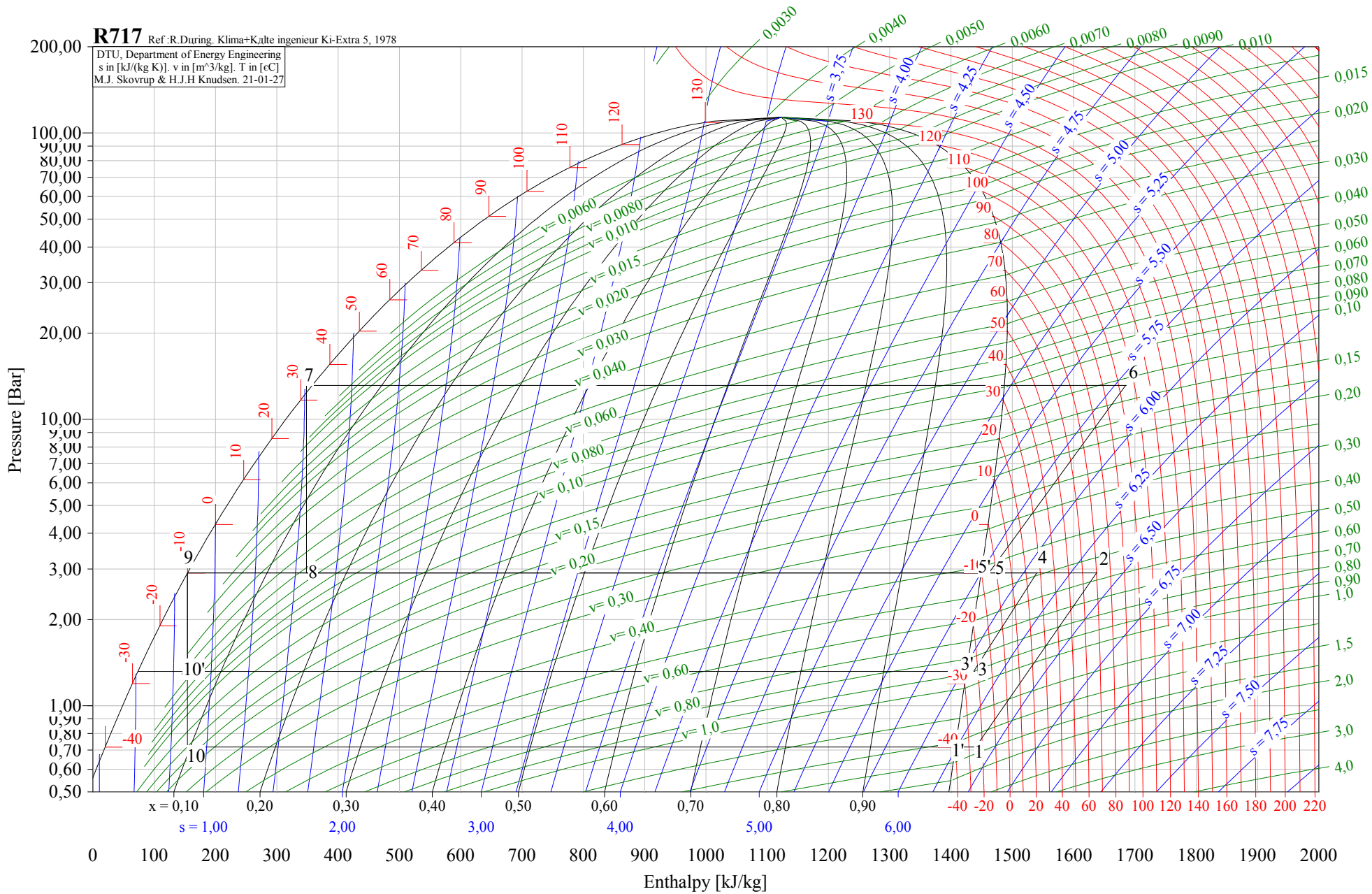
Коефіцієнт подачі гвинтового компресора, визначається в залежності від відношення тисків P_k/P_o (з рис.11.2 [1]).

Для температури кипіння -40 °С та відношення тисків:

$$\frac{P_{o_10}}{P_{o_40}} = 0.404$$

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, 21-01-27



Коефіцієнт подачі: $\lambda_{1_40} := 0.85$

Для температури кипіння -28°C та відношення тисків:

$$\frac{P_{o_10}}{P_{o_28}} = 2.231$$

Коефіцієнт подачі: $\lambda_{1_28} := 0.89$

Для компресорів другого ступеня відношення тисків:

$$\frac{P_k}{P_{o_10}} = 4.517$$

Коефіцієнт подачі: $\lambda_2 := 0.87$

Знаходимо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресорів першого ступеня для температури кипіння -40°C :

$$V_{T_40} := \frac{G_{\text{км1_40}} \cdot v_1}{\lambda_{1_40}} \quad V_{T_40} = 4050.485 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

За отриманою величиною підбираємо одноступеневий гвинтовий компресорний агрегат SP-1 "Grasso", марки LT-YB технічні данні якого наведено у таблиці:

Габаритні розміри, мм:	
довжина	3490
ширина	1470
висота	2150
Діаметр патрубків, мм:	
всмоктування	250
нагнітання	150
Маса, кг.	3800
Об'єм стискання холодоагента м ³ /год	2296

Кількість встановлених компресорів два.

Визначаємо теоретичну потужність компресора:

$$N := G_{\text{км1_40}} \cdot (h_2 - h_1) \quad N = 113.496 \text{ кВт}$$

Дійсна (індикаторна) потужність:

$\eta_i := 0.75$ - де індикаторний ККД компресора визначений від ступеня стискання за граф.1 [3] ст.21.

$$N_{i_40} := \frac{N}{\eta_i} \quad N_{i_40} = 151.328 \text{ кВт}$$

Розраховуємо потужність на валу компресора за формулою:

$$\eta_M := 0.9 \quad N_e := \frac{N_{i_40}}{\eta_M} \quad N_e = 168.143 \text{ кВт}$$

Розраховуємо електричну потужність (споживану з мережі):

$$\eta_{ел} := 0.9 \quad N_{ел} := \frac{N_e}{\eta_{ел}} \quad N_{ел} = 186.825 \text{ кВт}$$

Компресор комплектується електродвигуном потужністю 100 кВт. При розрахунковому навантаженні компресор буде працювати постійно. Коефіцієнт робочого часу для цього компресора:

$$b_{км_40} := \frac{V_{T_40}}{2.2296 \cdot \frac{M^3}{год}} \quad b_{км_40} = 0.882$$

Витрата води на охолодження мастила компресора

Температура холодильного агента в реальному процесі стискання за відсутності мастила визначається за ентальпією:

$$\eta_i = 0.75 \quad \text{індикаторний ККД};$$

$$h_{1c} := h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_i} \quad h_{1c} = 1702.667 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

За ентальпією знаходимо температуру в т.2с: $t_{2c} := 70.^\circ\text{C}$ $t_1 := -40.^\circ\text{C}$

$$T_{2c} := 273 \cdot \text{K} + t_{2c} \quad T_{2c} = 343^\circ\text{C}$$

$$T_1 := t_1 + 273 \cdot \text{K} \quad T_1 = 233^\circ\text{C}$$

$$c_M := 3.87 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}} \quad \text{-теплоємність мастила}; \quad \rho_B := 995 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad \text{густина води}$$

$$c_B := 4.19 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}} \quad \text{-теплоємність води};$$

$$\pi := \frac{P_{O_10}}{P_{O_40}} \quad \pi = 0.404 \quad \text{відношення тисків у компресорі};$$

$$k := 1.4 \quad \text{показник адіабати для R717}$$

Приймаємо температуру в кінці стискання за наявності мастила $t_{2M} := 60.^\circ\text{C}$

$$T_{2M} := t_{2M} + 273 \cdot \text{K} \quad T_{2M} = 333 \text{ K}$$

Знаходимо показники політропи сухого та з мастилом стискання у гвинтовому компресорі:

$$n_1 := \frac{\log(\pi)}{\log(\pi) - \log\left(\frac{T_{2c}}{T_1}\right)} \quad n_2 := \frac{\log(\pi)}{\log(\pi) - \log\left(\frac{T_{2M}}{T_1}\right)}$$

$$n_1 = 0.701$$

$$n_2 = 0.717$$

Кількість теплоти, яке відводить мастило визначаємо за формулою:

$$Q_{M_40} := \frac{G_{KM1_40} \cdot T_1 \cdot c_M}{k} \cdot \left[\frac{n_1 - k}{n_1 - 1} \cdot \left[\pi \cdot \frac{(n_1 - 1)}{n_1} \right] + \frac{k - n_2}{n_2 - 1} \cdot \left[\pi \cdot \frac{(n_2 - 1)}{n_2} \right] \right]$$

$$Q_{M_40} = -6.868 \text{ кВт}$$

Температура води на вході у теплообмінник $t_{\omega 2} := 24 \cdot ^\circ\text{C}$

Нагрівання води у теплообміннику приймаємо 4°C . Витрата води у теплообміннику становитиме:

$$G_{B.KM_40} := \frac{Q_{M_40}}{c_B \cdot (t_{\omega 1} - t_{\omega 2})} \quad G_{B.KM_40} = -0.41 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$V_{B.KM_40} := \frac{G_{B.KM_40}}{\rho_B} \quad V_{B.KM_40} = -1.483 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} \quad V_{B.KM_40} = -0 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Проведений розрахунок показує, що охолоджувати мастило в компресорі першого ступеня немає потреби.

Знаходимо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресорів першого ступеня для температури кипіння -28°C :

$$V_{T_28} := \frac{G_{KM1_28} \cdot v_3}{\lambda_{1_28}} \quad V_{T_28} = 656.488 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

За отриманою величиною підбираємо компресорний агрегат на базі гвинтового компресора компресорний агрегат SP1 MC-M фірми "GEA Grasso", технічні данні якого наведено у таблиці:

Габарітні розміри, мм:	
довжина	2930
ширина	1170
висота	2400
Діаметр патрубків, мм:	
всмоктування	125
нагнітання	100
Маса, кг.	2400
Об'єм стискання холодоагента, м ³ /год	690
Частота обертання електродвигуна, об/хв	2940

Приймаю до встановлення два компресори, один з яких резервний.

Визначаємо теоретичну потужність компресора:

$$N := G_{\text{км1}_28} \cdot (h_4 - h_3) \quad N = 19.215 \text{ кВт}$$

Дійсна (індикаторна) потужність:

$\eta_i := 0.8$ - де індикаторний ККД компресора визначений від ступеня стискання за граф.1 [3] ст.21.

$$N_{i_28} := \frac{N}{\eta_i} \quad N_{i_28} = 24.018 \text{ кВт}$$

Розраховуємо потужність на валу компресора за формулою:

$$\eta_M := 0.9 \quad N_e := \frac{N_{i_28}}{\eta_M} \quad N_e = 26.687 \text{ кВт}$$

Розраховуємо електричну потужність (споживану з мережі):

$$\eta_{\text{ел}} := 0.95 \quad N_{\text{ел}} := \frac{N_e}{\eta_{\text{ел}}} \quad N_{\text{ел}} = 28.092 \text{ кВт}$$

Компресор комплектується електродвигуном потужністю 15 кВт. При розрахунковому навантаженні компресор буде працювати постійно.

Коефіцієнт робочого часу для цього компресора:

$$b_{\text{км}_28} := \frac{V_{\text{T}_28}}{690 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{год}}} \quad b_{\text{км}_28} = 0.951$$

Витрати води на охолодження компресора немає потреби, так як температура в кінці стискання холодильного агента становить лише 28 °С.

Знаходимо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресорів другого ступеня:

$$V_{2\text{T}} := \frac{G_{\text{км2}} \cdot v_5}{\lambda_2} \quad V_{2\text{T}} = 2039.357 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

За отриманою величиною підбираємо одноступеневий гвинтовий компресорний агрегат SP-1 "Grasso", марки LT-YB, технічні дані якого наведено вище.

Кількість встановлених компресорних агрегата два (один резервний).

Визначаємо теоретичну потужність компресора:

$$N := G_{\text{км2}} \cdot (h_6 - h_5) \quad N = 256.738 \text{ кВт}$$

Дійсна (індикаторна) потужність:

$\eta_i := 0.8$ - де індикаторний ККД компресора визначений від ступеня стискання за граф.1 [3] ст.21.

$$N_{2i} := \frac{N}{\eta_i} \quad N_{2i} = 320.922 \text{ кВт}$$

Розраховуємо потужність на валу компресора за формулою:

$$\eta_M := 0.9 \quad N_e := \frac{N_{2i}}{\eta_M} \quad N_e = 356.58 \text{ кВт}$$

Розраховуємо електричну потужність (споживану з мережі):

$$\eta_{\text{ел}} := 0.95 \quad N_{\text{ел}} := \frac{N_e}{\eta_{\text{ел}}} \quad N_{\text{ел}} = 375.347 \text{ кВт}$$

Компресор комплектується електродвигуном потужністю 400 кВт. При розрахунковому навантаженні компресор буде працювати постійно.

Коефіцієнт робочого часу для цього компресора:

$$b_{\text{км2}} := \frac{V_{2\Gamma}}{2296 \cdot \frac{\text{М}^3}{\text{год}}} \quad b_{\text{км2}} = 0.888$$

Витрата води на охолодження мастила компресора

Температура холодильного агента в реальному процесі стискання за відсутності мастила визначається за ентальпією:

$$\eta_i = 0.8 \quad \text{індикаторний ККД};$$

$$h_{6c} := h_5 + \frac{h_6 - h_5}{\eta_i} \quad h_{6c} = 1741 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

За ентальпією знаходимо температуру в т.6с: $t_{6c} := 120 \cdot ^\circ\text{C}$ $t_5 := -5 \cdot ^\circ\text{C}$

$$T_{6c} := 273 \cdot \text{K} + t_{6c} \quad T_{6c} = 393 \text{ K}$$

$$T_5 := t_5 + 273 \cdot \text{K} \quad T_5 = 268 \text{ K}$$

$$c_M := 3.87 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}} \quad \text{-теплоємність мастила}; \quad \rho_V := 995 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{М}^3} \quad \text{густина води}$$

$$c_V := 4.19 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}} \quad \text{-теплоємність води};$$

$$\pi := \frac{P_K}{P_{O_10}} \quad \pi = 4.517 \quad \text{відношення тисків у компресорі};$$

$$k := 1.4 \quad \text{показник адіабати для R717}$$

Приймаємо температуру в кінці стискання за наявності мастила $t_{6M} := 90 \cdot ^\circ\text{C}$

$$T_{6M} := t_{6M} + 273 \cdot \text{K} \quad T_{6M} = 363 \text{ K}$$

Знаходимо показники політропи сухого та з мастилом стискання у гвинтовому компресорі:

$$n_1 := \frac{\log(\pi)}{\log(\pi) - \log\left(\frac{T_{6c}}{T_5}\right)} \quad n_2 := \frac{\log(\pi)}{\log(\pi) - \log\left(\frac{T_{6M}}{T_5}\right)}$$

$$n_1 = 1.34$$

$$n_2 = 1.252$$

Кількість теплоти, яке відводить мастило визначаємо за формулою:

$$Q_{M2} := \frac{G_{KM2} \cdot T_5 \cdot c_M}{k} \cdot \left[\frac{n_1 - k}{n_1 - 1} \cdot \left[\pi \cdot \frac{(n_1 - 1)}{n_1} \right] + \frac{k - n_2}{n_2 - 1} \cdot \left[\pi \cdot \frac{(n_2 - 1)}{n_2} \right] \right]$$

$$Q_{M2} = 282.778 \text{ кВт}$$

Температура води на вході у теплообмінник $t_{\omega 2} = 24^\circ\text{C}$

Нагрівання води у теплообміннику приймаємо 4°C . Витрата води у теплообміннику становитиме:

$$G_{B.KM2} := \frac{Q_{M2}}{c_B \cdot (t_{\omega 1} - t_{\omega 2})} \quad G_{B.KM2} = 16.872 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$V_{B.KM2} := \frac{G_{B.KM2}}{\rho_B} \quad V_{B.KM2} = 61.045 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} \quad V_{B.KM2} = 0.017 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

2.6.3. Розрахунок і вибір конденсатора

Розраховуємо дійсне навантаження на конденсатор за формулою:

$$Q_{KD} := Q_{OT_10} + N_{2i} + Q_{OT_40} + N_{i_40} + Q_{OT_28} + N_{i_28}$$

$$Q_{KD} = 1616.988 \text{ кВт}$$

Питомий тепловий потік у випарному конденсаторі коливається в межах $1750\text{-}2300 \text{ Вт/м}^2$ [1]. Приймаємо:

$$q := 2000 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

$$F_{K.P} := \frac{Q_{KD}}{q} \quad F_{K.P} = 808.494 \text{ м}^2$$

На основі отриманого значення F_K конденсатори для схеми №1 можна обрати фірми Baltimore Aircoil: модель VCX-980 або два конденсатори VCX-576. Технічна характеристика конденсаторів наведена в таблиці 2.14:

Таблиця 2.14.

Марка конденсатора	Розмірність	VXC-576	VXC-980
Площа теплопередаючої поверхні	м ²	576	980
Кількість вентиляторів	шт	2	4
Потужність двигунів вентиляторів/насоса	кВт	18,5*2/2,2*2	22*2/4*2
Витрата води	м ³ /год	138,2	336,0
Габаритні розміри	довжина	мм	7226
	ширина	мм	3026
	висота	мм	4055
Вага	кг	12700	23620

Обираємо до встановлення два конденсатори VXC-576, що дозволить використовувати їх залежно від навантаження.

Загальна площа конденсаторів:

$$\Sigma F_K := n \cdot F_K \quad \Sigma F_K = 1152 \text{ м}^2$$

$$\text{Запас} := \frac{|\Sigma F_K - F_{K,p}|}{\Sigma F_K} \cdot 100\% \quad \text{Запас} = 30\%$$

10.% – 20.% - запас теплопередаючої поверхні конденсаторів.

Знаходимо витрату охолоджувальної води на конденсатори за формулою:

$$V_{\omega,k} := V_{l\omega,k} \cdot n \quad V_{\omega,k} = 276.4 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} \quad V_{\omega,k} = 76.778 \frac{\text{л}}{\text{с}}$$

2.6.4. Розрахунок і підбір камерного обладнання

Розрахунок і підбір повітровоохолодників для камери №1

$t_{\text{кам1}} := -18.^\circ\text{C}$ температура в камері;

$\Delta t_{\text{по}} := 10.^\circ\text{C}$ - повний тепловий напір у повітровоохолоднику;

$k_{\text{п}} := 12 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ - коефіцієнт теплопередачі для повітровоохолодника з оребреною зовнішньою поверхнею труб, при $t_0 := -28.^\circ\text{C}$

7.3.1. Знаходимо площу теплопередаючої поверхні повітровоохолодника за формулою 11.26 [1]:

$\Sigma Q_{\text{обл}_1} = 15905 \text{ Вт}$ - загальне теплове навантаження на повітровоохолодник;

$$F_{\text{по}_1} := \frac{\Sigma Q_{\text{обл}_1}}{k_{\text{п}} \cdot \Delta t_{\text{по}}} \quad F_{\text{по}_1} = 132.542 \text{ м}^2$$

Вибираємо 2 підвісні аміачні повітровоохолодники фірми Alfa-Laval марки AirMax INBA503C12. Характеристики повітровоохолодників наведено в таб. 2.15:

Таблиця 2.15.

Марка повітроохолодника	Розмірність	INBA505C12	INBA503C12
Поверхня теплопередачі	м ²	270,3	100
Об'ємна витрата повітря	м ³ /год	37380	29880
Місткість по аміаку	дм ³	58,0	47,0
Кількість вентиляторів	шт/мм	5*500	4*500
Крок ребер	мм	12,0	12,0
Потужність електродвигун	Вт	3160,0	3950,0
Габаритні розміри			
довжина	мм	4760	3400
ширина	мм	820	820
висота	мм	1700	1700
Вага	кг	432	345



Загальна площа теплопередаючої поверхні повітроохолодника рівна:

$$\Sigma F_{\text{по}_1} := n \cdot F_{\text{по}} \qquad \Sigma F_{\text{по}_1} = 200 \text{ м}^2$$

Перевіряємо чи достатня об'ємна продуктивність встановлених на повітроохолодниках вентиляторів за формулою 11.39 [1]:

$$\rho_{\text{ас}} = 1.015 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad \text{- густина повітря, що виходить з повітроохолодника;}$$

$$h_{\text{ас}} = -12.945 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad \text{- ентальпія повітря, що входить до повітроохолодника;}$$

$$h_{\text{ес}} := 8.018 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad \text{- ентальпія повітря, що виходить з повітроохолодника;}$$

$$V_{\text{п}} := \frac{\Sigma Q_{\text{обл}_1}}{\rho_{\text{ас}} \cdot (h_{\text{ес}} - h_{\text{ас}})} \qquad V_{\text{п}} = 0.747 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$V_{\text{по}} \cdot n = 16.6 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \qquad > \qquad V_{\text{п}} = 0.747 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Для решти приміщень розрахунок проводиться аналогічно. Результати розрахунку зводимо до табл. 2.16.

2.6.5. Розрахунок і 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 [2]:

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

1.2 - коефіцієнт запасу лінійного ресивера;

Таблиця 2.16. Розрахунок камерного обладнання

Назва приміщення	t _{кам} °C	Δt.по °C	k Вт/м ² К	Q _{олб} Вт	F _{по} м ²	Повітреохолодник			V _п , м ³ /с	V _{по} , м ³ /с
						Марка	F, м ²	шт		
№1 Зберігання заморожених ягід	-18	10	12,0	15908	133	INBA503C12	100	2	2,51	16,60
№2 Зберігання заморожених ягід	-18	10	12,0	15073	126	INBA503C12	100	2	2,37	16,60
№3 Зберігання заморожених ягід	-18	10	12,0	14700	123	INBA503C12	100	2	2,32	16,60
№4 Зберігання заморожених ягід	-18	10	12,0	14934	124	INBA503C12	100	2	2,35	16,60
№5 Зберігання заморожених ягід	-18	10	12,0	14934	124	INBA503C12	100	2	2,35	16,60
№5 Зберігання заморожених ягід	-18	10	12,0	12301	103	INBA503C12	100	2	1,94	16,60
№6 Зберігання заморожених ягід	-18	10	12,0	16772	140	INBA503C12	100	2	5,72	16,60
№7 Зберігання заморожених ягід	-18	10	12,0	15766	131	INBA503C12	100	2	1,34	16,60
№8 Зберігання заморожених ягід	-18	10	12,0	14935	124	INBA503C12	100	2	1,26	16,60
№9 Зберігання заморожених ягід	-18	10	12,0	14935	124	INBA503C12	100	2	2,35	16,60
№10 Зберігання заморожених ягід	-18	10	12,0	14935	124	INBA503C12	100	2	2,35	16,60
№11 Зберігання заморожених ягід	-18	10	12,0	14935	124	INBA503C12	100	2	2,35	16,60
№12 Зберігання заморожених ягід	-18	10	12,0	17734	148	INBA503C12	100	2	2,79	16,60
№13 Зберігання заморожених ягід	-18	10	12,0	18044	150	INBA503C12	100	2	2,84	16,60
№14 Зберігання заморожених ягід	-18	10	12,0	17481	146	INBA503C12	100	2	2,75	16,60
№15 Попереднє охолодження	0	10	17,5	159769	913	INBA505C12	270	4	25,17	41,20
№16 Короткочасного зберігання ягід	0	10	17,5	55415	317	INBA505C12	270	2	8,73	20,60
№19 Експедиція заморожених ягід	0	10	17,5	11243	64	INBA503C12	100	1	1,77	8

ΣV_{o_28} - об'єм трубного простору випарників для температури кипіння -28°C ;

ΣV_{o_40} - об'єм трубного простору випарників ШМА; $V_{\text{фшма}} := 0.5 \cdot \text{м}^3$

ΣV_{o_10} - об'єм трубного простору ПО для температури 0°C

Місткість ПО по аміаку: $V_{193} := 0.058 \cdot \text{м}^3$ $V_{100} := 0.047 \cdot \text{м}^3$

$$\Sigma V_{o_28} := n \cdot V_{100} \quad \Sigma V_{o_28} = 1.41 \text{ м}^3 \quad n = 30 \quad \text{-кількість ПО}$$

$$\Sigma V_{o_40} := 4 \cdot V_{\text{фшма}} \quad \Sigma V_{o_40} = 2 \text{ м}^3$$

$$\Sigma V_{o_10} := 6 \cdot V_{193} + 1 \cdot V_{100}$$

$$V_{\text{л.р}} := \frac{0.6 \cdot (\Sigma V_{o_28} + \Sigma V_{o_40} + \Sigma V_{o_10})}{0.6} \cdot 1.2 \quad V_{\text{л.р}} = 4.566 \text{ м}^3$$

Вибираємо горизонтальний ресивер марки 8 РВЦЗ, характеристики даного ресивера (з таблиці 41 [10]) наведено в таблиці:

Марка ресивера	Розмірність	8РВЦЗ
Місткість	м^3	8,0
Габаритні розміри	діаметр корпуса	1600
	довжина	4310
Діаметр патрубку входу пари	мм	150
Діаметр патрубку виходу пари	мм	250
Діаметр патрубку входу рідини	мм	100
Діаметр патрубку виходу рідини	мм	250
Діаметр патрубку дренажного	мм	60

Розрахунок і вибір циркуляційних ресиверів

Потрібний об'єм циркуляційного ресивера на температуру кипіння $t_{o_3} = -40^{\circ}\text{C}$ при умові його заповнення при експлуатації на 30% від об'єма, для систем з нижньою подачею холодильного агенту визначаємо по формулі V-35 [2]:

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

1.2 - коефіцієнт запаса;

$$V_{\text{ц.р}_1} := \frac{0.5 \cdot \Sigma V_{o_40}}{0.3} \cdot 1.2 \quad V_{\text{ц.р}_1} = 4 \text{ м}^3$$

Вибираємо вертикальний циркуляційних ресивера марки 5 РДВ, характеристики даного ресивера (з таблиці 41 [10]) наведено в таблиці:

Марка ресивера	Розмірність	5 РДВ
Місткість	м ³	4,6
Габаритні розміри	діаметр корпусу	мм
	довжина	мм
Діаметр патрубку входу пари	мм	200
Діаметр патрубку виходу пари	мм	200
Діаметр патрубку входу рідини	мм	80
Діаметр патрубку виходу рідини	мм	80
Діаметр патрубку дренажного	мм	10

Потрібний об'єм циркуляційного ресивера на температуру кипіння $t_{o_2} = -28^{\circ}\text{C}$ при умові його заповнення при експлуатації на 30% від об'єма, для систем з нижньою подачою холодильного агенту визначаємо по формулі V-35 [2]:

0.5 - коефіцієнт, що враховує заповнення системи з нижньою подачою;
 1.2 - коефіцієнт запаса;

$$V_{ц.р_2}^{1.2} := \frac{0.5 \cdot \Sigma V_{o_28}}{0.3} \cdot 1.2 \qquad V_{ц.р_2} = 2.82 \text{ м}^3$$

Вибираємо горизонтальний циркуляційний ресивер марки 3,5 РД, характеристики даного ресивера (з таблиці 41 [10]) наведено в таблиці:

Марка ресивера	Розмірність	3,5 РД
Місткість	м ³	3,5
Габаритні розміри	діаметр корпусу	мм
	довжина	мм
Діаметр патрубку входу пари	мм	32
Діаметр патрубку виходу пари	мм	65
Діаметр патрубку входу рідини	мм	80
Діаметр патрубку виходу рідини	мм	80
Діаметр патрубку дренажного	мм	10

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. Розраховуємо дренажний ресивер по формулі V-40 [2]:

1.2 - коефіцієнт запаса місткості дренажного ресивера;

$$V_{д.р} := \frac{\Sigma V_{o_28} + \Sigma V_{o_40} + \Sigma V_{o_10}}{0.8} \cdot 1.2 \qquad V_{д.р} = 5.707 \text{ м}^3$$

Вибираємо горизонтальний ресивер марки 8 РВЦЗ, характеристики

даного ресивера (з таблиці 41 [10] наведено в таблиці вище. Цей ресивер буде виконувати також функцію захисного.

Розрахунок і вибір компаундного ресивера

Потрібний об'єм циркуляційного ресивера на температуру кипіння $t_{o_1} = -10^{\circ}\text{C}$ 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;

$$V_{ц.p_1} := \frac{0.5 \cdot (\Sigma V_{o_28} + \Sigma V_{o_40} + \Sigma V_{o_10})}{0.3} \cdot 1.2 \quad V_{ц.p_1} = 7.61 \text{ м}^3$$

Вибираємо в якості компаундного ресивера горизонтальний ресивер марки 8 РВЦЗ, характеристики даного ресивера (з таблиці 41 [10] наведено в таблиці вище.

2.6.6. Визначення діаметрів трубопроводів

Розрахунок аміачних трубопроводів

$\omega_{вс} := 20 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ - швидкість парів аміаку на стороні всмоктування (табл.16.3 [1]);

$\omega_{н} := 25 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ - швидкість парів аміаку на стороні нагнітання (табл.16.3 [1]);

Діаметри всмоктувальних трубопроводів компресорів першого ступеня двоступеневих холодильних машин розраховується за формулою 16.3 [1]:

$$d_{вс} := \sqrt{\frac{4 \cdot (G_{км1_40} \cdot v_1)}{2\pi \cdot \omega_{вс}}} \quad d_{вс} = 174.521 \text{ мм}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу Ду=150 мм, зовнішній діаметр $d_z=159\text{мм}$, внутрішній діаметр $d_v=150\text{ мм}$ (таблиця 16.4 [1]).

Діаметр всмоктувальних колекторів компресорів першого ступеня двоступеневих холодильних машин розраховується за формулою 16.3 [1]:

$$d_{вс.к_1} := \sqrt{\frac{4 \cdot (G_{км1_40} \cdot v_1)}{\pi \cdot \omega_{вс}}} \quad d_{вс.к_1} = 246.81 \text{ мм}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу Ду=250 мм, зовнішній діаметр $d_z=265\text{ мм}$, внутрішній діаметр $d_v=250\text{ мм}$ (таблиця 16.4 [1]).

Решту трубопроводів розраховуємо аналогічно. Результати розрахунку зводимо до таблиці 2.17.

Вибір мастилозбірника

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

Вибираємо маслозбірник марки 300СМ.

Характеристики маслозбірника наведено в таблиці:

Таблиця 2.17. Трубопроводи холодильної установки

Назва трубопровода	швидкість прийнята, м/с	витрата, кг/с	питомий об'єм, м ³ /кг	об'ємна витрата, м ³ /с	розрахунковий діаметр, мм	прийняті розміри труби dхs, мм
Всмоктувальний трубопровід компресорів першого ступеня -40	20	0,5760	1,66	0,956	246,8	257*3,5
Нагнітальний трубопровід компресорів першого ступеня -40	25	0,5760	0,57	0,328	129,3	140*4,5
Всмоктувальний трубопровід компресорів першого ступеня -28	20	0,1869	0,90	0,168	70,0	89*3,5
Нагнітальний трубопровід компресорів першого ступеня -28	25	0,187	0,570	0,107	73,7	89*3,5
Нагнітальний трубопровід компресорів першого ступеня на комп.ресивер	20	0,763	0,570	0,435	166,4	159*4,5
Всмоктувальний трубопровід компресорів другого ступеня	20	1,146	0,430	0,493	177,2	219*6
Нагнітальний трубопровід компресорів другого ступеня на конденсатор	25	1,146	0,140	0,160	90,4	109*4,5
Зливний трубопровід рідкого аміаку з конденсатора на ЛР	0,8	0,576	0,00169	0,00097	39,4	89*3,5
Трубопровід рідкого аміаку з ЦР на ПО ШМА	0,5	0,576	0,00144	0,00083	46,0	57*3,5
Трубопровід рідкого аміаку з ЦР на ПО камер №1-14	0,5	0,187	0,00148	0,00028	26,5	38*2,25
Трубопровід рідкого аміаку з КР на ПО камер 15, 16, 19	0,5	0,147	0,00152	0,00022	23,9	38*2,25
Трубопровід води на мастилоохолодник	1,3	69,2	0,00100	0,06920	260,4	273*7

Марка маслозбірника	Розмірність	300СМ
Місткість	л	70
Габаритні розміри	діаметр	мм 325
	товщина стінки	мм 9
	висота	мм 1280
Вага	кг	85

Розрахунок і вибір градирні

Теплове навантаження градирні рівне сумарному тепловому навантаженню конденсаторів та охолодників мастила:

Загальна витрата води на градирню:

$$V_{гр} := V_{в.км2} \quad V_{гр} = 0.017 \frac{м^3}{с}$$

$$G_{гр} := V_{гр} \cdot \rho_{в} \quad G_{гр} = 16.872 \frac{кг}{с}$$

За таблицями вибору градирень фірми "Baltimore Aircoil" для $\Delta t := 5 \cdot ^\circ C$ та $t_{м.т.} = 22 \cdot ^\circ C$ при температурі $t_{\omega 1} = 28 \cdot ^\circ C$ вибираємо дві вентиляторні градирні моделі 169X.

Характеристики вентиляторної градирні "Baltimore Aircoil" моделі ІМТ-169-Х наведено в таблиці:

Марка градирні	Розмірність	169-Х
Розташування вентилятора	-	верхнє
Витрата повітря	м³/с	17,3
Потужність вентиляторів	кВт	11,2
Витрата оборотної води	кг/с	34,8
Маса	кг	4360
Габаритні розміри	довжина	мм 2480
	ширина	мм 2400
	висота	мм 4780
Діаметр патрубків	мм	200

2.6.7. Вибір насосів

Гідравлічний розрахунок водяних трубопроводів

Параметри води вибираються з таблиці 16.5 [1]:

$$\mu_{\omega} := 0.8 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с} - \text{динамічна в'язкість води};$$

$$\rho_{\omega} := 996 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad \text{- густина води;}$$

Числа Рейнольдса для водяних трубопроводів оборотної води розраховуємо за формулою 16.5 [1]:

$$d_{\omega.к.вс} := 200 \cdot \text{мм} \quad \text{діаметр всмоктувального трубопроводу з градирні;}$$

$$d_{\omega.к.н} := 200 \cdot \text{мм} \quad \text{діаметр нагнітального трубопроводу на конденсатори;}$$

$$\omega_{\omega} := 1.3 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad \text{прийнята швидкість води у трубопроводі;}$$

$$Re_{\omega.к.вс} := \frac{\omega_{\omega} \cdot d_{\omega.к.вс} \cdot \rho_{\omega}}{\mu_{\omega}} \quad Re_{\omega.к.вс} = 323700$$

$$Re_{\omega.к.н} := \frac{\omega_{\omega} \cdot d_{\omega.к.н} \cdot \rho_{\omega}}{\mu_{\omega}} \quad Re_{\omega.к.н} = 323700$$

Режим течії турбулентний.

Втрати тиску у водяному трубопроводі на стороні всмоктування водяного насоса (з градирні):

$$k := 0.2 \text{мм} \quad \text{- шорсткість труб (для сталевих труб с.152 [1]);}$$

Коефіцієнт тертя визначаємо за формулою для 7.12 [1]:

$$\lambda_{\omega.к.вс} := \frac{1}{(1.82 \cdot \log(Re_{\omega}) - 1.64)^2} \quad \lambda_{\omega.к.вс} = 0.014$$

Втрати тиску на тертя за формулою 16.4 [1]:

$$l_{\omega} := 4 \text{м} \quad \text{- прийнята довжина трубопроводу;}$$

$$\Delta P_{\omega.к.вс} := \frac{\lambda_{\omega.к.вс} \cdot \rho_{\omega} \cdot \omega_{\omega}^2}{2} \cdot l_{\omega} \quad \Delta P_{\omega.к.вс} = 0.239 \text{кПа}$$

Втрати тиску на місцевих опорах за формулою 16.7 [1] (чотири коліна під кутом 90, зворотний клапан, задвижка):

$$\Sigma \xi_M := 4 \cdot 0.5 + 1.5 + 0.5 \quad \Sigma \xi_M = 4$$

$$Z_{\omega.к.вс} := \Sigma \xi_M \cdot \frac{\rho_{\omega} \cdot \omega_{\omega}^2}{2} \quad Z_{\omega.к.вс} = 3.366 \text{кПа}$$

Сумарні втрати тиску за формулою 16.9 [1]:

$$\Delta P_{\omega.к.вс} := \Delta P_{\omega.к.вс} + Z_{\omega.к.вс} \quad \Delta P_{\omega.к.вс} = 3.606 \text{кПа}$$

Втрати тиску у водяному трубопроводі на стороні нагнітання водяного насоса (на КД).

$$k := 0.2 \text{мм} \quad \text{- шорсткість труб (для сталевих труб с.152 [1]);}$$

Коефіцієнт тертя для за формулою 16.6 [1]:

$$\lambda_{\omega, \text{к.н}} := \frac{1}{(1.82 \cdot \log(\text{Re}_{\omega}) - 1.64)^2} \quad \lambda_{\omega, \text{к.н}} = 0.014$$

Втрати тиску на тертя за формулою 16.4 [1]:

$l_{\omega} := 40\text{м}$ - прийнята довжина трубопроводу;

$$\Delta P_{\omega, \text{к.н}} := \frac{\lambda_{\omega, \text{к.н}} \cdot \rho_{\omega} \cdot \omega_{\omega}^2}{d_{\omega, \text{к.н}}} \cdot l_{\omega} \quad \Delta P_{\omega, \text{к.н}} = 2.392 \text{кПа}$$

Втрати тиску на місцевих опорах за формулою 16.7 [1] (8 колін під кутом 90, зворотний клапан, 2 задвижки, 1 конденсатор):

$$\Sigma \xi_M := 8 \cdot 0.5 + 1.5 + 2 \cdot 0.5 + 1 \cdot 8 \quad \Sigma \xi_M = 14.5$$

$$Z_{\omega, \text{к.н}} := \Sigma \xi_M \cdot \frac{\rho_{\omega} \cdot \omega_{\omega}^2}{2} \quad Z_{\omega, \text{к.н}} = 12.203 \text{кПа}$$

Сумарні втрати тиску за формулою 16.9 [1]:

$$\Delta P_{\omega, \text{к.н}} := \Delta P_{\omega, \text{к.н}} + Z_{\omega, \text{к.н}} \quad \Delta P_{\omega, \text{к.н}} = 14.596 \text{кПа}$$

Вибір водяних насосів



Вибір насосу подачі води на маслоохолодники компресорів.

Напір насосу:

$$H := 200 \cdot \text{кПа}$$

Подача насосу:

$$V_{\text{н.к.м}} := V_{\text{в.к.м}2} \quad V_{\text{н.к.м}} = 61.045 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

По таблиці 11.24 [4] підбираємо $n := 2$ консольних насоси (один резервний) типу 4К-90/20а, характеристики якого наведено в таблиці:

Марка насос	Розмірність	4К-90/20а	
Подача насосу	м ³ /год	65	
Повний напір насосу	кПа	185	
Електродвигун	-	A02-72-4	
	потужність	кВт	5,5
	частота обертання	с ⁻¹	24,2
Діаметр всмоктуючого патрубку	мм	100	
Діаметр всмоктуючого патрубку	мм	80	
Вага	кг	68,0	

Вибір аміачних насосів

Знаходимо потрібну подачу циркуляційного насосу випарної системи на температуру кипіння $t_0 = -28^\circ\text{C}$ за формулою 16.3 [1]:

$$n_{\text{ц}} := 6 \text{ - кратність циркуляції}; \quad \rho_a := 658 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$G_{\text{н}_1} := n_{\text{ц}} \cdot \frac{G_{\text{т}_10}}{\rho_a} \quad G_{\text{н}_1} = 4.822 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

По таблиці 16.8 [1] вибираємо 2-а аміачних циркуляційних насоси (робочий і резервний) типу 2ХГ-5-4.8-2 (ЦНГ-68), характеристики яких наведено в таблиці:

Марка насос	Розмірність	ЦНГ-68
Подача насосу	м ³ /год	12-28
Повний напір насосу	м. ст.	48-41
Число ступенів	кїл.	1
Частота обертання	с ⁻¹	49,5
Потужність	кВт	5,5

Знаходимо потрібну подачу циркуляційного насосу випарної системи на температуру кипіння $t_0 := -28^\circ\text{C}$ за формулою 16.3 [1]:

$$n_{\text{ц}} := 6 \text{ - кратність циркуляції}; \quad \rho_a := 671 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$G_{\text{н}_2} := n_{\text{ц}} \cdot \frac{G_{\text{км1}_28}}{\rho_a} \quad G_{\text{н}_2} = 6.005 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

По таблиці 16.8 [1] вибираємо 2-а аміачних циркуляційних насоси (робочий і резервний) типу 2ХГ-5-4.8-2 (ЦНГ-68).

Знаходимо потрібну подачу циркуляційного насосу випарної системи на температуру кипіння $t_0 := -45^\circ\text{C}$ за формулою 16.3 [1]:

$$n_{\text{ц}} := 6 \text{ - кратність циркуляції}; \quad \rho_a := 690 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$G_{\text{н}_2} := n_{\text{ц}} \cdot \frac{G_{\text{км1}_40}}{\rho_a} \quad G_{\text{н}_2} = 18.035 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

По таблиці 16.8 [1] вибираємо 2-а аміачних циркуляційних насоси (робочий і резервний) типу 2ХГ-5-4.8-2 (ЦНГ-68).

2.6.8. Розрахунок холодильних машин схеми №2

Для схеми холодильної установки №2 температуру кипіння аміаку у випарнику-конденсаторі каскадної машини приймаємо рівну температурі кипіння аміаку у камерах зберігання готової продукції:

$$t_{o_к} := t_k - \Delta\theta_{по} \qquad t_{o_к} = -28^\circ\text{C}$$

Визначаємо температуру кипіння вуглекислоти у фризерах:

$$\Delta\theta_{по} := 5^\circ\text{C} \quad - \text{повний тепловий напір в повітроохолодниках фризерів};$$

$$t_{фр} := -40^\circ\text{C} \quad - \text{температура повітря у фризерах};$$

$$\text{тоді: } t_{o_фр} := t_{фр} - \Delta\theta_{по} \qquad t_{o_фр} = -45^\circ\text{C}$$

Температуру всмоктування парів аміаку в компресори приймаємо як у попередній схемі. Перегрівання вуглекислоти на всмоктуванні до компресорів приймаємо:

$$\Delta t_{п} := 15^\circ\text{C}$$

Температура конденсації вуглекислоти приймаємо на 10°C вищою від температури кипіння аміаку.

Визначаємо температуру конденсації за формулою:

$$t_{к_co2} := t_{o_к} + 10^\circ\text{C} \qquad t_{к_co2} = -18^\circ\text{C}$$

Визначаємо температуру переохолодження вуглекислоти за формулою:

$$t_{п_co2} := t_{к_co2} - 3^\circ\text{C} \qquad t_{п_co2} = -21^\circ\text{C}$$

Тепловий розрахунок каскадної холодильної машини

Теплове навантаження нижньої гілки каскадної холодильної машини, за умовами аналізу схем, передається у двоступеневу холодильну машину, тому спочатку проводимо розрахунок нижньої гілки каскадної машини та вибір обладнання для неї.

Будуємо вуглекислотний цикл холодильної машини в lgr-h діаграмі та визначаємо параметри холодильного агента, які заносимо до табл.2.18.

Таблиця 2.18

Точка	Тиск, МПа	Температура, °C	Ентальпія, кДж/кг	Питомий об'єм, м ³ /кг
1'	0,684	-50	430	
1	0,684	-45	437	0,057
2	2,10	27	487	0,024
2'	2,10	-18	436	
3	2,10	-21	152	
4	0,68	-50	152	

Розраховуємо питому масову продуктивність CO₂

$$q_{o_50} := h_1 - h_4 \qquad q_{o_50} = 285 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Знаходимо питому теоретичну (адіабатну) роботу компресора:

$$l := h_2 - h_1 \qquad l = 50 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Знаходимо питоме теплове навантаження на конденсатор:

$$q_{к_1} := h_2 - h_3 \qquad q_{к_1} = 335 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Розраховуємо необхідну масову витрату холодоагента через компресори:

$$G_{T_50} := \frac{Q_{от_50}}{q_{o_50}} \qquad G_{T_50} = 2.631 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Необхідну теоретична об'ємна продуктивність компресора:

$\lambda := 0.87$ - коефіцієнт подачі компресора, визначається в залежності від відношення тисків $P_k/P_o=3.1$, для гвинтових компресорів рис.11.2 [5]).

$$V_{T_50} := \frac{G_{T_50} \cdot v_1}{\lambda} \qquad V_{T_50} = 620.588 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} \qquad V_{T_50} = 0.172 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

За отриманою величиною підбираємо компресорний агрегат на базі гвинтового компресора компресорний агрегат SP1 MC-M фірми "GEA Grasso", технічні данні якого наведено у таблиці вище.

Теоретична потужність, яка витрачається на стискання:

$$N_T := G_{T_50} \cdot (h_2 - h_1) \qquad N_T = 131.557 \text{кВт}$$

Розраховуємо потужність на валу компресора за формулою:

де : $\eta_e := 0.75$ - ефективний ККД компресора залежить від ступеня стискання (за граф.1 [3] ст.21).

$$N_e := \frac{N_T}{\eta_e} \qquad N_e = 175.41 \text{кВт}$$

Розраховуємо електричну потужність (споживану з мережі):

$$\eta_{ел} := 0.87 \qquad N_{ел} := \frac{N_e}{\eta_{ел}} \qquad N_{ел} = 201.62 \text{кВт}$$

Компресор укомплектований електродвигуном потужністю 250 кВт.

Теплове навантаження на конденсатор-випарник

Теплове навантаження випарника-конденсатора, яке передаватиметься у двоступеневу аміачну холодильну машину становитиме:

$$Q_{\text{к_в}} := G_{\text{т_50}} \cdot (h_{2\text{c}} - h_3) \quad Q_{\text{к_в}} = 914.323 \text{ кВт}$$

Тепловий розрахунок двоступеневої аміачної холодильної машини

Проміжний тиск приймаємо рівним тиску у компаундному ресивері попердньої схеми:

$$P_{\text{пр}} := 0.29 \cdot \text{МПа}$$

Цикл холодильної машини в h - lgr діаграмі та параметри ХА такі ж, як і попередній схемі. Незмінними залишаються: питомі характеристики циклу.

Для випарника-конденсатора каскадної холодильної машини, витрата аміаку становитиме:

$$G_{\text{т_в_к}} := \frac{Q_{\text{к_в}}}{q_{\text{о_28}}} \quad G_{\text{т_в_к}} = 0.706 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Загальна витрата пари холодоагента через компресори першого ступеня становитиме:

$$G_{\text{км1}} := G_{\text{т_28}} + G_{\text{т_в_к}} \quad G_{\text{км1}} = 0.893 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Масову витрату холодоагента в компресорах другого ступеня визначаємо склавши тепловий баланс компаундного ресивера:

$$G_{\text{км2}} := G_{\text{т_10}} \cdot \frac{h_4 - h_9}{h_5 - h_7} + G_{\text{км1}} \cdot \frac{h_2 - h_9}{h_5 - h_7}$$
$$G_{\text{км2}} = 1.371 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Визначаємо коефіцієнт подачі компресорів для кожного ступеня стискання.

Коефіцієнт подачі гвинтового компресора, визначається в залежності від відношення тисків $P_{\text{к}}/P_{\text{о}}$ (з рис.11.2 [1]).

Для компресорів першого ступеня відношення тисків:

$$\frac{P_{\text{о_10}}}{P_{\text{о_28}}} = 2.197$$

Коефіцієнт подачі: $\lambda_1 := 0.9$

Для компресорів другого ступеня відношення тисків:

$$\frac{P_{\text{к}}}{P_{\text{о_10}}} = 4.517$$

Коефіцієнт подачі: $\lambda_2 := 0.88$

Вибір компресорів

Знаходимо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресорів першого ступеня для температури кипіння -28°C :

$$V_{T_1} := \frac{G_{\text{KM1}} \cdot v_3}{\lambda_1} \qquad V_{T_1} = 3106.217 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

За отриманою величиною підбираємо компресорний агрегат на базі гвинтового компресора компресорний агрегат SP1 LT-VB фірми "GEA Grasso", технічні данні якого наведено у таблиці:

Габарітні розміри, мм:	
довжина	3370
ширина	1470
висота	2100
Діаметр патрубків, мм:	
всмоктування	250
нагнітання	150
Маса, кг.	3650
Об'єм стискання холодоагента, м ³ /год	1640
Частота обертання електродвигуна, об/хв	2940

Приймаю до встановлення два компресори.

Визначаємо теоретичну потужність компресора:

$$N := G_{\text{KM1}} \cdot (h_4 - h_3) \qquad N = 91.937 \text{ кВт}$$

Дійсна (індикаторна) потужність:

$\eta_i := 0.8$ - де індикаторний ККД компресора визначений від ступеня стискання за граф.1 [3] ст.21.

$$N_{i_1} := \frac{N}{\eta_i} \qquad N_{i_1} = 114.921 \text{ кВт}$$

Розраховуємо потужність на валу компресора за формулою:

$$\eta_m := 0.9 \qquad N_e := \frac{N_{i_1}}{\eta_m} \qquad N_e = 127.69 \text{ кВт}$$

Розраховуємо електричну потужність (споживану з мережі):

$$\eta_{\text{ел}} := 0.95 \qquad N_{\text{ел}} := \frac{N_e}{\eta_{\text{ел}}} \qquad N_{\text{ел}} = 134.411 \text{ кВт}$$

Компресор комплектується електродвигуном потужністю 75 кВт.

При розрахунковому навантаженні компресор буде працювати постійно.

Коефіцієнт робочого часу для цього компресора:

$$b_{\text{км}_1} := \frac{V_{\text{T}_1}}{3280 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{год}}} \quad b_{\text{км}_1} = 0.947$$

Витрати води на охолодження компресора немає потреби, так як температура в кінці стискання холодильного агента становить лише 27°C.

Знаходимо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресорів другого ступеня:

$$V_{2\text{T}} := \frac{G_{\text{км}2} \cdot v_5}{\lambda_2} \quad V_{2\text{T}} = 2412.232 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

За отриманою величиною підбираємо компресорний агрегат на базі гвинтового компресора компресорний агрегат SP1 LT-VB фірми "GEA Grasso", технічні дані якого наведено вище.

Кількість встановлених компресорних агрегата два.

Визначаємо теоретичну потужність компресора:

$$N := G_{\text{км}2} \cdot (h_6 - h_5) \quad N = 307.17 \text{ кВт}$$

Дійсна (індикаторна) потужність:

$\eta_i := 0.8$ - де індикаторний ККД компресора визначений від ступеня стискання за граф.1 [3] ст.21.

$$N_{2i} := \frac{N}{\eta_i} \quad N_{2i} = 383.962 \text{ кВт}$$

Розраховуємо потужність на валу компресора за формулою:

$$\eta_M := 0.9 \quad N_e := \frac{N_{2i}}{\eta_M} \quad N_e = 426.625 \text{ кВт}$$

Розраховуємо електричну потужність (споживану з мережі):

$$\eta_{\text{ел}} := 0.95 \quad N_{\text{ел}} := \frac{N_e}{\eta_{\text{ел}}} \quad N_{\text{ел}} = 449.079 \text{ кВт}$$

Компресор комплектується електродвигуном потужністю 250 кВт. При розрахунковому навантаженні компресор буде працювати постійно.

Коефіцієнт робочого часу для цього компресора:

$$b_{\text{км}2} := \frac{V_{2\text{T}}}{3280 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{год}}} \quad b_{\text{км}2} = 0.735$$

Витрата води на охолодження мастила компресорів

Температура холодильного агента в реальному процесі стискання за відсутності мастила визначається за ентальпією:

$$\eta_i = 0.8 \quad \text{індикаторний ККД;}$$

$$h_{6c} := h_5 + \frac{h_6 - h_5}{\eta_i} \quad h_{6c} = 1741 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

За ентальпією знаходимо температуру в т.6с: $t_{6c} := 120.^\circ\text{C}$ $t_5 := -5.^\circ\text{C}$

$$T_{6c} := 273 \cdot \text{K} + t_{6c} \quad T_{6c} = 393 \text{ K}$$

$$T_5 := t_5 + 273 \cdot \text{K} \quad T_5 = 268 \text{ K}$$

$$c_M := 3.87 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}} \quad \text{-теплоємність мастила;} \quad \rho_B := 995 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad \text{густина води}$$

$$c_B := 4.19 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}} \quad \text{-теплоємність води;}$$

$$\pi := \frac{P_K}{P_{O_10}} \quad \pi = 4.517 \quad \text{відношення тисків у компресорі;}$$

$$k := 1.4 \quad \text{показник адіабати для R717}$$

Приймаємо температуру в кінці стискання за наявності мастила $t_{6M} := 90.^\circ\text{C}$

$$T_{6M} := t_{6M} + 273 \cdot \text{K} \quad T_{6M} = 363 \text{ K}$$

Знаходимо показники політропи сухого та з мастилом стискання у гвинтовому компресорі:

$$n_1 := \frac{\log(\pi)}{\log(\pi) - \log\left(\frac{T_{6c}}{T_5}\right)} \quad n_2 := \frac{\log(\pi)}{\log(\pi) - \log\left(\frac{T_{6M}}{T_5}\right)}$$

$$n_1 = 1.34$$

$$n_2 = 1.252$$

Кількість теплоти, яке відводить мастило визначаємо за формулою:

$$Q_{M2} := \frac{G_{KM2} \cdot T_5 \cdot c_M}{k} \cdot \left[\frac{n_1 - k}{n_1 - 1} \cdot \left[\pi \cdot \frac{(n_1 - 1)}{n_1} \right] + \frac{k - n_2}{n_2 - 1} \cdot \left[\pi \cdot \frac{(n_2 - 1)}{n_2} \right] \right]$$

$$Q_{M2} = 338.325 \text{ кВт}$$

Температура води на вході у теплообмінник $t_{\omega 2} = 24.^\circ\text{C}$

Нагрівання води у теплообміннику приймаємо $4.^\circ\text{C}$. Витрата води у теплообміннику становитиме:

$$G_{B.KM2} := \frac{Q_{M2}}{c_B \cdot (t_{\omega 1} - t_{\omega 2})} \quad G_{B.KM2} = 20.186 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$V_{\text{В.КМ2}} := \frac{G_{\text{В.КМ2}}}{\rho_{\text{В}}} \quad V_{\text{В.КМ2}} = 73.036 \frac{\text{М}^3}{\text{ГОД}} \quad V_{\text{В.КМ2}} = 0.02 \frac{\text{М}^3}{\text{с}}$$

2.6.9. Вибір обладнання для схеми №2

Вибір обладнання проводимо лише в частині де воно відрізняється від попередньої схеми. Не потребують повторного розрахунку повітроохолодники камер, насоси аміаку на камери зберігання замороженої продукції.

Розрахунок і вибір конденсатора

Температурний режим конденсатора відповідає попередній схемі.

У конденсаторі конденсується пара після компресорів двоступеневої холодильної машини. Загальне теплове навантаження конденсаторів може бути знайдене за формулою:

$$Q_{\text{к}} := G_{\text{КМ2}} \cdot (h_{6\text{с}} - h_7) \quad Q_{\text{к}} = 1910.213 \text{ кВт}$$

Питомий тепловий потік у випарному конденсаторі коливається в межах 1750-2300 Вт/м²[1]. Приймаємо:

$$q := 2000 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

$$F_{\text{к.р}} := \frac{Q_{\text{к}}}{q} \quad F_{\text{к.р}} = 955.107 \text{ м}^2$$

На основі отриманого значення $F_{\text{к}}$ обираємо два конденсатори фірми Baltimore Aircoil: модель VCX-576. Технічна характеристика конденсаторів наведена в таблиці 2.14:

Загальна площа конденсаторів:

$$\Sigma F_{\text{к}} := (576 + 576) \cdot \text{м}^2 \quad \Sigma F_{\text{к}} = 1152 \text{ м}^2$$

$$\text{Запас} := \frac{|\Sigma F_{\text{к}} - F_{\text{к.р}}|}{\Sigma F_{\text{к}}} \cdot 100\% \quad \text{Запас} = 17\%$$

10.% – 20.% - запас теплопередаючої поверхні конденсаторів.

Знаходимо витрату охолоджувальної води на конденсатори за формулою:

$$V_{\omega.\text{к}} := 2V_{1\omega.\text{к}} \quad V_{\omega.\text{к}} = 276.4 \frac{\text{М}^3}{\text{ГОД}} \quad V_{\omega.\text{к}} = 76.778 \frac{\text{л}}{\text{с}}$$

Розрахунок і підбір випарника-конденсатора каскадної холодильної машини

Теплове навантаження випарника: $Q_{\text{к}_\text{в}} = 914.323 \text{ кВт}$

Розраховуємо середню логарифмічну різницю температур між киплячим холодильним агентом R717 та CO₂, що конденсується за формулою 11.34 [5]:

$t_{0_717} := -28.^\circ\text{C}$ температура кипіння у випарнику-конденсаторі;

$t_{k_CO2} := -18 \cdot ^\circ C$ температура конденсації у випарнику конденсаторі.

$$\theta_{cp} := 10 \cdot ^\circ C$$

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

$k_B := 1250 \cdot \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$ - коефіцієнт теплопередачі для пластинчатого випарника конденсатора (з таблиці 11.5 [5]);

$$F_{B_K} := \frac{Q_{K_B}}{k_B \cdot \theta_{cp}} \quad F_{B_K} = 73.146 м^2$$

За отриманою величиною підбираємо випарник фірми Джонсон Контрол марки ECQS 6040 площею поверхні $75 м^2$.

Розрахунок і вибір лінійного ресивера.

Потрібний об'єм лінійного ресивера відрізняється через меншу кількість аміаку у системі. В ШМА використовується вуглекислота. Вміст іншого обладнання не міняється порівняно з попередньою схемою, лише добавляється випарник-конденсатор, вміст аміаку в якому:

$$V_{BK} := 0.62 \cdot м^3$$

$$\Sigma V_{o_50} := V_{BK} \quad \Sigma V_{o_50} = 0.62 м^3$$

$$V_{л.р} := \frac{0.6 \cdot (\Sigma V_{o_28} + \Sigma V_{o_50} + \Sigma V_{o_10})}{0.6} \cdot 1.2 \quad V_{л.р} = 2.91 м^3$$

Вибираємо горизонтальний ресивер марки 3,5 РВ, характеристики даного ресивера (з таблиці 41 [10] наведено вище.

Розрахунок і вибір циркуляційних ресиверів

Циркуляційного ресивера на температуру кипіння $t_{o_4} = -50 \cdot ^\circ C$ при умові його заповнення при експлуатації на 30% від об'єма, для систем з нижньою подачою холодильного агента визначаємо по формулі V-35 [2]:

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

1.2 - коефіцієнт запаса;

$$V_{ц.р_1} := \frac{0.5 \cdot 4V_{фшма}}{0.3} \cdot 1.2 \quad V_{ц.р_1} = 4 м^3$$

Вибираємо вертикальний циркуляційних ресивера марки 5 РДВ, характеристики даного ресивера (з таблиці 41 [10] наведено в таблиці:

Марка ресивера	Розмірність	5 РДВ
Місткість	м ³	4,6
Габаритні розміри	діаметр корпуса	мм
	довжина	мм
Діаметр патрубку входу пари	мм	200
Діаметр патрубку виходу пари	мм	200
Діаметр патрубку входу рідини	мм	80
Діаметр патрубку виходу рідини	мм	80
Діаметр патрубку дренажного	мм	10

Потрібний об'єм циркуляційного ресивера на температуру кипіння $t_{o_2} = -28^{\circ}\text{C}$ при умові його заповнення при експлуатації на 30% від об'єма, для систем з нижньою подачою холодильного агента визначаємо по формулі V-35 [2]:

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

$$V_{ц.р_2}^{1.2} := \frac{0.5 \cdot (V_{вк} + \Sigma V_{o_28})}{0.3} \cdot 1.2 \quad V_{ц.р_2} = 4.06 \text{ м}^3$$

Вибираємо горизонтальний циркуляційний ресивер марки 5 РДВ, характеристики даного ресивера (з таблиці 41 [10] наведено в таблиці:

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. Розраховуємо дренажний ресивер по формулі V-40 [2]:

1.2 - коефіцієнт запаса місткості дренажного ресивера;

$$V_{д.р} := \frac{\Sigma V_{o_28} + V_{вк} + \Sigma V_{o_10}}{0.8} \cdot 1.2 \quad V_{д.р} = 3.637 \text{ м}^3$$

Вибираємо горизонтальний ресивер марки 3,5 РД характеристики даного ресивера (з таблиці 41 [10] наведено в таблиці вище.

Розрахунок і вибір компаундного ресивера

Потрібний об'єм циркуляційного ресивера на температуру кипіння $t_{o_1} = -10^{\circ}\text{C}$ при умові його заповнення при експлуатації на 30% від об'єма, для систем з нижньою подачою холодильного агента визначаємо по формулі V-35 [2]:

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

$$V_{ц.р_1}^{1.2} := \frac{0.5 \cdot (\Sigma V_{o_28} + V_{вк} + \Sigma V_{o_10})}{0.3} \cdot 1.2 \quad V_{ц.р_1} = 4.85 \text{ м}^3$$

Вибираємо в якості компаундного ресивера горизонтальний ресивер марки

5 РД, характеристики даного ресивера (з таблиці 41 [10] наведено в таблиці вище.

Визначення діаметрів трубопроводів

Решту трубопроводів розраховуємо аналогічно. Результати розрахунку зводимо до таблиці 2.19.

Розрахунок і вибір градирні

Теплове навантаження градирні рівне сумарному тепловому навантаженню конденсаторів та охолодників мастила:

Загальна витрата води на градирню:

$$V_{\text{гр}} := V_{\text{в.км2}} \quad V_{\text{гр}} = 0.02 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$G_{\text{гр}} := V_{\text{гр}} \cdot \rho_{\text{в}} \quad G_{\text{гр}} = 20.186 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

За таблицями вибору градирень фірми "Baltimore Aircoil" для $\Delta t := 5 \cdot ^\circ\text{C}$ та $t_{\text{м.т.}} = 22 \cdot ^\circ\text{C}$ при температурі $t_{\omega 1} = 28 \cdot ^\circ\text{C}$ вибираємо дві вентиляторні градирні моделі 169X.

Вибір насосів

Гідравлічний розрахунок водяних трубопроводів

Параметри води вибираються з таблиці 16.5 [1]:

$\mu_{\omega} := 0.8 \cdot 10^{-3} \text{Па} \cdot \text{с}$ - динамічна в'язкість води;

$\rho_{\omega} := 996 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ - густина води;

Числа Рейнольдса для водяних трубопроводів оборотної води розраховуємо за формулою 16.5 [1]:

$d_{\omega.к.вс} := 200 \cdot \text{мм}$ діаметр всмоктувального трубопроводу з градирні;

$d_{\omega.к.н} := 200 \cdot \text{мм}$ діаметр нагнітального трубопроводу на конденсатори;

$\omega_{\omega} := 1.3 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$ прийнята швидкість води у трубопроводі;

$$\text{Re}_{\omega.к.вс} := \frac{\omega_{\omega} \cdot d_{\omega.к.вс} \cdot \rho_{\omega}}{\mu_{\omega}} \quad \text{Re}_{\omega.к.вс} = 323700$$

$$\text{Re}_{\omega.к.н} := \frac{\omega_{\omega} \cdot d_{\omega.к.н} \cdot \rho_{\omega}}{\mu_{\omega}} \quad \text{Re}_{\omega.к.н} = 323700$$

Режим течії турбулентний.

Втрати тиску у водяному трубопроводі на стороні всмоктування водяного насоса (з градирні):

Таблиця 2.19. Трубопроводи холодильної установки

Назва трубопровода	швидкість прийнята, м/с	витрата, кг/с	питомий об'єм, м ³ /кг	об'ємна витрата, м ³ /с	розрахунковий діаметр, мм	прийняті розміри труби dхs, мм
Всмоктувальний трубопровід компресорів першого ступеня -50	15	2,631	0,057	0,151	113,2	133*4
Нагнітальний трубопровід компресорів першого ступеня -50	20	2,631	0,024	0,063	63,4	76*3,5
Всмоктувальний трубопровід компресорів першого ступеня -28	15	0,893	0,900	0,804	261,3	265*8
Нагнітальний трубопровід компресорів першого ступеня -28	20	0,893	0,580	0,518	181,6	219*6
Всмоктувальний трубопровід компресорів другого ступеня	15	0,310	0,430	0,133	106,4	109*4,5
Нагнітальний трубопровід компресорів другого ступеня на конденсатор	20	1,371	0,140	0,192	110,6	133*4
Зливний трубопровід рідкого аміаку з конденсатора на ЛР	0,8	1,371	0,00169	0,00232	60,7	76*3,5
Трубопровід рідкої СО ₂ з ЦР на ПО ШМА	0,5	2,631	0,00010	0,00026	25,9	38*2,25
Трубопровід рідкого аміаку з ЦР на ПО камер №1-14	0,5	0,187	0,00148	0,00028	26,6	25*2,5
Трубопровід рідкого аміаку з КР на ПО камер 15, 16, 19	0,5	0,147	0,00152	0,00022	23,9	25*2,5
Трубопровід води на мастилоохолодник	1,3	73,0	0,00100	0,07300	267,5	273*7

$k := 0.2\text{мм}$ - шорсткість труб (для сталевих труб с.152 [1]);

Коефіцієнт тертя визначаємо за формулою для 7.12 [1]:

$$\lambda_{\omega.к.вс} := \frac{1}{(1.82 \cdot \log(\text{Re}_{\omega}) - 1.64)^2} \quad \lambda_{\omega.к.вс} = 0.014$$

Втрати тиску на тертя за формулою 16.4 [1]:

$l_{\omega} := 4\text{м}$ - прийнята довжина трубопроводу;

$$\Delta P_{\omega.к.вс} := \frac{\lambda_{\omega.к.вс} \cdot \rho_{\omega} \cdot \omega_{\omega}^2}{d_{\omega.к.вс}} \cdot \frac{1}{2} \cdot l_{\omega} \quad \Delta P_{\omega.к.вс} = 0.239 \text{кПа}$$

Втрати тиску на місцевих опорах за формулою 16.7 [1] (чотири коліна під кутом 90, зворотний клапан, задвижка):

$$\Sigma \xi_M := 4 \cdot 0.5 + 1.5 + 0.5 \quad \Sigma \xi_M = 4$$

$$Z_{\omega.к.вс} := \Sigma \xi_M \cdot \frac{\rho_{\omega} \cdot \omega_{\omega}^2}{2} \quad Z_{\omega.к.вс} = 3.366 \text{кПа}$$

Сумарні втрати тиску за формулою 16.9 [1]:

$$\Delta P_{\omega.к.вс} := \Delta P_{\omega.к.вс} + Z_{\omega.к.вс} \quad \Delta P_{\omega.к.вс} = 3.606 \text{кПа}$$

Втрати тиску у водяному трубопроводі на стороні нагнітання водяного насоса (на КД).

$k := 0.2\text{мм}$ - шорсткість труб (для сталевих труб с.152 [1]);

Коефіцієнт тертя для за формулою 16.6 [1]:

$$\lambda_{\omega.к.н} := \frac{1}{(1.82 \cdot \log(\text{Re}_{\omega}) - 1.64)^2} \quad \lambda_{\omega.к.н} = 0.014$$

Втрати тиску на тертя за формулою 16.4 [1]:

$l_{\omega} := 40\text{м}$ - прийнята довжина трубопроводу;

$$\Delta P_{\omega.к.н} := \frac{\lambda_{\omega.к.н} \cdot \rho_{\omega} \cdot \omega_{\omega}^2}{d_{\omega.к.н}} \cdot \frac{1}{2} \cdot l_{\omega} \quad \Delta P_{\omega.к.н} = 2.392 \text{кПа}$$

Втрати тиску на місцевих опорах за формулою 16.7 [1] (8 колін під кутом 90, зворотний клапан, 2 задвижки, 1 конденсатор):

$$\Sigma \xi_M := 8 \cdot 0.5 + 1.5 + 2 \cdot 0.5 + 1 \cdot 8 \quad \Sigma \xi_M = 14.5$$

$$Z_{\omega.к.н} := \Sigma \xi_M \cdot \frac{\rho_{\omega} \cdot \omega_{\omega}^2}{2} \quad Z_{\omega.к.н} = 12.203 \text{кПа}$$

Сумарні втрати тиску за формулою 16.9 [1]:

$$\Delta P_{\omega.к.н} := \Delta P_{\omega.к.н} + Z_{\omega.к.н} \quad \Delta P_{\omega.к.н} = 14.596 \text{кПа}$$

Вибір водяних насосів

Вибір насосу подачі води на маслоохолодники компресорів.

Напір насосу:

$$H := 200 \cdot \text{кПа}$$

Подача насосу:

$$V_{\text{Н.КМ}} := V_{\text{В.КМ2}} \qquad V_{\text{Н.КМ}} = 73.036 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

По таблиці 11.24 [4] підбираємо $n := 2$ консольних насоси (один резервний) типу 4К-90/20, характеристики якого наведено в таблиці:

Марка насос	Розмірність	4К-90/20
Подача насосу	м ³ /год	83
Повний напір насосу	кПа	220
Електродвигун	-	A02-72-4
потужність	кВт	7,5
частота обертання	с ⁻¹	24,2
Діаметр всмоктуючого патрубку	мм	100
Діаметр всмоктуючого патрубку	мм	80
Вага	кг	68,0

Вибір насосів CO₂

Знаходимо потрібну подачу циркуляційного насосу випарної системи на температуру кипіння $t_0 := -50 \cdot \text{°C}$ за формулою 16.3 [1]:

$$n_{\text{ц}} := 3 \quad \text{- кратно́сть циркуляції}; \qquad \rho_{\text{а}} := 771 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$G_{\text{Н}_1} := n_{\text{ц}} \cdot \frac{G_{\text{Т}_50}}{\rho_{\text{а}}} \qquad G_{\text{Н}_1} = 36.857 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

По таблиці 16.8 [1] вибираємо 3-а циркуляційних насоси (два робочих і резервний) типу 2ХГ-5-4.8-2 (ЦНГ-68).

3. Розрахунок схеми електропостачання

3.1. Опис схеми електропостачання

Згідно завдання проведемо розрахунки однієї із схем, які аналізуються - насосно-циркуляційної схеми, яка працює на амиаку (схема 1).

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 встановлені в окремому приміщенні звідки відбувається електроживлення усіх споживачів.

На стороні низької напруги живлення електроустановки 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. Вихідні дані для розрахунків

Вихідними даними для розрахунків є технічні характеристики електроприймачів, які входять до схеми холодильного господарства, які зведено в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1.

Найменування обладнання	К-ть	Р _н , кВт	п, об/хв		cos
Компресорний агрегат Grasso SP-1 LT-YB	2	100	2 940	0,95	0,90
Компресорний агрегат Grasso SP-1 MC-MB	2	15,0	2 940	0,95	0,90
Компресорний агрегат Grasso SP-1 LT-YB	2	200,0	2 940	0,95	0,90
Конденсатор VXC-576 (вентилятори)	2	37,0	2 940	0,95	0,90
Конденсатор VXC-576 (насоси)	2	4,40	1 450	0,85	0,88
Насос оборотного водопостачання 4К-90/20а	2	5,5	1 450	0,85	0,88
Градижня ІМТ-169Х	2	11,2	1 450	0,85	0,88
Насос аміачний 2ХГ-5-4,8-2	6	5,5	2 910	0,85	0,88
Витяжний вентилятор КМ-цеху (робочий)	2	5,5	1480	0,85	0,85
Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний)	1	5,5	1480	0,85	0,85
Приточний вентилятор КМ-цеху	2	7,5	1480	0,85	0,85
Швидкоморозильний апарат	4	30	2940	0,95	0,9
Повітроохолодник INBA505C12	6	4,0	2 940	0,95	0,90
Повітроохолодник INBA503C12	31	3,2	2 940	0,95	0,90

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:

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

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

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

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:

$$I_{ст.т.р.} \geq 1.1 \cdot I_{л}$$

Характеристики обраного обладнання заносимо до табл. 3.2.

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 табл.3.3. Електричні навантаження знайдені за методом коефіцієнтів використання і коефіцієнтів максимуму.

Таблиця 3.2.

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	I _н , А	I _п , А	Автоматичний вимикач				Магнітний пускач		Теплове реле		
					1.25*I _п , А	Тип	I _н , А	I _{ср} , А	Тип	I _н , А	1.1*I _н , А	Тип	I _{уст} , А
1	Компресорний агрегат Grasso SP-1 LT-YB	2	169	1 099	1 374	ABB S4-160 (силовий)	160,0	1 400	спеціальні шафи керування				
2	Компресорний агрегат Grasso SP-1 MC-MB	2	26	169	212	A3162	25,0	150	ПМЛ-2110	25	29	РТЛ-101404	25,0
3	Компресорний агрегат Grasso SP-1 LT-YB	2	338	2 197	2 980	ABB S5-400 (силовий)	400	3 000	спеціальні шафи керування				
4	Конденсатор VXC-576 (вентилятори)	2	63	410	513	A3162	25	160	ПМЛ-2110	25	69	РТЛ-101404	25,0
5	Конденсатор VXC-576 (насоси)	2	9	59	74	АП50-3Т	8,5	60	ПМЛ-1210	10	10	РТЛ-1012	12,0
6	Насос оборотного водопостачання 4К-90/20а	2	11	72	90	3RV1041-4МА10	100	750	ПМЛ-6210	125	13	РТЛ-3105	100
7	Градирия ІМТ-169Х	2	22	143	179	A3162	25,0	150	ПМЛ-2110	25	24	РТЛ-101404	25,0
8	Насос аміачний 2ХГ-5-4,8-2	6	11	72	90	A3161	15	100	ПМЛ-2110	25	12	РТЛ-1012	14,0
9	Витяжний вентилятор КМ-цеху (робочий)	2	11	72	90	A3161	15	100	ПМЛ-2110	25	12	РТЛ-1012	14,0
10	Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний)	1	11	72	90	A3161	15	100	ПМЛ-2110	25	12	РТЛ-1012	14,0
11	Приточний вентилятор КМ-цеху	2	15	98	123	A3161	15	100	ПМЛ-2110	25	17	РТЛ-1012	18,0
12	ШІМА Росток-1500Ф	4	51	332	415	3RV1041-4МА10	100	750	ПМЛ-6210	125	57	РТЛ-3105	100
13	Повітроохолодник ІNBA505C12	6	7	46	58	АП50-3Т	8,5	60	ПМЛ-1210	10	8	РТЛ-1012	14,0
0	Повітроохолодник ІNBA503C12	31	6	39	49	АП50-3Т	8,5	60	ПМЛ-1210	10	7	РТЛ-1012	14,0

Таблиця 3.3.

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	P_H , кВт	K_u	P_{3M} , кВт	$\cos\eta$	$\operatorname{tg}\eta$	Q_{3M} , квар
1	Градирия	2	11,2	0,75	8,40	0,88	0,54	4,536
2	Насос 4К-90/20а	2	5,5	0,75	4,13	0,88	0,54	2,228
3	Конденсатор	2	37,0	0,75	27,75	0,90	0,48	13,320
4	Насос конденсатора	2	4,4	0,75	3,30	0,88	0,54	1,782
	Сума	8	116,2		87,2			43,73

За максимально навантаженою зміну середня активна потужність визначається за формулою:

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

де K_B - коефіцієнт використання потужності.

За максимально навантаженою 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:

$$K_{B.гр.} = \frac{\sum P_{3M}}{\sum P_H} \quad K_{B.гр.} = 0.75$$

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

Додатковий коефіцієнт m визначаємо так:

$$m = \frac{P_{\max}}{P_{\min}} \quad m = 8.409$$

Так як коефіцієнт $m > 3$, то ефективне число споживачів $n_e = 52.818$

З таблиці 8.1 [9] $K_M = f(n_e, K_B)$, знаходимо $K_M = 1.23$.

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

$$P_p = K_M \cdot \sum P_{3M} \quad P_p = 107.256 \text{ кВт}$$

$$Q_p = 1.1 \cdot \sum Q_{3M} \quad Q_p = 48.103 \text{ квар}$$

$$S_p = \sqrt{P_p^2 + Q_p^2} \quad S_p = 117.549 \text{ кВт} \cdot \text{А}$$

Коефіцієнт потужності РП визначається за формулою:

$$\cos\phi = \frac{P_p}{S_p} \quad \cos\phi = 0.912$$

Розрахунковий максимальний струм визначається за формулою:

$$I_p = \frac{S_p}{\sqrt{3} \cdot U} \quad I_p = 169.667 \text{ A}$$

Короткочасний максимальний струм визначається за формулою:

$$I_{\max} = I_{п.\max} + I_p \quad I_{\max} = 579.667 \text{ A}$$

де $I_{п.\max} = 410 \cdot \text{A}$ - максимальне значення пускового струму одного із соживачів підключених до РП-1 (табл.3.2.)

Приймаємо шину ШЗМ-10, розраховану на номінальний струм 1000А.

Для РПЗ вибираємо стандартну шафу ПР11-3093(1093)-21УЗ призначену на підключення 16 споживачів та номінальний струм 1000А.

Встановлюємо в шафу обране обладнання.

Розрахунок РП2 виконуємо так само, як і попереднього. В табл. 3.4 вказано вихідні дані для електроприймачів:

Таблиця 3.4.

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	P_H , кВт	K_u	$P_{зм}$, кВт	$\cos\varphi$	$\text{tg}\varphi$	$Q_{зм}$, квар
1	Приточний вентилятор КМ-цеху	2	7,5	0,75	5,63	0,85	0,62	3,49
2	Витяжний вентилятор КМ-цеху (робочий)	2	5,5	0,75	4,13	0,85	0,62	2,56
3	Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний)	1	5,5	0,75	4,13	0,85	0,62	2,56
4	Насос аміачний 2ХГ-5-4,8-2	6	5,50	0,75	4,13	0,88	0,49	2,02
	Сума	11	64,5		48,4			26,78

За максимально навантажену зміну середня активна потужність визначається за формулою:

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

де K_B - коефіцієнт використання потужності.

За максимально навантажену зміну середня реактивна потужність визначається за формулою:

$$Q_{зм} = P_{зм} \cdot \text{tg}\varphi \quad , \text{ кВт}$$

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

$$K_{в.гр.} = \frac{\sum P_{зм}}{\sum P_H} \quad K_{в.гр.} = 0.75$$

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

Додатковий коефіцієнт m визначаємо так:

$$m = \frac{P_{\max}}{P_{\min}} \quad m = 1.364$$

Так як коефіцієнт $m < 3$, то ефективне число споживачів $n_e = 23.455$

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:

$$\begin{aligned} P_p &= K_M \cdot \Sigma P_{3M} & P_p &= 54.692 \text{ кВт} \\ Q_p &= 1.1 \cdot \Sigma Q_{3M} & Q_p &= 29.458 \text{ квар} \\ S_p &= \sqrt{P_p^2 + Q_p^2} & S_p &= 62.121 \text{ кВ}\cdot\text{А} \end{aligned}$$

Коефіцієнт потужності РП визначається за формулою:

$$\cos\phi = \frac{P_p}{S_p} \quad \cos\phi = 0.88$$

Розрахунковий максимальний струм визначається за формулою:

$$I_p = \frac{S_p}{\sqrt{3} \cdot U} \quad I_p = 89.664 \text{ А}$$

Короткочасний максимальний струм визначається за формулою:

$$I_{\max} = I_{\Pi.\max} + I_p \quad I_{\max} = 187.664 \text{ А}$$

де $I_{\Pi.\max} = 98 \cdot \text{А}$ максимальне значення пускового струму одного із соживачів підключених до РП-1 (табл.3.2.)

Приймаємо шину ШРА-73, розраховану на 250А.

Для РП2 вибираємо стандартну шафу ПР11А-3045(1045)-21УЗ призначену на підключення 12 споживачів та номінальний струм 250А.

Встановлюємо в шафу обране обладнання.

Розрахунок РП3 виконуємо так само, як і попереднього. В табл.3.5. вказано вихідні дані для електроприймачів:

Таблиця 3.5.

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	P_H , кВт	K_u	P_{3M} , кВт	$\cos\lambda$	$\text{tg}\lambda$	Q_{3M} , квар
1	Повітроохолодник INBA505C12	6	4,0	0,75	2,96	0,90	0,62	1,837
2	Повітроохолодник INBA503C12	14	3,2	0,75	2,37	0,90	0,62	1,469
	Сума	20	67,9		51,0			31,59

За максимально навантажену зміну середня активна потужність визначається за формулою:

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

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:

$$K_{B.гр.} = \frac{\sum P_{3M}}{\sum P_H} \quad K_{B.гр.} = 0.751$$

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

Додатковий коефіцієнт m визначаємо так:

$$m = \frac{P_{\max}}{P_{\min}} \quad m = 1.25$$

Так як коефіцієнт $m < 3$, то ефективне число споживачів $n_e = 42.438$

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:

$$P_p = K_M \cdot \sum P_{3M} \quad P_p = 57.63 \text{ кВт}$$

$$Q_p = 1.1 \cdot \sum Q_{3M} \quad Q_p = 34.749 \text{ квар}$$

$$S_p = \sqrt{P_p^2 + Q_p^2} \quad S_p = 67.296 \text{ кВ}\cdot\text{А}$$

Коефіцієнт потужності РП визначається за формулою:

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

Розрахунковий максимальний струм визначається за формулою:

$$I_p = \frac{S_p}{\sqrt{3} \cdot U} \quad I_p = 97.133 \text{ А}$$

Короткочасний максимальний струм визначається за формулою:

$$I_{\max} = I_{п. \max} + I_p \quad I_{\max} = 143.133 \text{ А}$$

де $I_{п. \max} = 46 \cdot \text{А}$ - максимальне значення пускового струму одного із споживачів підключених до РП-3 (табл.3.2.)

Електроприймачі, що підключені до РПЗ наведено в табл.3.5.

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

Для РПЗ вибираємо стандартну шафу ПР11А-3081(1061)-21УЗ, до якої може бути підключено 24 споживачі та розрахована на номінальний струм 250А.

Розрахунок РП4 виконуємо так само, як і попереднього. В табл. 3.6. вказано вихідні дані для електроприймачів:

Таблиця 3.6.

№ n/n	Найменування обладнання	К-ть	P _н , кВт	K _ц	P _{зм} , кВт	cosφ	tgφ	Q _{зм} , квар
1	Повітроохолодник INBA503C12	17	3,2	0,75	2,37	0,90	0,62	1,469
	Сума	17	53,7		40,3			24,98

За максимально навантаженою зміну середня активна потужність визначається за формулою:

$$P_{зм} = P_{н} \cdot K_{в} \quad , \text{ кВт}$$

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

За максимально навантаженою зміну середня реактивна потужність визначається за формулою:

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

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

$$K_{в.гр.} = \frac{\sum P_{зм}}{\sum P_{н}} \quad K_{в.гр.} = 0.75$$

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

Додатковий коефіцієнт m визначаємо так:

$$m = \frac{P_{\max}}{P_{\min}} \quad m = 1.012$$

Так як коефіцієнт $m < 3$, то ефективне число споживачів $n_e = 33.563$

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

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

$$P_p = K_M \cdot \sum P_{зм} \quad P_p = 45.539 \text{ кВт}$$

$$Q_p = 1.1 \cdot \sum Q_{зм} \quad Q_p = 27.478 \text{ квар}$$

$$S_p = \sqrt{P_p^2 + Q_p^2} \quad S_p = 53.187 \text{ кВт} \cdot \text{А}$$

Коефіцієнт потужності РП визначається за формулою:

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

Розрахунковий максимальний струм визначається за формулою:

$$I_p = \frac{S_p}{\sqrt{3} \cdot U} \quad I_p = 76.769 \text{ A}$$

Короткочасний максимальний струм визначається за формулою:

$$I_{\max} = I_{п.\max} + I_p \quad I_{\max} = 115.769 \text{ A}$$

де $I_{п.\max} = 39 \cdot A$ – максимальне значення пускового струму одного із соживачів підключених до РП-4 (табл.3.2.)

Електроприймачі, що підключені до РПЗ наведено в табл. 3.5.

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

Для РП4 вибираємо стандартну шафу ПР11А-3081(1061)-21УЗ, до якої може бути підключено 24 споживачі 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. $I_H = 1600 \text{ A}$, $U = 380 \text{ V}$.

Електричні навантаження на шинах РпТП холодильного господарства використовується для вибору трансформатора. Електроприймачі, що під'єднані до РпТП занесені в табл.3.7.:

Таблиця 3.7.

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	P_H , кВт	Загальна потужність, кВт	K_u	P_{3M} , кВт	$\cos \lambda$	$\text{tg} \lambda$	Q_{3M} , квар
1	РП 1	1	116,2	116,2	0,75	87,2	0,87	0,57	49,7
2	РП 2	1	64,5	64,5	0,75	48,4	0,87	0,57	27,6
3	РП 3	1	67,9	67,9	0,75	51,0	0,86	0,59	30,1
4	РП 4	1	53,7	53,7	0,75	40,3	0,86	0,59	23,8
5	Компресорний агрегат Grasso SP-1 LT-УВ	2	100	200,0	0,75	150,0	0,90	0,48	72,0
6	Компресорний агрегат Grasso SP-1 МС-МВ	2	15	30,0	0,75	22,5	0,85	0,62	14,0
7	Компресорний агрегат Grasso SP-1 LT-УВ	2	200	400,0	0,75	300,0	0,90	0,48	144,0
8	Швидкоморозильний апарат	4	30,0	120,0	0,75	90,0	0,85	0,62	55,8
	Сума	14		1 052,4		789,3			416,8

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

$$K_{в.гр.} = \frac{\sum P_{3M}}{\sum P_H} \quad K_{в.гр.} = 0.75$$

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

Додатковий коефіцієнт m визначаємо так:

$$m = \frac{P_{\max}}{P_{\min}} \quad m = 13.333$$

Так як коефіцієнт $m > 3$, то ефективне число споживачів $n_e = 140.267$

З таблиці 8.1 [9] $K_M = f(n_e, K_B)$, знаходимо $K_M = 1.23$.

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

$$P_p = K_M \cdot \Sigma P_{3M} \qquad P_p = 970.839 \text{ кВт}$$

$$Q_p = 1.1 \cdot \Sigma Q_{3M} \qquad Q_p = 458.48 \text{ квар}$$

$$S_p = \sqrt{P_p^2 + Q_p^2} \qquad S_p = 1073.654 \text{ кВ} \cdot \text{А}$$

Коефіцієнт потужності РП визначається за формулою:

$$\cos \phi = \frac{P_p}{S_p} \qquad \cos \phi = 0.904$$

Розрахункове значення струму на стороні низької і високої напруги визначаємо за формулами:

$$I_{pH} = \frac{S_p}{\sqrt{3} \cdot U} \qquad I_{pH} = 1631.248 \text{ А}$$

$$I_{pB} = \frac{S_p}{\sqrt{3} \cdot U} \qquad I_{pB} = 61.987 \text{ А}$$

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 . Виконуємо розрахунок кабелів, результати розрахунків заносимо до табл.3.8.

3.3. Вибір числа і потужності трансформаторів

В проєкті, 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 $K_1=0,75$.

Величина допустимого перевантаження, кВт, $K_2(t)=1,1$; 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.

$$S_{p.} = 1073.654 \cdot \text{кВ} \cdot \text{А}$$

$$S_H > \frac{1073.654}{1.1 \cdot 0.75} = 1301.399$$

Отже, вибираємо варіант, при якому до встановлення приймаємо трансформатор потужністю 1600 кВА, характеристика трансформатора наведена в таблиці 3.9.

Таблиця 3.9.

Тип	Потужність, кВА	Номінальна напруга, кВ		Втрати, кВт		Напруга КЗ, %	Стум ХХ, %	Схема і група з'єднання обмоток
		ВН	НН	Х/Х	К/З			
-	-	ВН	НН	Х/Х	К/З			
ТМ 1600	1600	10	0,4	2,80	24,0	6,0	2,5	Y/Y _H =0

Таблиця 3.8.

№ n/n	Найменування обладнання	Довжина, м	I _н , А	Тип кабелю	S, мм ²	К-ть і переріз	ΔU, В
1	Компресорний агрегат Grasso SP-1 LT-YB	24	169	АВВГ	70	4*70	0,7479
2	Компресорний агрегат Grasso SP-1 MC-MB	18	26	АВВГ	6	4*6	0,9816
3	Компресорний агрегат Grasso SP-1 LT-YB	12	338	АВВГ	70	4*70	0,7479
4	Конденсатор VXC-576 (вентилятори)	60	63	АВВГ	35	4*35	1,3837
5	Конденсатор VXC-576 (насоси)	60	9	АВВГ	4	4*4	1,4398
6	Насос оборотного водопостачання 4К-90/20а	60	11	АВВГ	10	4*10	0,7199
7	Градирня ІМТ-169Х	60	22	АВВГ	10	4*10	1,4659
8	Насос аміачний 2ХГ-5-4,8-2	30	11	АВВГ	4	4*4	0,8998
9	Витяжний вентилятор КМ-цеху (робочий)	15	11	АВВГ	4	4*4	0,4499
10	Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний)	17	11	АВВГ	4	4*4	0,5099
11	Приточний вентилятор КМ-цеху	30	15	АВВГ	4	4*4	0,8998
12	Повітроохолодник INBA505C12	40	7	АВВГ	4	4*4	1,6361
13	Повітроохолодник INBA503C12	40	6	АВВГ	4	4*4	0,8617
14	ШМА Ф-1500	80	51	АВВГ	6	4*6	0,9191
15	РП1	12	116	АВВГ	50	4*50	0,6084
16	РП2	18	65	АВВГ	50	4*50	0,5065
17	РП3	60	68	АВВГ	50	4*50	1,7785
18	РП4	60	54	АВВГ	50	4*50	0,1440

4. ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ СХЕМ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК

Вступ

Мета економічного розрахунку полягає у визначенні вартості впровадження різних схемних рішень для холодильника зберігання заморожених ягід, в одній з яких використовується екологічно безпечний холодильний агент, що включає в себе вартість основного та допоміжного холодильного обладнання, витрат на використання енергії, виробничих витрат, витрат по оплаті праці персоналу, визначення амортизаційних відрахувань, визначення основних показників ефективності впровадження проекту, таких як термін повернення інвестицій та інших.

Економічний ефект від впровадження проектів очікується від зменшення споживання електроенергії при збереженні основних показників однаковими для різних схем, в тому числі від зменшення часу заморожування в одній із схем. (на 21,1%).

4.1. Дані для розрахунку

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 вартістю споживаної електроенергії та води що діють на ринку.

$$\text{Вартість 1 кВт*год електроенергії прийнято } C_{\text{ел}} := 3.42 \cdot \frac{\text{грн}}{\text{кВт_год}} .$$

$$\text{Вартість 1 м}^3 \text{ води прийнято: } C_{\text{вод}} := 13.44 \cdot \frac{\text{грн}}{\text{м}^3}$$

$$\text{Вартість 1 кг аміаку прийнято: } C_{\text{ам}} := 9.20 \cdot \frac{\text{грн}}{\text{кг}}$$

$$\text{Вартість 1 кг CO}_2 \text{ прийнято: } C_{\text{ам}} := 2.92 \cdot \frac{\text{грн}}{\text{кг}}$$

$$\text{Вартість 1 кг мастила прийнято: } C_{\text{м}} := 108 \cdot \frac{\text{грн}}{\text{кг}}$$

Таблиця 4.1.1. Проектне споживання електроенергії та води для схеми 1

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	Рн, кВт	Разом, кВт	Рік, кВт год
1	Компресорний агрегат Grasso SP-1 LT-YB	2	100	200	756 000
2	Компресорний агрегат Grasso SP-1 MC-MB	2	15,0	30	113 400
3	Компресорний агрегат Grasso SP-1 LT-YB	2	200,0	400	1 512 000
4	Конденсатор VXC-576 (вентилятори)	2	37,0	74	155 400
5	Конденсатор VXC-576 (насоси)	2	4,40	8,8	18 480
6	Насос оборотного водопостачання 4К-90/20а	2	5,5	11	23 100
7	Градирня ІМТ-169Х	2	11,2	22,4	47 040
8	Насос аміачний 2ХГ-5-4,8-2	6	5,5	33	69 300
9	Витяжний вентилятор КМ-цеху (робочий)	2	5,5	11	38 500
10	Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний)	1	5,5	5,5	385
11	Приточний вентилятор КМ-цеху	2	7,5	15	52 500
12	Швидкоморозильний апарат Росток Ф-1500	4	30	120	252 000
13	Повітроохолодник INBA505C12	6	4,0	23,7	49 770
14	Повітроохолодник INBA503C12	31	3,2	97,96	205 716
15	Освітлення	1	20,0	20	102 200
	Річна витрати електроенергії				3 395 791

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	V _в одь м ³ /год	Всього за рік, м ³
1	Підживлення конденсаторів водою	2	0,691	2 902
2	Втрати води на градирні	2	1,83	7 686
	Річне споживання води			10 588

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	Компресорний агрегат Grasso SP-1 LT-VB	2	250	500	1 890 000
2	Компресорний агрегат Grasso SP-1 LT-VB	2	75,0	150	567 000
3	Компресорний агрегат Grasso SP-1 MC-MB	1	250,0	250	745 605
4	Конденсатор VXC-576 (вентилятори)	2	37,0	74	155 400
5	Конденсатор VXC-576 (насоси)	2	4,40	8,8	18 480
6	Насос оборотного водопостачання 4К-90/20а	2	5,5	11	23 100
7	Градирня ІМТ-169Х	2	11,2	22,4	47 040
8	Насос аміачний 2ХГ-5-4,8-2	6	5,5	33	69 300
9	Витяжний вентилятор КМ-цеху (робочий)	2	5,5	11	38 500
10	Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний)	1	5,5	5,5	385
11	Приточний вентилятор КМ-цеху	2	7,5	15	52 500
12	Швидкоморозильний апарат Росток Ф-1500	4	30	120	198 828
13	Повітроохолодник INBA505C12	6	4,0	23,7	49 770
14	Повітроохолодник INBA503C12	31	3,2	97,96	205 716
15	Освітлення	1	20,0	20	102 200
	Річна витрати електроенергії				4 163 824

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	V _в _{вод} м ³ /год	Всього за рік, м ³
1	Підживлення конденсаторів водою	2	0,691	2 902
2	Втрати води на градирні	2	2,31	9 702
	Річне споживання води			12 604

Таблиця 4.2.1. 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	Компресорний агрегат Grasso SP-1 LT-YB	2	4500,0	450,00	45,00	270,00	225,00	10980,00
2	Компресорний агрегат Grasso SP-1 MC-MB	2	1884,0	188,40	18,84	113,04	94,20	4596,96
3	Компресорний агрегат Grasso SP-1 LT-YB	2	4500,0	450,00	45,00	270,00	225,00	10980,00
4	Конденсатор VXC-576	2	1710,0	171,00	17,10	102,60	85,50	4172,40
5	Насос оборотного водопостачання 4К-90/20а	2	21,0	2,10	0,21	1,26	1,05	51,24
6	Градириня ІМТ-169Х	2	250,0	25,00	2,50	15,00	12,50	610,00
7	Насос аміачний 2ХГ-5-4,8-2	6	121,0	12,10	1,21	7,26	6,05	885,72
8	Витяжний вентилятор КМ-цеху (робочий)	2	57,3	5,73	0,57	3,44	2,87	139,81
9	Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний)	1	56,9	5,69	0,57	3,41	2,85	69,42
10	Приточний вентилятор КМ-цеху	2	34,1	3,41	0,34	2,05	1,71	83,20
11	Швидкоморозильний апарат Росток Ф-1500	4	1350,0	135,00	13,50	81,00	67,50	6588,00
12	Повітроохолодник INBA505C12	6	120,0	12,00	1,20	7,20	6,00	878,40
13	Повітроохолодник INBA503C12	31	60,0	6,00	0,60	3,60	3,00	2269,20
14	Масиловіддільники 200ОММ	2	18,3	1,83	0,18	1,10	0,92	44,65
15	Масилозбірник 300 СМ	1	10,4	1,04	0,10	0,62	0,52	12,69
16	Лінійний ресивер 8 РВЦЗ	1	180,0	18,00	1,80	10,80	9,00	219,60
17	Циркуляційний ресивер 5 РДВ	1	120,0	12,00	1,20	7,20	6,00	146,40
18	Циркуляційний ресивер 3,5 РДВ	1	95,0	9,50	0,95	5,70	4,75	115,90
19	Компаундний ресивер 8 РВЦЗ	1	95,0	9,50	0,95	5,70	4,75	115,90
20	Дренажний ресивер 8РЦВЗ	1	180,0	18,00	1,80	10,80	9,00	219,60
21	Запірно-запобіжна арматура та трубопроводи		3024,0	302,40	30,24	181,44	151,20	3689,28
22	Аміак, кг	5000	0,009	0,001	0,000	0,001	0,000	56,12
	Разом			1838,7	183,9	1103,2	919,4	46924,49

Таблиця 4.2.2. Витрати на придбання та монтаж обладнання для схеми 2

№ 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	Компресорний агрегат Grasso SP-1 LT-VB	2	3250,0	325,00	32,50	195,00	162,50	7930,00
2	Компресорний агрегат Grasso SP-1 LT-VB	2	3250,0	325,00	32,50	195,00	162,50	7930,00
3	Компресорний агрегат Grasso SP-1 MC-MB	1	1884,0	188,40	18,84	113,04	94,20	2298,48
4	Конденсатор VXC-576 (вентилятори)	2	1710,0	171,00	17,10	102,60	85,50	4172,40
5	Насос оборотного водопостачання 4К-90/20а	2	250,0	25,00	2,50	15,00	12,50	610,00
6	Градириня ІМТ-169Х	2	121,0	12,10	1,21	7,26	6,05	295,24
7	Насос аміачний 2ХГ-5-4,8-2	6	57,3	5,73	0,57	3,44	2,87	419,44
8	Витяжний вентилятор КМ-цеху (робочий)	2	56,9	5,69	0,57	3,41	2,85	138,84
9	Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний)	1	34,1	3,41	0,34	2,05	1,71	41,60
10	Приточний вентилятор КМ-цеху	2	1350,0	135,00	13,50	81,00	67,50	3294,00
11	Швидкоморозильний апарат Росток Ф-1500	4	120,0	12,00	1,20	7,20	6,00	585,60
12	Повітроохолодник ІNBA505C12	6	60,0	6,00	0,60	3,60	3,00	439,20
13	Повітроохолодник ІNBA503C12							
14	Мастиловіддільники 200ОММ	2	18,3	1,83	0,18	1,10	0,92	44,65
15	Мастилозбірник 300 СМ	1	10,4	1,04	0,10	0,62	0,52	12,69
16	Лінійний ресивер 3,5 РДВ	1	95,0	9,50	0,95	5,70	4,75	115,90
17	Циркуляційний ресивер 5 РДВ	1	120,0	12,00	1,20	7,20	6,00	146,40
18	Циркуляційний ресивер 3,5 РДВ	1	95,0	9,50	0,95	5,70	4,75	115,90
19	Компаундний ресивер 5 РД	1	120,0	12,00	1,20	7,20	6,00	146,40
20	Дренажний ресивер 3,5 РД	1	95,0	9,50	0,95	5,70	4,75	115,90
21	Запірно-запобіжна арматура та трубопроводи		2120,0	212,00	21,20	127,20	106,00	2586,40
22	СО ₂ , кг	2500	0,0029	0,000	0,000	0,000	0,000	8,91
23	Аміак, кг	4000	0,0094	0,001	0,000	0,001	0,000	45,87
	Разом			1481,7	148,2	889,0	740,9	31447,94

4.2. Розрахунок капітальних витрат

Схемне рішення 1

Визначаємо капітальні витрати на реалізацію проекту скориставшись ДБН.Д1.1-1-2000.

Визначення вартості будівельних робіт проведемо скориставшись кошторисом будівельної вартості аналогічного об'єкта, збудованого у 2019 році. Загальна вартість будівельних робіт на аналогічному об'єкті будівельним об'ємом 2612 м³ становила 471,13 тис.грн. Відповідно вартість одного м³ становить 180 грн. Для приміщень холодильника об'ємом 55940 м³:

$$V_{\text{буд}} := K \cdot V_{\text{буд}} \cdot Ц \quad V_{\text{буд}} = 1.208 \times 10^4 \text{ тис_грн}$$

де $K=1,2$ - коефіцієнт перерахунку у ціни 2019 року;

$$Ц = 180 \frac{\text{шт}}{\text{м}^3} \text{ - вартість } 1\text{м}^3 \text{ будівельних робіт аналогічного об'єкта.}$$

Витрати на утримання служб замовника та авторський нагляд приймаємо 2,5% від V_1 (ДБН1.1-1-2000 додаток Б п.49):

$$V_{\text{а_н}} := 0.025 \cdot V_{\text{буд}} \quad V_{\text{а_н}} = 302.098 \text{ тис_грн}$$

Проектні роботи розрахуємо, прийнявши їх у розмірі 3% від кошторисної вартості об'єкта:

$$V_{\text{п.р}} := 0.03(V_{\text{буд}} + \Sigma V_{\text{обл1}})$$
$$V_{\text{п.р}} = 0.03 \cdot (1.208 \times 10^4 + 46924.49) = 1.77 \times 10^3 \text{ тис_грн}$$

Кошторисна вартість комплексної державної експертизи проектно-кошторисної документації (наказ Мінбуду №88 від 07.05.2002):

$$V_{\text{екс}} := 50.748 \cdot \text{тис_грн}$$

Разом по проектних витратах:

$$V_1 := V_{\text{п.р}} + V_{\text{екс}} \quad V_1 = 1.821 \times 10^3 \text{ тис_грн}$$

Кошторисний прибуток приймаємо 8% від V (ДБН1.1-1-2000 п.3.1.8):

$$\Pi := 0.08 \cdot V_1 \quad \Pi = 145.68 \text{ тис_грн}$$

Кошти на покриття адміністративних затрат будівельно-монтажних організацій (ДБН1.1-1-2000 додаток п.3.1.18.4.):

$$V_2 := 190.342 \cdot \text{тис_грн}$$

Кошти на покриття адміністративних затрат будівельно-монтажних організацій (ДБН1.1-1-2000 додаток п.3.1.21.):

$$V_3 := 73.057 \cdot \text{тис_грн}$$

Всього по попередніх витратах:

$$V := V_1 + V_{\text{а_н}} + V_2 + \Pi + V_3 + V_{\text{буд}} \quad V = 1.462 \times 10^4 \text{ тис_грн}$$

Податки, збори, обов'язкові платежі, встановлені діючим законодавством та невраховані при складанні кошторисної документації приймаємо у розмірі 3% (ДБН1.1-1-2000 додаток п.3.1.22.):

$$\text{Под} := 0.03 \cdot V \quad \text{Под} = 438.482 \text{ тис_грн}$$

Відрахування коштів на утримання пожежних команд приймаємо у розмірі 3% (ДБН1.1-1-2000 додаток п.3.1.22.):

$$V_{\text{ПОЖ}} := 0.03 \cdot (V + \text{Под}) \quad V_{\text{ПОЖ}} = 451.637 \text{ тис_грн}$$

Комунальний податок приймаємо 0,5%:

$$P_{\text{КОМ}} := 0.005 \cdot \text{Под} \quad P_{\text{КОМ}} = 2.192 \times 10^3 \text{ шт}$$

Загальні будівельні витрати на реконструкцію холодильного господарства комбінату:

$$K_{\text{БУД}} := V + \text{Под} + V_{\text{ПОЖ}} + P_{\text{КОМ}} \quad K_{\text{БУД}} = 1.551 \times 10^4 \text{ тис_грн}$$

Податок на додану вартість 20%:

$$P_{\text{ДВ}} := 0.2 \cdot K_{\text{БУД}} \quad P_{\text{ДВ}} = 3.102 \times 10^3 \text{ тис_грн}$$

Загалом будівельні витрати з ПДВ:

$$K_1 := K_{\text{БУД}} + P_{\text{ДВ}} \quad K_1 = 1.861 \times 10^4 \text{ тис_грн}$$

Загальна сума капітальних затрат з урахуванням вартості обладнання див. табл. 4.2.1) становитиме:

$$K_3 := K_1 + \Sigma V_{\text{ОБЛ1}} = 18610 + 46920 = 65530 \quad \text{тис_грн}$$

Отже, загальна сума капітальних затрат з урахуванням ПДВ:

$$K_{1\text{зПДВ}} := 1.2K_1 + \Sigma V_{\text{ОБЛ1}} = 1.2 \cdot 18610 + 46920 = 6.925 \times 10^4 \quad \text{тис_грн}$$

Схемне рішення 2

Витрати на будівлю такі ж, як у попередньому схемному рішенні, в витрати на придбання обладнання (див. табл. 4.2.2):

$$\Sigma V_{\text{ОБЛ2}} := 31447940 \cdot \text{грн}$$

Проектні роботи розрахуємо, прийнявши їх у розмірі 3% від кошторисної вартості об'єкта:

$$V_{\text{П.р}} := 0.03 \cdot (V_{\text{БУД}} + \Sigma V_{\text{ОБЛ2}})$$
$$V_{\text{П.р}} = 0.03 \cdot (1.208 \times 10^4 + 31447.940) = 1.306 \times 10^3 \quad \text{тис_грн}$$

Кошторисна вартість комплексної державної експертизи проектно-кошторисної документації (наказ Мінбуду №88 від 07.05.2002):

$$V_{\text{екс}} := 50.748 \cdot \text{тис_грн}$$

Разом по проектних витратах:

$$V_1 := V_{\text{п.р}} + V_{\text{екс}} \quad V_1 = 1.357 \times 10^3 \text{ тис_грн}$$

Кошторисний прибуток приймаємо 8% від V (ДБН1.1-1-2000 п.3.1.8):

$$\Pi := 0.08 \cdot V_1 \quad \Pi = 108.536 \text{ тис_грн}$$

Кошти на покриття адміністративних затрат будівельно-монтажних організацій (ДБН1.1-1-2000 додаток п.3.1.18.4.):

$$V_2 := 190.342 \cdot \text{тис_грн}$$

Кошти на покриття адміністративних затрат будівельно-монтажних організацій (ДБН1.1-1-2000 додаток п.3.1.21.):

$$V_3 := 73.057 \cdot \text{тис_грн}$$

Всього по попередніх витратах:

$$V := V_1 + V_{\text{а_н}} + V_2 + \Pi + V_3 + V_{\text{б\text{уд}}}$$
$$V = 1.411 \times 10^4 \text{ тис_грн}$$

Податки, збори, обов'язкові платежі, встановлені діючим законодавством та невраховані при складанні кошторисної документації приймаємо у розмірі 3% (ДБН1.1-1-2000 додаток п.3.1.22.):

$$\text{Под} := 0.03 \cdot V \quad \text{Под} = 423.439 \text{ тис_грн}$$

Відрахування коштів на утримання пожежних команд приймаємо у розмірі 3% (ДБН1.1-1-2000 додаток п.3.1.22.):

$$V_{\text{пож}} := 0.03 \cdot (V + \text{Под}) \quad V_{\text{пож}} = 436.142 \text{ тис_грн}$$

Комунальний податок приймаємо 0,5%:

$$\Pi_{\text{ком}} := 0.005 \cdot \text{Под} \quad \Pi_{\text{ком}} = 2.117 \times 10^3 \text{ шт}$$

Загальні будівельні витрати на реконструкцію холодильного господарства комбінату:

$$K_{\text{б\text{уд}}} := V + \text{Под} + V_{\text{пож}} + \Pi_{\text{ком}} \quad K_{\text{б\text{уд}}} = 1.498 \times 10^4 \text{ тис_грн}$$

Податок на додану вартість 20%:

$$\Pi_{\text{дв}} := 0.2 \cdot K_{\text{б\text{уд}}} \quad \Pi_{\text{дв}} = 2.995 \times 10^3 \text{ тис_грн}$$

Загалом будівельні витрати з ПДВ:

$$K_2 := K_{\text{б\text{уд}}} + \Pi_{\text{дв}} \quad K_2 = 1.797 \times 10^4 \text{ тис_грн}$$

Загальна сума капітальних затрат з урахуванням вартості обладнання див. табл. 4.2.1) становитиме:

$$K_3 := K_2 + \Sigma V_{\text{обл2}} = 17970 + 31447.94 = 49417.94 \text{ тис_грн}$$

Отже, загальна сума капітальних затрат з урахуванням ПДВ:

$$K_{2\text{зПДВ}} := 1.2K_2 + \Sigma V_{\text{обл2}} = 1.2 \cdot 17970 + 31447.940 = 5.301 \times 10^4 \text{ тис_грн}$$

4.3. Виробництво і використання енергії

Річне споживання електроенергії холодильною установкою можна визначити за формулою:

$$W_p := \sum N_H \cdot K_c \cdot n$$

де $\sum N_H$ - номінальна потужність встановленого електродвигуна, кВт;

K_c - коефіцієнт попиту (для компресорів та насосів $K_c=0,7$);

n - час роботи обладнання при відповідних режимах роботи, год.

Приймається з табл.16.2[1] і становить для компресорів - 5400, насосів водяних -3000, насосів холодильного агента - 5000, вентиляторів - 3000.

Схема 1

За результатами розрахунку, зведеного до табл. 4.1.1, річне споживання електроенергії та води холодильною установкою становить

· Визначаємо витрати коштів на споживання електричної енергії за проектними розрахунками:

$$W_p := 3395.791 \cdot 10^3 \text{ кВт}_\text{год}$$

$$V_{\text{ел.р}} := W_p \cdot C_{\text{ел}} = 3395.791 \cdot 3.34 = 11341.94 \text{ тис}_\text{грн}$$

Річне споживання води холодильною установкою становить:

$$V_p := 10588 \cdot \text{м}^3$$

Визначаємо витрати коштів на споживання води за проектними розрахунками:

$$V_{\text{вод.р}} := V_p \cdot C_{\text{вод}} = 10588 \cdot 13.44 = 142302.72 \text{ грн}$$

Визначаємо витрати на поповнення системи аміаком. Норма витрати аміаку в рік становить 3,1 кг на 1 кВт встановленої стандартної потужності при безпосередньому охолодженні. Встановлена потужність холодильної установки (за попередніми розрахунками). Отже при вартості аміаку:

$$\Sigma Q_{\text{км}_10} := 138.74 \cdot \text{кВт} \quad \Sigma Q_{\text{км}_28} := 241.58 \cdot \text{кВт} \quad \Sigma Q_{\text{км}_40} := 717.27 \cdot \text{кВт}$$

$$C_{\text{ам}} := 9.2 \cdot \frac{\text{грн}}{\text{кг}} \quad g_{\text{ам}} := 3.1 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{кВт}}$$

$$V_{\text{ам}} := (0.76 \cdot \Sigma Q_{\text{км}_10} + 1.8 \cdot \Sigma Q_{\text{км}_28} + 2.9 \cdot \Sigma Q_{\text{км}_40}) \cdot C_{\text{ам}} \cdot g_{\text{ам}}$$

$$V_{\text{ам}} = 7.473 \times 10^4 \text{ грн}$$

Визначаємо витрати на мастило. Норма витрати мастила кг на годину для

гвинтових компресорів становить 0,12 кг/год на компресор. При числі годин роботи компресорів 5400 годин на рік та необхідності заміни масла кожні $n_1 = 2000$ годин роботи, витрата на мастило становитиме при кількості працюючих компресорів $z=6$ та враховуючи час роботи компресорів:

$$\text{вартість 1 кг мастила прийнято:} \quad C_M := 150 \cdot \frac{\text{грн}}{\text{кг}} \quad g_M := 0.12 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{год}}$$

$$V_M := C_M \cdot g_M \cdot \frac{n}{n_1} \cdot z \cdot n \quad V_M = 1.575 \times 10^3 \text{ тис_грн}$$

Загальні затрати:

$$V_3 := V_{\text{ел.р}} + V_{\text{вод.р}} + V_{\text{ам}} + V_M \quad V_3 = 1.341 \times 10^4 \text{ тис_грн}$$

Схема 2

За результатами розрахунку, зведеного до табл. 4.1.2, річне споживання електроенергії та води холодильною установкою становить

· Визначаємо витрати коштів на споживання електричної енергії за проектними розрахунками:

$$W_p := 4163.824 \cdot 10^3 \text{ кВт_год}$$

$$V_{\text{ел.р}} := W_p \cdot C_{\text{ел}} = 4163.824 \cdot 3.34 = 13907.17 \quad \text{тис_грн}$$

Річне споживання води холодильною установкою становить:

$$V_p := 12604 \cdot \text{м}^3$$

Визначаємо витрати коштів на споживання води за проектними розрахунками:

$$V_{\text{вод.р}} := V_p \cdot C_{\text{вод}} = 12604 \cdot 13.44 = 169397.76 \quad \text{грн}$$

Визначаємо витрати на поповнення системи аміаком. Норма витрати аміаку в рік становить 3,1 кг на 1 кВт встановленої стандартної потужності при безпосередньому охолодженні. Встановлена потужність холодильної установки (за попередніми розрахунками). Отже при вартості аміаку:

$$\Sigma Q_{\text{км}_10} := 138.74 \cdot \text{кВт} \quad \Sigma Q_{\text{км}_28} := 241.58 \cdot \text{кВт} \quad \Sigma Q_{\text{км}_50} := 749.88 \cdot \text{кВт}$$

$$C_{\text{ам}} := 9.2 \cdot \frac{\text{грн}}{\text{кг}} \quad g_{\text{ам}} := 3.1 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{кВт}}$$

$$V_{\text{ам}} := (0.76 \cdot \Sigma Q_{\text{км}_10} + 1.8 \cdot \Sigma Q_{\text{км}_28} + 3.1 \cdot \Sigma Q_{\text{км}_50}) \cdot C_{\text{ам}} \cdot g_{\text{ам}}$$

$$V_{\text{ам}} = 8.171 \times 10^4 \text{ грн}$$

Визначаємо витрати на мастило. Норма витрати мастила кг на годину для

гвинтових компресорів становить 0,12 кг/год на компресор. При числі годин роботи компресорів 5400 годин на рік та необхідності заміни масла кожні $n_1 = 2000$ годин роботи, витрата на мастило становитиме при кількості працюючих компресорів $z=5$ та враховуючи час роботи компресорів:

$$\text{вартість 1 кг мастила прийнято: } C_M := 150 \cdot \frac{\text{грн}}{\text{кг}} \quad g_M := 0.12 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{год}}$$

$$V_M := C_M \cdot g_M \cdot \frac{n}{n_1} \cdot z \cdot n \quad V_M = 1.312 \times 10^3 \text{ тис_грн}$$

Загальні затрати:

$$V_3 := V_{\text{ел.р}} + V_{\text{вод.р}} + V_{\text{ам}} + V_M \quad V_3 = 1.58 \times 10^4 \text{ тис_грн}$$

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 шість та п'ять моноблочнігвинтових компресорних агрегати німецької фірми Gea Grasso, які працюють в автоматичному режимі. Норма чисельності машиністів на один агрегат згідно [7 стр.7 табл.1] становить 0,51 машиністи та 0,19 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:

$$(0.51 \cdot 6) \cdot 0.7 = 2.142 \quad (0.51 \cdot 5) \cdot 0.7 = 1.785$$

Приймаємо 3 машиністи (один на зміну).

Визначимо необхідну чисельність слюсарів-ремонтників (норматив чисельності на один компресор 7 табл.5]):

$$0.19 \cdot 6 = 1.14 \quad 0.19 \cdot 5 = 0.95$$

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:

$$\Phi ЗП_{осн} = 384 \text{ тис. грн}$$

Визначаємо додатковий фонд заробітної плати за формулою:

$$\Phi ЗП_{д.р} := \Phi ЗП_{осн} \cdot Д = 384000 \cdot 0.2 = 76800 \text{ грн}$$

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:

$$\PhiЗП_{Д.у} := \PhiЗП_{осн.у} \cdot Д = 120000 \cdot 0.25 = 30000 \quad \text{грн}$$

де Д - прийнятий коефіцієнт доплат (приймаємо Д = 25%).

Розраховуємо повний фонд заробітної плати апарату управління за формулою:

$$\PhiЗП_{п.у} := \PhiЗП_{осн.у} + \PhiЗП_{Д.у} = 120000 + 30000 = 150000 \quad \text{грн}$$

Визначаємо нарахування на заробітну плату за формулою:

$$НЗПУ := \PhiЗП_{п.у} \cdot в = 150000 \cdot 0.22 = 33000 \quad \text{грн}$$

де в - коефіцієнт нарахувань на заробітну плату (в = 22%).

Витрату на оплату праці визначаємо за формулою:

$$ВОП_{у} := \PhiЗП_{п.у} + НЗПУ = 150000 + 33000 = 183000 \quad \text{грн}$$

Загальні витрати на оплату праці по компресорному цеху визначаємо за формулою:

$$ВОП_{заг} := ВОП_{р} + ВОП_{у} = 562176 + 183000 = 745176 \quad \text{грн}$$

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:

$$A_{хол} := \frac{В_{буд}}{20} = \frac{12080}{20} = 604 \quad \text{тис}_\text{грн}$$

Холодильна установка №1

Витрати на амортизацію основного технологічного обладнання:

$$A_{обл1} := \frac{\Sigma В_{обл1}}{5} = \frac{46920}{5} = 9384 \quad \text{тис}_\text{грн}$$

Загальна сума амортизаційних витрат:

$$\Sigma A_1 := A_{хол} + A_{обл1} = 604 + 9384 = 9988 \quad \text{тис}_\text{грн}$$

Холодильна установка №2

Витрати на амортизацію основного технологічного обладнання:
для обладнання:

$$A_{\text{обл2}} := \frac{\Sigma V_{\text{обл2}}}{5} = \frac{31448}{5} = 6289.6 \quad \text{тис_грн}$$

Загальна сума амортизаційних витрат:

$$\Sigma A_2 := A_{\text{хол}} + A_{\text{обл2}} = 604 + 6289.6 = 6893.6 \quad \text{тис_грн}$$

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:

$$V_{i.\text{рем}} := A_{\text{обл1}} \cdot 20\% = 9988 \cdot 0.2 = 1.998 \times 10^3 \quad \text{тис_грн}$$

Пускові витрати приймаємо 2% від вартості обладнання:

$$V_{i.\text{пуск}} := \Sigma V_{\text{обл1}} \cdot 2\% = 46920 \cdot 0.02 = 938.4 \quad \text{тис_грн}$$

Інші витрати приймаємо 3% від загальної суми амортизаційних відрахувань:

$$V_{i.\text{ін}} := \Sigma A_1 \cdot 3\% = 9988 \cdot 0.03 = 299.64 \quad \text{тис_грн}$$

Загальна сума інших витрат складає:

$$\Sigma V_i := V_{i.\text{рем}} + V_{i.\text{пуск}} + V_{i.\text{ін}} = 1998 + 938.4 + 299.64 = 3.236 \times 10^3 \quad \text{тис_грн}$$

Холодильна установка №2

$$V_{i.\text{рем}} := A_{\text{обл2}} \cdot 20\% = 6893.6 \cdot 0.2 = 1.379 \times 10^3 \quad \text{тис_грн}$$

Пускові витрати приймаємо 2% від вартості обладнання:

$$V_{i.\text{пуск}} := \Sigma V_{\text{обл2}} \cdot 2\% = 31448 \cdot 0.02 = 628.96 \quad \text{тис_грн}$$

Інші витрати приймаємо 3% від загальної суми амортизаційних відрахувань:

$$V_{i.\text{ін}} := \Sigma A_2 \cdot 3\% = 6893.6 \cdot 0.03 = 206.808 \quad \text{тис_грн}$$

Загальна сума інших витрат складає:

$$\Sigma V_i := V_{i.\text{рем}} + V_{i.\text{пуск}} + V_{i.\text{ін}} = 1379 + 628.96 + 206.808 = 2.215 \times 10^3 \quad \text{тис_грн}$$

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.	
		ХУ №1	ХУ №2
1	Електроенергія	11342,00	13907,00
2	Вода	142,30	169,40
3	Масло, ХА	1649,73	869,00
4	Оплата праці	745,18	745,18
5	Амортизація	9988,00	6839,60
6	Інші витрати	3236,00	2215,00
	Разом	27103,21	24745,18

Холодильна установка №1

Собівартість вироблення штучного холоду становить $C_1 = 27103$ тис_грн
Рентабельність роботи холодильної установки, приймаємо у розмірі 50%. Отже прибуток від реалізації, який припадає на холодильну установку становитиме:

$$\Delta C := C_1 \cdot R = 27103 \cdot 0.5 = 13551.5 \quad \text{тис_грн}$$

Чистий грошовий потік рівний:

$$\text{ЧГП} := \Delta C \cdot 0.82 + \Sigma A_1 = 13551.5 \cdot 0.82 + 9988 = 21100.2 \quad \text{тис_грн}$$

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:

$$TB := \sum_{t=1}^5 \frac{\text{ЧГП}}{(1+P)^t}$$

$$TB = \frac{21100.2}{(1+0.06)^1} + \frac{21100.2}{(1+0.06)^2} + \frac{21100.2}{(1+0.06)^3} + \frac{21100.2}{(1+0.06)^4} + \frac{21100.2}{(1+0.06)^5} = 88881.7$$

Розрахунок оціночних показників

Чистий приведений дохід визначаємо за формулою:

$$\text{ЧПД} := \text{ТВ} - \text{K}_{1\text{зпдв}}$$

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.

$$\text{ЧПД} = 88881.7 - 69260 = 19621.7 \quad \text{тис_грн}$$

Так як чистий приведений дохід більше 0 і становить 19621,7 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:

$$\text{ІД} := \frac{\text{ТВ}}{\text{K}_{1\text{зпдв}}} \quad \text{ІД} = \frac{88881.7}{69260} = 1.283$$

Індекс рентабельності, який характеризує прибутковість проєкту, визначається за формулою:

$$\text{ІР} := \frac{\Delta\text{С} \cdot 0.82}{\text{K}_{1\text{зпдв}}} = \frac{13551.5 \cdot 0.82}{69260} = 0.16 > 0$$

Недисконтований період повернення інвестицій:

$$\text{ПО}_{\text{н}} := \frac{\text{K}_{1\text{зпдв}}}{\text{ЧГП}} \quad \text{ПО}_{\text{н}} = \frac{69260}{21100.2} = 3.282 \quad \text{роки}$$

Середньорічна теперішня вартість:

$$\text{ТВ}_{\text{ср}} := \frac{\text{ТВ}}{t} \quad \text{ТВ}_{\text{ср}} = \frac{88881.7}{5} = 17776.3 \quad \text{тис_грн}$$

Дисконтний період повернення інвестицій (гарантований):

$$\text{ПО}_{\text{д}} := \frac{\text{K}_{1\text{зпдв}}}{\text{ТВ}_{\text{ср}}} \quad \text{ПО}_{\text{д}} = \frac{69260}{17776.3} = 3.896 \quad \text{роки} < \text{T}_{\text{сл}} = 5$$

Холодильна установка №2

Собівартість вироблення штучного холоду становить $\text{C}_2 = 24745$ тис_грн

Прибуток від реалізації, який припадає на холодильну установку за умови, що випуск продукції є незмінним (рентабельність становитиме 0,9 від рентабельності першою схемного рішення, або $R=56$):

$$\Delta\text{С} := \text{C}_2 \cdot R = 24745 \cdot 0.56 = 13857.2 \quad \text{тис_грн}$$

Чистий грошовий потік рівний:

$$\text{ЧГП} := \Delta C \cdot 0.82 + \Sigma A_2 = 13857.2 \cdot 0.82 + 6894 = 18256.9 \quad \text{тис_грн}$$

Термін служби проекту (життєвий цикл):

$$T_{\text{сл}} = 5 \quad \text{років}$$

Теперішня вартість за весь життєвий цикл проекту:

$$TB := \sum_{t=1}^5 \frac{\text{ЧГП}}{(1+P)^t}$$

$$TB = \frac{18256.9}{(1+0.06)^1} + \frac{18256.9}{(1+0.06)^2} + \frac{18256.9}{(1+0.06)^3} + \frac{18256.9}{(1+0.06)^4} + \frac{18256.9}{(1+0.06)^5} = 76904.7$$

тис_грн

Розрахунок оціночних показників

Чистий приведений дохід визначаємо за формулою:

$$\text{ЧПД} := TB - K_{2\text{зпдв}}$$

$$\text{ЧПД} = 76904.7 - 53010 = 23894.7 \quad \text{тис_грн}$$

Так як чистий приведений дохід більше 0 і становить 14492.7 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:

$$ID := \frac{TB}{K_{2\text{зпдв}}} \quad ID = \frac{76904.7}{53010} = 1.451$$

Індекс рентабельності, який характеризує прибутковість проєкту, визначається за формулою:

$$IP := \frac{\Delta C \cdot 0.82}{K_{2\text{зпдв}}} = \frac{13857.2 \cdot 0.82}{53010} = 0.214 > 0$$

Недисконтований період повернення інвестицій:

$$ПО_{\text{н}} := \frac{K_{2\text{зпдв}}}{\text{ЧГП}} \quad ПО_{\text{н}} = \frac{53010}{18256.9} = 2.904 \quad \text{роки}$$

Середньорічна теперішня вартість:

$$TB_{\text{ср}} := \frac{TB}{t} \quad TB_{\text{ср}} = \frac{76904.7}{5} = 15380.9 \quad \text{тис_грн}$$

Дисконтний період повернення інвестицій (гарантований):

$$ПО_{\text{д}} := \frac{K_{2\text{зпдв}}}{TB_{\text{ср}}} \quad ПО_{\text{д}} = \frac{53010}{15380.9} = 3.446 \quad \text{роки} < T_{\text{сл}} = 5$$

Таблиця 4.7. Економічні показники впровадження різних схемних рішень

№ пор	Показники	Розмірність	Значення	
			XУ №1	XУ №2
1	Загальна сума інвестицій	тис.грн.	69260	53010
2	Додатковий прибуток	тис.грн.	13551	13857,2
3	Чистий грошовий потік	тис.грн.	21100	18256,9
4	Чистий приведений дохід	тис.грн.	19621,7	23894,7
5	Індекс дохідності		1,283	1,451
6	Індекс рентабельності		0,16	0,214
7	Дисконтований показник періоду окупності		3,896	3,446
8	Дисконтований показник періоду окупності		3,282	2,904

ВИСНОВКИ

Проведені розрахунки двох різних схемних рішень показали, що використання альтернативного холодильного агента в частині схеми дозволяє зменшити місткість системи по аміаку, зменшити діаметри трубопроводів, кількості компресорів та їхні розміри, зменшити діаметри трубопроводів.

Деяке зростання споживання електроенергії та води у схемі з CO₂, повністю компенсується суттєвим скороченням капітальних витрат, амортизації та інших витрат на холодильну установку. Це повністю підтверджується показниками економічної ефективності:

- Розрахований чистий приведений дохід (різниця між реальною віддачею проекту та інвестиціями на його реалізацію) у розглянутих схемних рішеннях відрізняються на користь схемного рішення №2. Це означає, що віддача від реалізації цього схемного рішення краща.
- Інвестиції у друге схемне рішення є меншими 53 млн 10 тис.грн. проти 69 млн 260 тис.грн.
- Річні витрати на виробництво штучного холоду для другого рішення також менші і становлять 24 млн 745 тис.грн проти 27 млн 103 тис грн для першого рішення.
- Індекс дохідності та рентабельності кращий для другого схемного рішення, для якого з однієї вкладеної гривні передбачено отримати віддачі 1,45 проти 1,28 грн.
- Період повернення інвестицій для обох схемних рішень знаходиться в межах життєвого циклу, однак для другого схемного рішення він становить 3,45 проти 3,9 років. При швидкій реалізації проекту цей термін можна скоротити до 2,9 років проти 3,3.

Таким чином, порівняння розрахункових показників між собою та їх аналіз дає змогу зробити висновок, що доцільно та економічно вигідно реалізовувати друге схемне рішення, в частині схеми якого використовується альтернативний холодильний агент – CO₂.

ЛІТЕРАТУРА

1. *Свердлов Г.З., Явнель Б.К.* Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха.– М.: Пищевая пром-сть, 1989.
2. *Плодоовощесховища: проектування, оптимізація, розрахунки: підручник / М.Г.Хмебнюк, В.П.Кочетов, А.В.Форсюк, Н.В. Жихарева.- Одеса: Бондаренко М.О., 2018.- 228 с.*
3. *Курьлєв 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.
4. *Пирог П.И., Крылов Ю.С., Васютин В.В.* Проектирование холодильников.– М.: Пищевая пром-сть, 1978.
5. *Правила устройства и безопасной эксплуатации аммиачных холодильных установок.* М. 1991.
6. *Проектирование холодильных сооружений: Справ. /Под ред. Быкова А.В.* – М.: Пищевая пром-сть, 1978. – 256 с.
7. *Якшарев Б.П., Смирнова И.В.* Справочник механика по холодильным установкам. Л.: Агропромиздат, 1989.
8. *И.Г. Чумак, Д.Г. Никульшина.* Холодильные установки. – Проектирование: Учеб. Пособие для вузов. – Одеса: Друк, 2007. – 472 с.
9. *И.Г. Чумак, А.Ю. Лагутина и др.* Холодильные установки. – Проектирование: Учеб. Пособие для вузов. – К.: Выща шк.. Головное изд-во, 1988. – 280 с., 97 ил. – Библиогр.: 44 назв.
10. *Сірій О.М., Шестеренко.* – Проектирование: Учеб. Пособие для вузов. – К.: Выща шк.. Головное изд-во, 1988. – 280 с., 97 ил. – Библиогр.: 44 назв.
11. *Методичні вказівки до виконання дипломних проектів (робіт) студентами спец. 7.090520 “Холодильні машини і установки” денної та заочної форм навчання. /Укл.; М.О.Прядко, А.В.Форсюк, М.М.Масліков.- К.; НУХТ, 2002.*
12. *Розрахунки при проектуванні та реконструкції систем електропостачання промислових підприємств: Навч. посібник /О.М.Сірій, В.Є.Шестеренко. – К.: ІСДО, 1993. – 592с.*

13. *Основи охорони праці*. Під ред. д.т.н. проф. М. П. Купчика, д.т.н. проф. М. П. Гандзюка.
14. *Методичні вказівки до виконання розділу курсового проекту, випускової та дипломної роботи (проекту) “Оцінка економічної ефективності інвестиційних проектів” з використанням комп’ютерної техніки для студентів економічних та технічних спеціальностей денної та заочної форми навчання* / Укл.: Л.Г.Цимбалюк, О.Г.Дерев’янка – К.: УДУХТ, 1998.-16 с.
15. *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.
16. Масліков М.М. Холодильна технологія харчових продуктів: Навч. посіб. – К.: НУХТ, 2007 –245с.
17. *Основи охорони праці. Методичні вказівки до вивчення дисципліни, виконання контрольної роботи та розділу дипломного проекту проекту для студентів ОКР “бакалавр”.* / Укладачі Литвиненко А.М. Фалес В.М. та ін.. – К.: НУХТ, 2013. – 40 с.
18. *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.
19. *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.