

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

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

«До захисту в ЕК»

Директор інституту

_____ Блаженко С.І.
(підпис) (прізвище та ініціали)

« ____ » _____ 2022 р.

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Петренко В.П.
(підпис) (прізвище та ініціали)

« ____ » _____ 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА

зі спеціальності 142 Енергетичне машинобудування

(код та назва спеціальності)

освітньо-професійної програми _____

Холодильні техніка та технологія

на тему: Порівняльний аналіз техніко-економічних показників роботи холодильного господарства маслосирзаводу на базі різних схемних рішень

Виконав: здобувач 2 курсу, групи ХМ-2-9М

Бондаренко Іван Олександрович

(прізвище, ім'я, по батькові повністю)

(підпис)

Керівник Грищенко Роман Володимирович

(прізвище, ім'я та по батькові повністю)

(підпис)

Консультант _____

(прізвище, ім'я та по батькові повністю)

(підпис)

Рецензент _____

(прізвище, ім'я та по батькові повністю)

(підпис)

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

(підпис та прізвище здобувача)

Київ – 2022 р.

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

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

Освітній ступінь магістр

Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
(код і назва)

Освітньо-професійна програма Холодильні техніка та технології

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ТЕХТ

проф. Петренко В.П.

“05” листопада 2021 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Бондаренко Іван Олександрович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Порівняльний аналіз техніко-економічних показників роботи холодильного господарства маслосирзаводу на базі різних схемних рішень

керівник роботи доц. к.т.н., Грищенко Р.В.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від 02.11.2021 року № 869-кв

2. Строк подання здобувачем роботи 01.02.2022 року

3. Вихідні дані до роботи Для відведення теплоти технологічних процесів використовується “крижана вода”, що подається централізовано з машинного відділення, охолодження камер – автономні холодильні машини. Холодильний агент фреон. Акумулятори холоду відсутні (існуюча натепер схема). Від попередньої схеми відрізняється тим, що для одержання крижаної води використовується R717 – аміак, та змінена система відведення теплоти конденсації. Комбінована схема холодопостачання з використанням акумуляторів холоду. Холодильний агент – фреон. Централізована схема холодопостачання з використанням акумуляторів холоду. Холодильний агент – аміак.

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

Анотація. Вступ. 1. Аналіз сучасних схем ХУ 2. Загальні відомості про підприємство та аналіз стану існуючої системи холодопостачання 3. Запропоновані для проведення аналізу схеми ХУ 4. Розрахунок теплового навантаження ХУ, 5. Порівняльний аналіз економічної ефективності прийнятих до розгляду схем ХУ, 7. Охорона праці. 8. Цивільний захист. Висновки

5. Перелік графічного матеріалу

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання 05.11.2021

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів виконання кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
	Отримання завдання на кваліфікаційну роботу	05.11-13.11.2021	
	Виконання розділів кваліфікаційної роботи	14.11-22.01.2022	
	Оформлення ПЗ, презентація, консультація з розділів	23.01-31.01.2022	

Здобувач _____
(підпис)

Бондаренко І.О.
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____
(підпис)

Грищенко Р.В.
(прізвище та ініціали)

Анотація.....

Вступ.....

1. Аналіз сучасних схем холодильних установок з використанням різних холодильних агентів.....

2. Загальні відомості про підприємство та аналіз стану існуючої системи холодопостачання

3. Запропоновані для проведення аналізу схеми холодильних установок.

4. Розрахунок теплового навантаження холодильних установок

5. Тепловий розрахунок обраних для аналізу схем ХУ та вибір обладнання.....

6. Порівняльний аналіз економічної ефективності прийнятих до розгляду схем холодильних установок

7. Охорона праці.....

Висновки.....

Список використаних джерел.....

Додатки.....

АНОТАЦІЯ

У дипломній магістерській роботі проведено порівняльний аналіз техніко-економічних показників роботи холодильного господарства Канівського маслосирзаводу та вплив на ці показники різних схемних рішень та виду холодильного агенту.

Магістерська робота складається з пояснювальної записки та графічної частини. В пояснювальній записці наведено розрахунки потреб підприємства у штучному холоді на технологічні потреби та зберігання готової продукції.

Проаналізовано різні схемні рішення в побудові холодильної установки та наведено їхнє обґрунтування. Робота містить розрахунки обраних для аналізу схем з підбором необхідного до встановлення основного та допоміжного обладнання.

Оцінка ефективності різних схемних рішень наведена у розділі “Розрахунок економічної ефективності”.

В магістерській роботі розроблено заходи з охорони праці та цивільного захисту на підприємстві.

Проект виконаний з використанням ПК та програмного забезпечення: "Microsoft Office 2007", Mathcad 14, Coolpack. Графічна частина – у графічному редакторі "AutoCad 2014".

Ключові слова: схемні рішення, фреон, аміак, економічна ефективність, холодильна установка, R717.

ВСТУП

Питання забезпечення продовольством населення є одним з найбільш важливих і гострота рішення цього питання постійно зростає. Це відбувається на тлі постійного і швидкого збільшення населення планети.

За даними ООН з 1980 року до 2000 року населення планети збільшилося вдвічі, отже споживання харчових продуктів і матеріальних ресурсів, які йдуть на їхнє виробництво теж збільшилося.

Сучасною перспективою молочної промисловості є збільшення об'єму виробництва, асортименту, покращення якості продукції при підвищенні ефективності виробництва. Процес переробки молока тісно пов'язаний з холодильною технологією та холодильною технікою так як молочна продукція належить до продуктів харчування які швидко псуються.

Ріст об'ємів споживання молочних продуктів населенням визначає доцільність реконструкції існуючих підприємств з переробки молока, адже вони мають ряд суттєвих недоліків. Зокрема маємо значну перевитрату електроенергії при виробництві та споживанні штучного холоду, що відображається на собівартості одиниці холоду, і як результат на собівартості продукції, що виробляється та зберігається на ньому. Це вимагає пошуку нових технічних рішень під час реконструкції холодильного господарства із застосуванням сучасних досягнень в галузі холодильної техніки.

1. Аналіз сучасних схем холодильних установок з використанням різних холодильних агентів

Харчова промисловість була та залишається основним споживачом штучного холоду.

В останні роки спостерігається значний ріст виробництва в даній галузі. Одночасно з будівництвом нових підприємств відбувається модернізація діючих, запроваджуються нові, сучасні технології переробки та виготовлення продуктів, які потребують холодильної обробки і в подальшому зберіганні при низьких температурах.

Потреба в холодильних потужностях на цих підприємствах може складати від декількох сотень кіловат до десятків мегават на різних температурних рівнях.

В процесі реконструкції діючого або будівництві нового підприємства завжди постає питання про вибір системи холодопостачання, обладнання та холодоагента.

Вибір затрудняється тим, що число екологічно чистих холодоагентів, які не потрапили під обмеження Монреальського протоколу та поправок до нього, прийнятих Україною, достатньо обмежено.

Багаторічний досвід різних компаній показав, що при реконструкції діючого та проектуванні нових систем холодопостачання потрібний комплексний підхід, який базується на техніко-економічному аналізі можливих системних рішень, виду холодильного обладнання та типу холодоагенту.

Критерієм ефективності рішення при проведенні аналізу можуть бути лише грошові витрати, які включають як капітальні інвестиції на закупівлю обладнання, його монтаж та запуск в експлуатацію, так і експлуатаційні витрати, значно частка яких припадає на електроенергію при виробництві холоду.

Більше всього електроенергії витрачається на привід компресорних агрегатів.

В даній роботі проводилась оцінка енергетичної ефективності централізованої, децентралізованої та комплексної схеми холодопостачання розрахунковим шляхом.

На вибір системи охолодження основний вплив мають наступні фактори: число та вид охолоджувальних об'єктів – споживачів холоду; розрахункова температура в об'єктах; теплове навантаження від кожного об'єкта і розрахункове сумарне холодильне навантаження; вимоги техніки безпеки.

Централізоване забезпечення холодом – це подача теплоносія від загальної установки до об'єкту охолодження по розгалуженій мережі трубопроводу. Централізована подача холоду доцільна на великих підприємствах і великоформатних магазинах з торговою площею вище 400 м², так як її використання збільшує економічну ефективність. В централізованих системах охолодження створюють спільне машинне відділення для всіх компресорів та компресорних агрегатів, а також для іншого обладнання, обслуговуючих ряд споживачів холоду (охолоджуваних камер, кондиціонерів, охолоджувального технологічного обладнання). Концентрація обладнання в спільному залі поліпшує його обслуговування та нагляд протягом робочого дня, якщо вимагається постійний нагляд. Останнє має особливо велике значення для аміачних холодильних установок. Тому на великих холодильниках місткістю 1000 тонн і більше з аміачними системами охолодження приймають централізоване холодопостачання з розміщенням в спільному машинному відділенні компресорів, які працюють на різні температури кипіння.

До недоліків централізованого холодопостачання слід віднести складність та довготривалість монтажу холодильної установки, наявність великої кількості розподільчих пристроїв, розгалуженої мережі трубопроводів, запірної арматури. Крім цього, в установках середньої продуктивності централізоване машинне відділення займає доволі велику

площу порівняно з площею холодильних камер: 35% в холодильниках місткістю 125 тонн і 50% відсотків в холодильниках місткістю 12 тонн.

Тому в останні роки все більш широко використовують системи децентралізованого холодопостачання з автономних повністю автоматизованих холодильних машин. Використання децентралізованого холодопостачання дозволяє скоротити терміни монтажу холодильної установки, понизити витрати на їх обладнання, виключає необхідність облаштування окремого машинного відділення, при використанні машин з повітряним конденсатором – і системи оборотного водопостачання. Сумарна потужність холодильних машин при децентралізованому холодопостачанні більша, чим при централізованому, однак для установок середньої холодопродуктивності це не має суттєвого значення.

При теплових навантаженнях до 20 кВт, які характерні для холодильників підприємств торгівлі та громадського харчування, використовуються комплексні холодильні машини малої продуктивності, які працюють на фреонах.

В автономних холодильних машинах використовують батареї або повітроохлодники з безпосереднім випорюванням холодоагенту.

Системи з централізованим холодопостачанням можуть бути з безпосереднім охолодженням або з проміжним холодоносієм. При виборі між ними враховують, що перше більш економічне завдяки невеликому перепаду температур між повітрям в камері та температурою кипіння, а зниження перепаду температур на 5 °С зменшує витрату енергії приблизно на 15%.

Недоліком аміачних систем безпосереднього охолодження є наявність великої кількості аміаку, який міститься в трубах і апаратах, велика кількість з'єднань, пожежо- і вибухонебезпечність. Тому в холодильниках середньої місткості, розташованих поблизу житлових районів, при розташуванні камер на великій відстані від машинного відділення, а також для охолодження технологічного обладнання і в системах кондиціонування повітря

використовують системи з проміжним холодоносієм (розсіл, вода або етиленгліколь). Охолодження холодоносієм здійснюється в основному завдяки фреоновим холодильним машинам.

Застосування установок з використанням проміжного холодоносія повинно бути в кожному конкретному випадку обумовлено технологічно або з міркувань безпеки.

2. Загальні відомості про ВАТ "Канівський маслосирзавод" та аналіз стану існуючої системи холодопостачання

Історія Канівського маслосирзаводу почалася у 1971 року, коли підприємство було введено в експлуатацію з потужностями по виробництву вершкового масла і продукції з незбираного молока. У 1972 році була введена друга черга по виробництву твердих сичугових сирів і молочного цукру. У 1999 році підприємство придбала корпорація "Клуб Сиру".

Протягом усього часу роботи пріоритетним напрямком виступало виробництво твердих сичугових сирів. Формувалися свої традиції сироваріння, накопичувався досвід, росла майстерність.

Сири "Російський", "Витязь", "Канівський", "Тільзітер", "Бріо", "Нуар", "Золотий Магістр" займають почесне місце в асортименті підприємства. Сири Канівського маслосирзаводу визнані споживачами України і Росії.

Протягом 2001-2003р. основним ринком збуту сирів, вироблених підприємством, була Росія. Сири з Канева добре знайомі й улюблені споживачами Москви, Санкт-Петербурга, Поволжжя, Далекого Сходу. З 2004 корпорація "Клуб Сиру" почав продавати продукцію Канівського маслосирзаводу на українському ринку.

Сьогодні на підприємстві застосовується комплексний підхід до якості продукції, починаючи з роботи з постачальниками сировини, закінчуючи реалізацією готової продукції.

Задача забезпечення виробництва якісною сировиною і збереження властивостей молока при транспортуванні з пунктів прийому до підприємства є однією з найбільш важливих. Фахівцями Канівського маслосирзаводу розроблена й успішно реалізується програма співробітництва з постачальниками молока. Для годівлі тварин закупаються корми, виявляється допомога в розвитку генофонду молочної череди.

На підприємствах-постачальниках сировини фахівці заводу проводять семінари і надають консультаційну допомогу з питань змісту, відходу і годівлі молочної рогатої худоби. У спеціально обладнаних пунктах прийому

молока від населення (на даний момент 40 пунктів прийому) установлені холодильні установки і міні-лабораторії. У планах на поточний рік встановлення ще 45 нових приймальних пунктів. Контроль якості прийнятої сировини проводиться за допомогою спеціальних контрольно-вимірювальних приладів безпосередньо в пунктах прийому.

З метою підвищення якості виробленої продукції протягом 2003-2004 років корпорація "Клуб Сиру" здійснила значні інвестиції в реконструкцію заводу.

У 2005 року була цілком довершена реконструкція підприємства і запущені дві автоматизовані лінії по виробництву твердих сирів. Сумарна виробнича потужність заводу потрясає уяву сироварів в Україні і СНД - 65 тонн сиру в добу. При цьому роботу кожної лінії обслуговує 4 чоловіки. Діючі виробничі лінії укомплектовані устаткуванням таких ведучих світових виробників, як GEA-WESTFALI, ALFA-LAVAL, SIEMENS, CRYOVAC Sealed Air Corporation і OBRAM. Виробництво цілком автоматизоване: від приймання молока до упакування готової продукції.

Сьогодні Канівський маслосирзавод перше по потужності з виробництва сиру підприємство в СНД.

Додатково, крім сиру, підприємство має потужності з виробництва 6 тон на годину вершкового масла та сухої сироватки (можливий відпуск концентрованої сироватки).

На підприємстві сертифікована система контролю якості стандарт України ДСТУ ISO 9001-2009 та система управління безпечністю харчових продуктів ДСТУ ISO 22000-2007.

Успіхи заводу в підвищенні якості продукції, що випускається, були відзначені на спеціалізованих виставках і конкурсах, що проходили в Україні в 2004 і 2005 роках. Сири, зроблені на підприємстві, були визнані гідними одним гран-при, трьома золотими й одною срібною медаллю на дегустаційному конкурсі, що походив у рамках виставки "Укрм'ясомолпром", а також стали переможцями дегустаційного конкурсу "Кращі торговельні марки України".

Одна зі складового успіху - це колектив підприємства, що на сьогоднішній день складає 840 чоловік. Захоплене і відповідальне відношення наших співробітників до своєї праці стали заставою виробництва сирів високої якості зі своїм неповторним смаком.

Сьогодні підприємство може переробляє від 300 до 350 тонн молока на добу. Однак встановлені технологічні лінії дозволяють виробляти 65 тон сиру на добу, для чого необхідно переробляти до 720 тонн молока. Для забезпечення штучним холодом роботи підприємства на повну потужність необхідно здійснити реконструкцію холодильного господарства з метою збільшення його продуктивності та ефективності.

2.1. Характеристика систем, споживачів та схем

Підприємство збудовано у 1971 році. На даний час ВАТ “Канівський маслосирзавод” провідне підприємство галузі України та СНД.

Для забезпечення холодом технологічного процесу переробки молока, виробництва та збереження готової продукції на підприємстві з початку його роботи використовувалася централізована аміачна система холодопостачання з проміжними теплоносіями (розсолем та крижаною водою) для охолодження в технологічних процесах.

Споживання холоду на підприємстві відбувається у головному виробничому корпусі (технологічні процеси та кондиціонування повітря) та у камерах: дозрівання та зберігання твердих сичужних сирів, дозрівання та заморожування і зберігання вершкового масла.

Діюча холодильна установка складається із компресорної, розташованої в окремій будівлі з конденсаторним відділенням на даху. Будівля компресорної побудована у 1971 році – одноповерхова з сіткою колон 6х12 м та висотою до низу перекриття 6,0 м в машинному відділенні та 4,8 м в апаратних відділеннях (на даний час перетворені в машинні). Компресорна об'єднана з виробничими цехами холодопроводами на високих опорах.

Реконструкція компресорної проводилася з 2004 по 2007 рік і забезпечила холодом зростання виробничих потужностей: введення в дію нових сучасних ліній з виробництва сичужного сиру та вершкового масла та збільшення кількості камер дозрівання та зберігання готової продукції. Вона передбачала заміну централізованої АХУ на децентралізовану фреонову з проміжним теплоносієм (крижаною водою) для охолодження технологічних продуктів.

В контурі компресорної розташовано:

- РП-10кВ, ТП-№1, до якої підключено фреонову компресорну, конденсаторне відділення, виробничі корпуси;
- побутові та допоміжні приміщення;
- пластинчаті теплообмінники, гліколеві насоси системи охолодження крижаної води та бак крижаної води.

Холодильна установка включає такі системи та схеми охолодження:

Таблиця 1.1. Системи охолодження споживачів комбінату

Температура кипіння, °С	Тип компресорів	Хладагент, схема подавання	Випарники	Тип системи
-12	гвинтові напівгерметичні одноступеневого стискання	R22/R407C, безнасосна, з насосним подаванням проміжного теплоносія (гліколь)	кожухотрубні для гліколю, пластинчаті ТО гліколь/крижана вода	гліколь -2...0°С, закрита “крижана” вода +2°С, відкрита
-18...-25	поршневі одноступеневого стискання	R22, безнасосна з верхнім подаванням	Повітроохолодники холодильних камер	Безпосереднє кипіння
-2...+12	поршневі одноступеневого стискання	R22, безнасосна з верхнім подаванням	Повітроохолодники холодильних камер	Безпосереднє кипіння

Таблиця 1.2. Схеми охолодження споживачів комбінату

Споживачі	Назва систем	t _к , °С кипіння	Характеристика схем трубопроводів
-технологічні апарати	“крижана” вода	-12...-10	напірна, циркуляційна відкрита
-камери дозрівання сиру -2...+16°С	R22	-8..6	безнасосна, з верхнім подаванням
-камера дозрівання масла -5°С	R22	-15...-12	безнасосна, з верхнім подаванням
-камера зберігання масла -18°С	R22	-28...-15	безнасосна, з верхнім подаванням
-камера зберігання сиру -1°С	R22	-12...-10	безнасосна, з верхнім подаванням
-система кондиціонування повітря	R22	+5...+15	безнасосна, з верхнім подаванням

Компресорна і конденсаторне відділення

“Крижана вода” готується у пластинчатих теплообмінниках, охолоджуючись гліколем, який надходить від 8 комплексних холодильних машин з температурою -10...-12°С. Температура “крижаної води” на виробництво становить +2...+2,5°С. Підвищення температури води у споживачів становить від +4 до 6°С. Отеплена вода повертається у бак об’ємом 35 м³, з якого відцентровими насосами WIL0 подається у пластинчаті теплообмінники і далі на виробництво. Бак не розділений на теплий та холодний відсіки.

Холодильна установка розділена на три окремих блоки. У блоках 1 та 3 “крижану воду” одержують у двох ТО, гліколь на кожний з яких надходить від своєї машини; у блоці 2 – гліколь на кожний з двох ТО надходить з двох машин. Такий розділ дозволяє регулювати продуктивність установки в

широких межах шляхом зупинки блоків та машин. 1 та 2 блоки працюють на R22, третій – на R407C.

Комплексні холодильні машини, які забезпечують охолодження крижаної води, однотипні. Кожна машина має два напівгерметичні гвинтові компресори Bitzer CSH 8571-140-408, двоконтурний кожухотрубний випарник для охолодження гліколю, двоконтурний повітряний конденсатор CIAT, регенеративний паяний пластинчатий теплообмінник CIAT (рідкий холодоагент/пара холодоагенту), регенеративний теплообмінник, лінійні ресивери, запірну та регулювальну арматуру та систему автоматизації.

Компресори холодильної машини працюють в режимі з економайзером та переохолодженням рідкого холодильного агента перед випарником кожний на свій індивідуальний контур охолодження. Охолодження мастила компресорів немає.

Повітряні конденсатори CIAT встановлені на даху компресорного відділення горизонтальні з 12-ма вентиляторами.

Заправка холодильних машин холодильним агентом та мастилом відбувається вручну.

Випускання мастила із посудин, випарників, конденсаторів проводиться вручну із залишковим тиском у посудину.

Випускання повітря із системи немає. Перед заправкою система холодильної машини вакуумується.

Холодильний агент заправляється у систему із стандартних ємностей місткістю 13,6 літрів.

Споживачі холоду у виробничому корпусі та камерах

Холодильні камери виробничого корпусу охолоджуються автономними фреоновими (R22) холодильними машинами, які складаються з компресорно-конденсаторними агрегатами Bitzer з конденсаторами повітряного охолодження на базі поршневих напівгерметичних компресорів Bitzer (один або два) на

кожну камеру та повітроохолодників. Характеристика обладнання холодильних машин наведена в таблиці 1.3.

Відтаювання повітроохолодників відбувається електронагрівниками для усіх камер з від'ємними температурами та теплим повітрям камери, якщо температура вища нуля.

Охолодження молока під час приймання здійснюється “крижаною” водою на 6-ти станціях прийому у пластинчатих охолодниках продуктивністю 30 тон на годину.

Охолодження молока та сироватки після пастеризації проводять у двох пластинчатих двоступеневих теплообмінниках продуктивністю 35 та 25 тон на годину в апаратному відділенні та у двох пластинчатих двоступеневих теплообмінниках продуктивністю 35 та 25 тон на годину в цеху переробки сироватки. Перша ступінь регенеративна – холодним молоком або сироваткою, друга – “крижаною” водою.

Охолодження розсолу проводять у двох кожухозміювикових теплообмінниках “крижаною” водою.

Танки зберігання молока та сироватки, ванни витримки сиру, камери зберігання сухої сироватки та суха сироватка після сушарки не охолоджуються.

2.2. Технічний стан обладнання

Холодильне обладнання компресорної та конденсаторного відділення введене в експлуатацію переважно в 2005 році. Регулярно проводяться всі види ремонтів обладнання з заміною основних вузлів по мірі їхнього зношення та виходу із ладу.

Всі види робіт проводяться своїми силами.

Враховуючи, що компресорне фреонове обладнання слугує максимально від 7 до 14 років, а експлуатується воно протягом 2-5 років, то має відсоток зношення – до 30%.

2.2.1 Ізоляція холодильного обладнання та трубопроводів

В цілому ізоляція знаходиться в хорошому стані, за винятком окремих ділянок, де вона зволожена та пошкоджена.

Холодильне обладнання і трубопроводи ізолювано спіненим каучуком та пінополіуретаном. Накривний шар – оцинкована листова сталь або фольгоізол. Частина ізоляції на трубах під покривним шаром із фольгоізолу знаходиться в незадовільному стані, покривний шар потребує ремонту чи заміни.

Теплоізоляцію огорожуючих конструкцій холодильних камер, які знаходяться у контурі виробничих цехів (камери №2, №3, №4) виконано з використанням ПСБ-С. Стан ізоляції задовільний.

Теплоізоляцію огорож камер, які з'єднані з виробничим корпусом транспортним коридором (камери №№7-11) виконано із сандвіч панелей товщиною 100 мм поверх будівельних цегляних конструкцій. Підлога ізолювана ПСБ-С лише для камер №№7-11.

Огородження камер, які збудовано в окремій будівлі (камери №5 та №6) виконано тунельною кладкою, між шарами якої зроблено прокладку з ПСБ-С, стеля виконана із сандвіч панелей 100 мм, підлога неізолювана. Будівельні конструкції зволожені. Така конструкція погано захищає від надходження у камери теплоти та вологи і може призвести до руйнування тому потребує проведення тепло- та гідроізоляційних робіт. Підлога камер неізолювана.

Теплоізоляція камер охолодження масла та його зберігання і замороження виконана із сандвіч-панелей товщиною 100 мм в існуючій цегляній будівельній конструкції. Теплоізоляція підлоги відсутня.

Двері камер відкотні виконано із сандвіч-панелі. Вони обладнані завісами.

Вхід в камеру №7 з експедиції постійно відкритий, що призводить до додаткових теплонадходжень.

2.3. Аналіз ефективності роботи існуючого обладнання

Для роботи холодильної установки використано екологічно небезпечний холодильний агент R22, який руйнує озоновий шар та впливає на глобальне потепління. З термодинамічної точки зору він програє аміаку.

Реалізована на підприємстві схема холодильної установки з комплексними фреоновими холодильними машинами на базі гвинтових компресорів Bitzer має ряд недоліків.

За технічними характеристиками компресорів температура нагнітання не може бути меншою 60°C , а це призводить до того, що при температурі кипіння необхідній для одержання “крижаної” води з використанням проміжного теплоносія – гліколю, температура конденсації не може бути меншою 40°C . За час експлуатації вона практично не менше 46°C .

Встановлені повітряні конденсатори за площею поверхні є недостатніми, що призводить до значного зростання температури конденсації у літній період. Останній літній сезон температура конденсації доходила до 53°C , а тиск конденсації досягав допустимого для даного обладнання – 21 бар. Така температура конденсації потребує, за технічними характеристиками встановлення на холодильну машину мастило охолодників, яких немає, тому система захисту аварійно зупиняла компресори. Такі складні умови роботи призвели до виходу із ладу за останній рік 5 компресорів із 16. Такі граничні режими потребують значних експлуатаційних витрат пов’язаних із заміною синтетичного мастила, яке використовується у компресорах, та поповнення системи холодильним агентом. Вартість мастила та фреону значно вища ніж аміаку та мастила для нього.

Кожний з повітряних конденсаторів обладнано 12-ма вентиляторами та загальною потужністю до 25 кВт, що в години пікових навантажень суттєво збільшує витрату електроенергії.

Використання проміжного теплоносія для одержання “крижаної” води потребує підтримання у випарнику температури кипіння -12°C , що на $5\dots 7^{\circ}\text{C}$ менше ніж при безпосередньому охолодженні води. Підтримування температури кипіння на рівні -12°C економічно не виправдано і призводить до перевитрат електроенергії компресорами.

Бак крижаної води не розділений на відсіки не дозволяє здійснювати акумуляцію холоду.

У схемі одержання “крижаної” води використовується 8-м гліколевих та 7-м водяних насосів, що значно збільшує використання електроенергії на перекачування рідин.

Досвід експлуатації холодильної установки показав, що встановлені компресори, конденсатори, теплообмінники, насоси відповідають продуктивності підприємства не більше 350 тон переробки молока на добу (за умови скорочення втрат холоду в технологічних процесах) однак є зовсім недостатніми на продуктивність 720 тон переробки молока на добу, що відповідає продуктивності технологічного обладнання встановленого на підприємстві.

Використання децентралізованої схеми охолодження холодильних камер виправдано у випадку роботи підприємства на часткову продуктивність та з великими перервами. Однак у випадку роботи з максимальною продуктивністю, на що направлена політика власників, децентралізована схема з повітряними конденсаторами потребує більших затрат на експлуатацію (велика кількість різнотипних машин) та електроенергію.

Виправданою може бути окрема холодильна машина на камеру зберігання масла. Для неї невелике теплове навантаження, тому встановлення аміачного компресора на таку камеру економічно та технічно не вигідно.

Від “крижаної” води відмовитися неможливо, тому що встановлене сучасне технологічне обладнання передбачає її використання.

Планування аміачної компресорної за окремими положеннями не відповідає вимогам діючих Правил та СНіП:

- відсутній тамбур шлюз з підпором повітря на вході до машинної зали;
- із кабінету начальника – вікно в машинний зал;
- система вентиляції приміщень компресорної не відповідає “Правилам...”, відсутні припливна та витяжна вентиляційні камери.

3. Запропоновані для проведення аналізу схеми холодильних установок

Холодильна установка призначена для забезпечення холодом технологічних процесів, кондиціонування повітря, дозрівання та зберігання готової продукції.

Найбільше теплове навантаження холодильної установки припадає при охолодженні сировини під час проведення технологічних процесів. Відповідно будь-яке вдосконалення схеми чи її частини, яка задіяна у технологічних процесах, дає суттєвий економічний ефект.

Для охолодження камери зберігання вершкового масла в усіх аналізованих схемах використовуємо окрему фреонову холодильну машину. Для невеликого теплового навантаження, яке на неї припадає, використовувати централізоване холодозабезпечення економічно та технічно не вигідно.

Враховуючи що для всіх схемних рішень ця частина холодильної установки однакова, має однакову вартість, режими роботи та споживає однакову кількість електроенергії, в подальшому аналізі ми її не розглядаємо.

Для заповнення системи “крижаної” води та періодичного поповнення системи оборотного водопостачання пропонується використати існуючу станцію ХВО.

Всі розрахунки проводимо, прийнявши, що у холодильному господарстві усунуто виявлені під час проведення аналізу роботи, недоліки:

проведено роботи з тепло та гідроізоляції камер №5 та №6;

замінена та відремонтована ізоляція холодопроводів, там де вона пошкоджена чи відсутня;

зроблено теплоізоляцію підлоги в камерах зберігання;

будівельні конструкції компресорного цеху приведено до вимог діючих “Правил...” та СНіП.

Характеристики обраних для аналізу схем зведені до табл. 3.1 та табл. 3.2.

Основні схемні рішення такі:

1. Для відведення теплоти технологічних процесів використовується “крижана вода”, що подається централізовано з машинного відділення, охолодження камер – автономні холодильні машини. Холодильний агент фреон. Акумулятори холоду відсутні (існуюча натепер схема).
2. Від попередньої схеми відрізняється тим, що для одержання крижаної води використовується R717 – аміак, та змінена система відведення теплоти конденсації.
3. Комбінована схема холодопостачання з використанням акумуляторів холоду. Холодильний агент – фреон.
4. Централізована схема холодопостачання з використанням акумуляторів холоду. Холодильний агент – аміак.

Для схемних рішень 1 та 2 для отримання “крижаної” води встановлюємо чилери, обираємо обладнання на максимальне теплове навантаження (пікове). Температура води на виході з випарника +2 °С. Таке рішення характеризується простим та дешевим монтажем обладнання і трубопроводів. Чилери з гвинтовими компресорами мають можливість плавного регулювання продуктивності в широких межах: від 10 до 100%. Вміст системи за холодильним агентом незначний (до 100 кг).

Для схемних рішень 3 та 4 для отримання “крижаної” води додатково встановлюємо панельні випарники (акумулятори холоду), а обладнання обираємо за середньодобовим тепловим навантаженням.

Відведення теплоти у аміачних схемах проводимо у проточних водяних конденсаторах, а у фреонових – у повітряних.

Таблиця 3.1. Характеристики обраних для аналізу схем

Температура кипіння, °С	Тип компресорів	Хладагент, схема подавання	Випарники	Конденсатори	Градірні	Тип системи
Схема 1						
-12	гвинтові напівгерметичні одноступеневого стискання	R22/R407C, безнасосна, з насосним подаванням проміжного теплоносія (гліколь)	кожухотрубні для гліколю пластинчаті ТО гліколь-вода	повітряні	–	гліколь -2...0°C, закрита “крижана” вода +2°C, відкрита
Схема 2						
-3	гвинтові відкриті одноступеневого стискання	R717, безнасосна	пластинчаті	проточні, пластинчаті	вентиля торна	“крижана” вода +2°C, закрита
Схема 3						
-12	гвинтові напівгерметичні одноступеневого стискання	R22/R407C, безнасосна, з насосним подаванням проміжного теплоносія (гліколь)	кожухотрубні для гліколю пластинчаті ТО гліколь-вода, акумулятори холоду ПВ	повітряні	–	гліколь -2...0°C, закрита “крижана” вода +2°C, відкрита
Схема 4						
-10	гвинтові відкриті одноступеневого стискання	R717, безнасосна з насосним подаванням проміжного	панельні	проточні, пластинчаті	вентиля торна	“крижана” вода +2°C, відкрита
-10	гвинтові відкриті одноступеневого стискання	R717, безнасосна	пластинчаті	проточні, пластинчаті	вентиля торна	гліколь -10°C, закрита

Таблиця 3.2. Охолодження споживачів для аналізованих схем

	Споживачі	Назва систем	t _к , °С кипіння	Характеристика схем трубопроводів
Схема 1, 2, 2, 3	-технологічні апарати	“крижана” вода	-12...-10	напірна, циркуляційна відкрита
	-камери дозрівання сиру – 8...16°C	R22	-2...0	безнасосна, з верхнім подаванням
	-камера дозрівання масла - 2°C	R22	-12	безнасосна, з верхнім подаванням
	-камера зберігання сиру - 2°C	R22	-12	безнасосна, з верхнім подаванням
	-система кондиціонування повітря	R22	+5...+15	безнасосна, з верхнім подаванням
Схема 4	-технологічні апарати	“кражана” вода	-12...-10	напірна, циркуляційна відкрита
	-камери дозрівання сиру - 2...+12°C	гліколь	-15	напірна, циркуляційна закрита
	-камера дозрівання масла -2°C	гліколь	-15	напірна, циркуляційна закрита
	-камера зберігання сиру - 2°C	гліколь	-15	напірна, циркуляційна закрита
	-система кондиціонування повітря	“крижана” вода	-10	напірна, циркуляційна відкрита

4. Розрахунок теплового навантаження холодильних

4.1. Розрахунок витрати холоду на технологічні процеси

4.1.1. Технологічна карта підприємства складена на основі обстеження та аналізу роботи маслосирзаводу наведено в табл.4.1.

4.1.2. Погодинне споживання холоду технологічним обладнанням за час охолодження від продукту визначаємо за формулою:

$$Q_{т.н.} := G \cdot c \cdot (t_n - t_k) \cdot \frac{1000}{3600} \quad \text{кВт}$$

де G - продуктивність по продукту, т/год; c - теплоємність продукту, кДж/кг °С (відповідно з літературою [1]); t_n - початкова температура продукту, °С; t_k - кінцева температура продукту, °С; 1000 - перевідний коефіцієнт із тон в кг; 3600 - перевідний коефіцієнт із годин в с.

Погодинний графік споживання холоду в технологічних процесах, теплового навантаження на АХУ маслосирзаводу при переробці 720 т/добу наведено в табл. 4.2.

Для визначення надходження продукції до камер зберігання проводимо продуктовий розрахунок виробництва продукції підприємства. Середня жирність молока яке приймається на виробництво становить 3,7%. Продукцією заводу є масло вершкове натуральне жирністю 78%, сир сичужний твердий та суха або концентрована сироватка.

Для визначення кількості виготовленого сиру необхідно знати масу нормалізованого молока, попередньо розрахувавши масу білка та жиру.

Масова доля білка визначається за формулою 38 [11]:

$$B_M := A \cdot Ж_M + B \quad B_M = 3.1 \quad \%$$

де A , B - коефіцієнти (в залежності від періоду лактації значення коливається у межах 0,35...0,45; $B=1,5...2.0$); $Ж_M$ - жирність молока, %.

Масова доля жиру в суміші з урахуванням вмісту білку в молоці:

$$Ж_{нм} := \frac{K \cdot B_m \cdot Ж_{св}}{100} \quad Ж_{нм} := 3.406\%$$

де K - коефіцієнт встановлений для сирів з масовою долею жиру 50%
Маса нормалізованого молока визначається за формулою:

$$M_n := \frac{M_{цм} \cdot (Ж_в - Ж_м)}{Ж_в - Ж_{нм}}$$

де $Ж_в=35\%$ масова доля жиру у вершках, які отримують при нормалізації молока. %.

Маса вершків жирністю 35%, які одержують при нормалізації молока в сепараторі-нормалізаторі [11]:

$$M_в := \frac{M_{цм} \cdot (Ж_м - Ж_{нм}) \cdot (100 - B_в)}{(Ж_в - Ж_{нм}) \cdot 100}$$

де $B_в$ - втрати вершків при сепарації, %.

Маса закваски, що готується з нормалізованої суміші, яка йде на виготовлення сиру [11]:

$$M_з := \frac{M_n \cdot 0.7}{100 - Bт}$$

де $Bт=0,6\%$ - втрати, %; 0,7 - доза внесення закваски при виробництві сиру (0,7...1,5%).

Маса зрілого сиру, що готується з нормалізованої суміші, яка йде на виготовлення сиру [11]:

$$M_{з.сир} := \frac{M_n \cdot 1000}{P}$$

де P - норма витрати нормалізованого молока на 1 т сиру, $P=10970$ кг/т.

Маса зрілого сиру з урахуванням всихання [11]:

$$M_{з.сир} := \frac{M_{з.сир} \cdot 100}{100 - Bс}$$

де $Bс$ - норма всихання сиру у період дозрівання (в плівці - 5,3%).

Кількість головок сиру при розрахунковій вазі головки 10 кг:

$$K_2 := \frac{M_{3.сир}}{10}$$

Маса сыворотки складає 80% маси нормалізованого молока:

$$M_{сир} := M_n \cdot 0.8$$

Маса підсирних вершків жирністю 35%, які одержують при сепарації сыворотки [11]:

$$M_{нс} := \frac{M_{сир} \cdot (Ж_{сир} - Ж_{о.сир}) \cdot (100 - B_{нс})}{(Ж_{нс} - Ж_{о.сир}) \cdot 100}$$

де $Ж_{сир} = 0,36$ - жирність сыворотки, %; $Ж_{о.сир} = 0,1$ - жирність обезжиреної сыворотки, %; $Ж_{пв} = 35$ - жирність підсирних вершків, %; $B_{пв} = 0,4$ - втрати підсирних вершків, %.

Маса обезжиреної підсирної сыворотки [11]:

$$M_{о.сир} := \frac{(M_{сир} - M_{нс}) \cdot (100 - 0.5)}{100}$$

За прийнятою технологією масло виготовлюється за методом перетворення високожирних вершків. Загальна маса вершків жирністю 35%, які одержують при виробництві сиру [1]:

$$M_{в.зак} := M_{нс} + M_в$$

Маса високожирних вершків 72,5% отримана з вершків жирністю 35%:

$$M_{вжв} := \frac{M_{в.зак} \cdot (Ж_в - Ж_{пх}) \cdot (100 - B_{вжв})}{(Ж_{вжв} - Ж_{пх}) \cdot 100}$$

де $M_{в.зак}$ - маса вершків, кг; $Ж_{вжв}$ - жирність високожирних вершків, %; $Ж_{пх}$ - жирність пахти, %; $B_{пх}$ - втрати пахти при сепарації, %.

$Ж_{вжв} = 72,5\%$, $Ж_в = 35\%$, $Ж_{пх} = 0,5\%$, $B_{пх} = 0,25\%$.

Маса вершкового масла отриманого з ВЖВ дорівнює масі ВЖВ.

$$M_{мс} := M_{вжв}$$

Маса пахти після сепарації ВЖВ:

$$M_{пх} := M_{в.зак} - M_{вжв}$$

На сушку та концентрацію може відправлятися обезжирена сиворотка та пахта. Загальна кількість яке висушується становить:

$$M_{OMЗ} := M_{O.CMB} + M_{ПХ}$$

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

$$M_{CC} := \frac{M_{OMЗ}}{7.6}$$

4.2. Розміри та планування приміщень холодильника

Будівля маслосирзаводу та камер холодильника одноповерхова виконана за каркасною схемою із самонесучими стінами, при використанні яких навантаження від покриття та підвісного обладнання передається на каркас зі збірних елементів (колон, балок). Самонесучі стіни опираються на фундамент. Сітка колон - 6x12 м.

Фундаменти будівлі холодильника сприймають все навантаження від будівельних конструкцій, вантажів, обладнання і передають їх на ґрунт. При будівництві холодильника використовувався залізобетонний фундамент, з кріпленнями під колони.

На рис.4.1 наведено генплан МСЗ з позначенням холодильних камер.

Характеристика холодильних камер МСЗ зведено в табл.4.3.

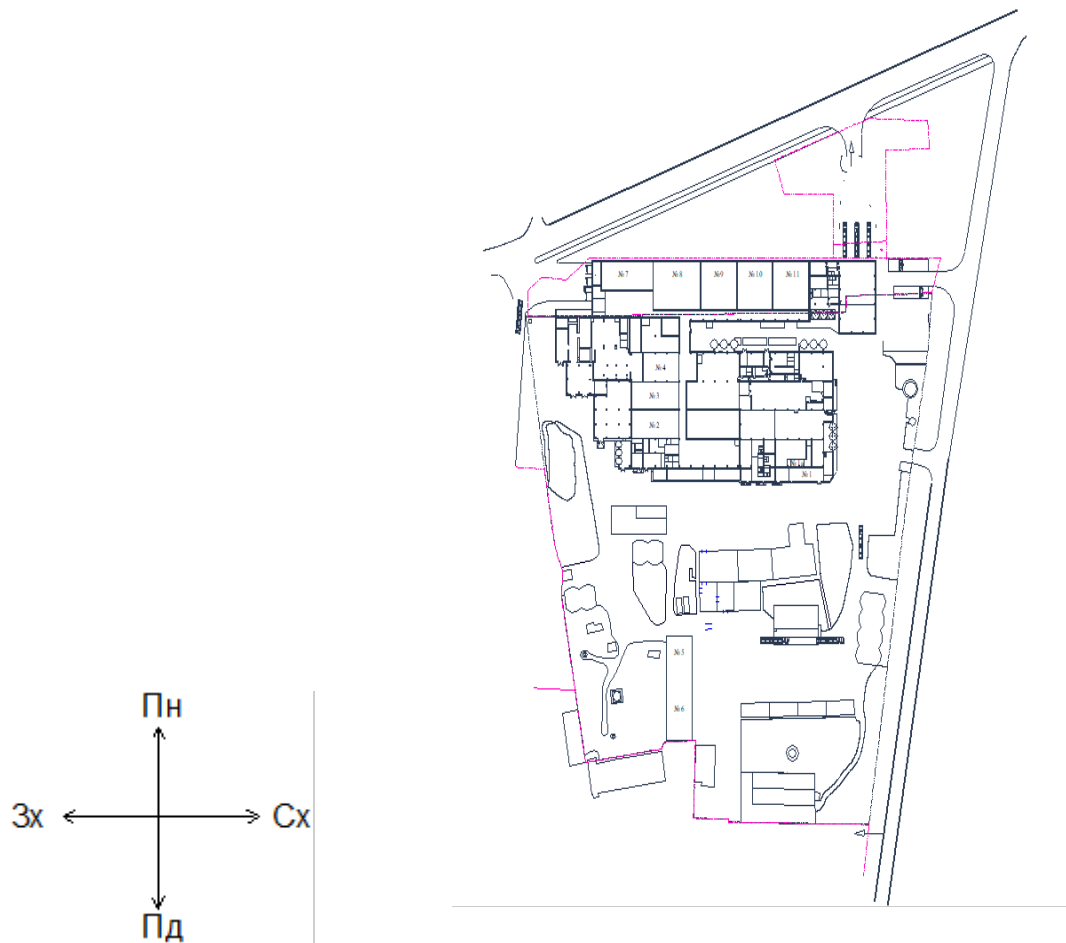


Рисунок 4.1. Генплан підприємства

4.3. Повірковий розрахунок ізоляційних конструкцій холодильника

Для перевірки існуючого обладнання проводимо повірковий розрахунок ізоляції та теплового навантаження.

Конструкція огорож холодильних камер різна, залежно від того, коли вони були введені в експлуатацію. Для визначення теплонадходження у камери визначимо коефіцієнти теплопередачі існуючих огорож, з урахуванням їхньої реконструкції (теплоізоляція камер №5 та №6).

Конструкція огорож камер представлена в таблиці 4.4

Термічний опір окремих шарів будівельної конструкції за формулою:

$$R_i := \frac{\delta_i}{\lambda_i} \quad , \quad (m^2 \cdot K) / Wt$$

де δ_i - товщина будівельного шару, м; λ_i - коефіцієнт теплопровідності будівельного шару, $Wt/(m \cdot K)$.

Сумарний термічний опір всіх будівельних шарів за формулою:

Розрахунок дійсного коефіцієнта теплопередачі проводимо за формулою 8.3 [5]:

$$K_d := \frac{1}{\frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_6}}, \quad \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Всі розрахунки зводимо в таблицю 4.4.

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

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

Початковими даними для розрахунку є план холодильника з нанесенням розмірів камер та орієнтації по сторонам світу (наведено на рис.4.1.), значення коефіцієнтів теплопередачі будівельно-ізоляційних конструкцій табл.4.4, температура та вологість в камерах, зовнішнього повітря, та суміжних приміщень, температура та кількість вантажів що надходять до камер.

Розрахунок теплопритоків від зовнішнього повітря та приміщень з більшою температурою

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

Розраховуємо теплоприток від зовнішнього повітря та приміщень з більшою температурою за формулою 9.2. [5]:

де Q_{1m} - теплоприток через зовнішнє огороження, Вт; Q_{1c} - теплоприток від дії сонячної радіації, Вт.

$$Q_1 := Q_{1m} + Q_{1c}, \quad \text{Вт}$$

Розраховуємо теплоприток через зовнішнє огороження під дією різниці температур за формулою 9.3. [5]:

$$Q_{1m} := K_d \cdot F \cdot (t_3 - t_6), \quad \text{Вт}$$

де F - площа огороження, м^2 ; t_3 - температура ззовні огороження, $^{\circ}\text{C}$; t_6 - температура в камері, $^{\circ}\text{C}$.

Знаходимо теплопритік від дії сонячної радіації по формулі 9.7 [5]:

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

де Δt_c - надлишкова різниця температури від дії сонячної радіації (таблиця 9.1 [5]). °C.

Теплопритоки через підлогу, що не має обігрівання визначається по формулі 9.13 [5]:

$$Q_{1m} := \Sigma K_y \cdot F \cdot (t_3 - t_6) \cdot m$$

де F - площа відповідної зони підлоги шириною 2 м, м^2 ; ΣK_y - умовний коефіцієнт теплопередачі відповідної зони підлоги шириною 2м [5]; t_3 - температура ззовні огороження, °C; t_6 - температура в камері, °C, m - коефіцієнт, що враховує відносне зростання термічного опору підлоги при наявності ізоляції.

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

Умовний коефіцієнт становить:

для першої зони: до 2-х метрів від стіни 0,47 Вт/(м²К);
 для другої зони: від 2-х до 4-х метрів - 0,23 Вт/(м²К);
 для третьої зони: від 4-х до 6-х метрів - 0,12 Вт/(м²К);
 для решти підлоги - 0,07 Вт/(м²К).

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

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

Всі розрахунки зводимо в таблицю 4.5.

Розрахунок теплопритоків при термічній обробці продуктів

Розраховуємо теплопритік при термічній обробці продуктів за формулою:

$$Q_2 := Q_{2n} + Q_{2m} \quad , \text{ Вт}$$

де Q_{2n} - теплопритік від продуктів, Вт; Q_{2m} - теплопритік від тари, Вт.

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

$$Q_{2n} := M_{\partial} \cdot (i_n - i_x) \cdot \frac{1000 \cdot 1000}{\tau \cdot 3600}, \text{ Вт}$$

де M_{∂} - добове надходження продукта в камеру, т/добу; i_n - ентальпія продукту при надходженні в камеру (додаток 10 [5]), кДж/кг ; i_x - ентальпія продукту після холодильної обробки (додаток 10 [5]), кДж/кг ; $1000 \cdot 1000$ - перевідні коефіцієнти із тон в кг, із кДж/кг в Дж; τ - час холодильної обробки продукту, год; 3600 - перевідний коефіцієнт із годин в секунди.

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

$$Q_{2m} := M_{\partial m} \cdot C_m \cdot (t_n - t_x) \cdot \frac{1000 \cdot 1000}{\tau \cdot 3600}, \text{ Вт}$$

де $M_{\partial m}$ - добове надходження тари в камеру, т/добу; C_m - теплоємність тари (с.129 [7]), $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; t_n - температура тари при надходженні в камеру, $^{\circ}\text{C}$; t_x - температура тари після холодильної обробки, $^{\circ}\text{C}$.

Всі розрахунки зводимо в таблицю 4.6.

Розрахунок теплопритоків від зовнішнього повітря при вентиляції камер

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

Розрахунок експлуатаційних теплопритоків

Розраховуємо експлуатаційні теплопритоки за формулою 9.18 [5]:

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

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

Знаходимо теплопритік від освітлення за формулою 9.13 [5]:

$$q_1 := A \cdot F, \text{ Вт}$$

де A - питомий теплопритік від приладів на 1 м^2 підлоги (с.60 [5]), $\text{Вт}/\text{м}^2$; F - площа камери, м^2 .

Знаходимо теплопритік від перебування людей за формулою 9.14 [5]:

$$q_2 := 350 \cdot n, \text{ Вт}$$

де 350 - теплопритік від однієї працюючої людини (с.60 [5]), $\text{Вт}/\text{чол}$; n - кількість людей (с.60 [5]), чол .

Знаходимо теплопритік від працюючих електродвигунів

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

де $N_{\text{ел}}$ - сумарна потужність всіх електродвигунів (с.60 [5]), кВт; 1000 перевідний коефіцієнт із кВт в Вт.

Знаходимо теплопритік від відкривання дверей за формулою 9.17 [5]:

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

де m^2 - питомий теплопритік на 1 m^2 підлоги (таблиця 9.2 [5]), $\text{Вт}/m^2$; F - площа камери, .

Всі розрахунки зводимо в таблицю 4.7.

4.5. Визначення навантаження на обладнання та

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 [1]) рекомендованому для холодильників з великою кількістю камер (споживачів холоду).

Навантаження на компресор від теплопритоку через огороження приймають:

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

Навантаження на компресор від термічної обробки:

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

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

Навантаження на компресор від експлуатаційних теплопритоків

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

Навантаження на камерне обладнання враховуємо у повному обсязі.

Необхідна холодопродуктивність компресорів розраховується за формулою 9.20 [1]:

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

$k_{_1}:=1.05$ - коефіцієнт, що враховує втрати в трубопроводах та апаратах

$k_{_2}:=1.055$ - коефіцієнт, що враховує втрати в трубопроводах та апаратах

$k_{_3}:=1.12$ - коефіцієнт, що враховує втрати в трубопроводах та апаратах холодильної установки у випадку охолодження проміжним

$b:=0.9$ - коефіцієнт робочого часу для великих установок (22 годин);

$b:=0.7$ - коефіцієнт робочого часу для малих установок (16 годин).

Розраховані навантаження на камерне обладнання камер та навантаження на компресор заносимо в табл. 4.8.

Розрахункову холодопродуктивність компресорів залежно від температури кипіння та аналізованої схеми наведена у табл. 4.9.

5. Тепловий розрахунок обраних для аналізу схем ХУ та вибір обладнання

5.1. Вибір розрахункових робочих режимів холодильних машин

Розрахункові параметри зовнішнього повітря

Параметри зовнішнього повітря прийняті для розрахунків у м.Канів наведено в табл. 5.1.

Таблиця 5.1.

Місто	Температура, °С			Розрахункова відносна вологість, %	
	Середня річна	Розрахункова літня	Розрахункова зимня	літня	зимня
Канів	7,2	31,7	-21	52	82

Режим роботи холодильної установки характеризується температурами кипіння, конденсації, переохолодження, всмоктування.

Правильно вибраний температурний режим роботи холодильної установки визначає її економічність.

Температури в характерних точках циклу визначаємо виходячи з таких

Температура конденсації:

у випадку використання повітряних конденсаторів, температуру приймаємо за даними отриманими під час обстеження виробництва;

у випадку використання пластинчатих конденсаторів проточного типу температуру визначаємо виходячи з визначеної температури мокрого термометра: температура води на виході з градирні (на вході до конденсатора) на 3-4 °С вища від температури мокрого термометра, нагрівання води в конденсаторі - 2-6 °С ; оптимальна температура конденсації - на 3-5 °С вища температури води на виході з конденсатора.

Температуру переохолодження приймаємо на 3-5 °С нижчою від температури конденсації.

Температуру на всмоктуванні до компресора приймаємо: для аміачних холодильних машин на 5 °С вищою від температури кипіння;

Розрахункові режими роботи холодильних машин аналізованих схем зведено

Таблиця 5.2.

Параметр	Розмірність	Аналізована схема			
		Схема 1	Схема 2	Схема 3	Схема 4
Розрахункова температура повітря	°С	31,7			
Відносна вологість	%	52			
Температура мокрого термометра	°С	23			
Температура конденсації	°С	46	36	46	36
Температура переохолодження	°С	43	33	43	33
Температура кипіння					
охолодження крижаної води	°С	-	-10	-10	-4
охолодження гліколю	°С	-12	-	-12	-12
охолодження камер -2 °С	°С	-12	-12	-12	-
охолодження камер 8 °С	°С	0	0	0	-
Температура всмоктування					
охолодження крижаної води	°С	-	1	-	1
охолодження гліколю	°С	0	-	0	-7
охолодження камер -2 °С	°С	15	15	15	-
охолодження камер 8 °С	°С	20	20	20	-

5.2. Розрахунок існуючої холодильної установки (схема 1)

Розрахунок холодильної машини для приготування

Для приготування "крижаної" води використовуються одноступеневі холодильні машини з економайзером. Принципова схема такої машини наведена на рис.5.1.

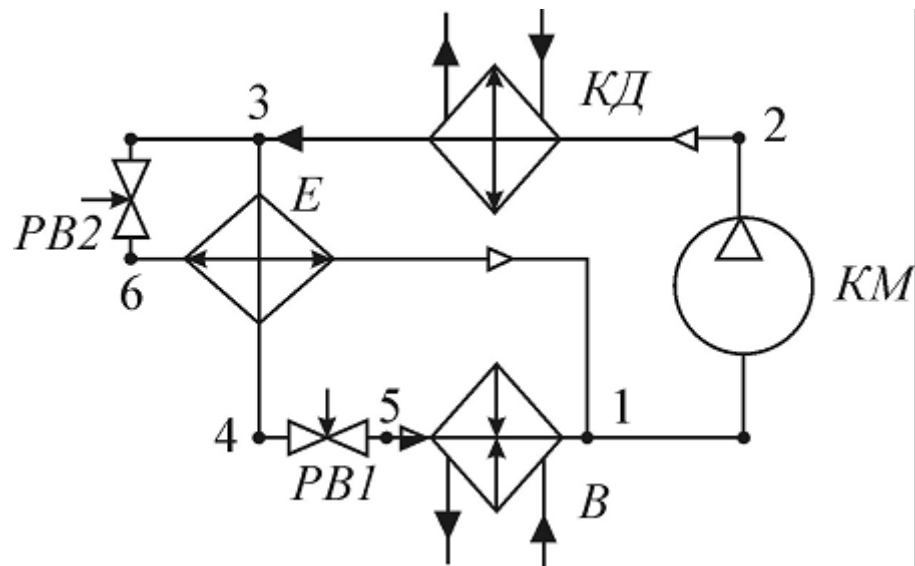


Рисунок 5.1. Принципова схема

Холодильний агент, який використовують для охолодження гліколю - R22. Для побудови циклу та подальшого розрахунку необхідно визначити температуру на всмоктуванні та перед регулювальним вентиляем. Для цього скористаємося методикою наведеною в [].

Температури в характерних точках будемо приймати за температурами, які рекомендовані для роботи холодильних машин, встановлених на заводі: на

$$t_1 := t_0 + 10 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$t_4 := 36 \cdot ^\circ\text{C}$$

Температура у т.6 дорівнює температурі кипіння холодильного агента.

Отримавши значення температур у всіх характерних точках циклу, будуємо його на діаграмі стану, та визначаємо усі інші параметри. Для цього використовуємо програму Coolpack. Параметри заносимо до табл.5.3.

Таблиця 5.3

№	Тиск МПа	Температура °С	Ентальпія кДж/кг	Питомий об'єм м ³ /кг
1	0.33	-2	408	0.074
2	1.77	84	453	0.016
3	1.77	46	257	
4	1.77	36	244	
5	0.33	-12	244	
6	0.33	-12	257	

Розраховуємо питому масову продуктивність R22 за формулою 11.1 [1]:

$$q_o := h_1 - h_5$$

Знаходимо питому теоретичну (адіабатну) роботу компресора за формулою 11.2[1]

$$w_m := h_2 - h_1$$

Знаходимо питоме теоретичне теплове навантаження на конденсатор за

$$q_k := h_2 - h_3$$

Необхідна теоретична холодопродуктивність компресорів (табл.:

$$Q_{om_кв} := 4642.9 \cdot кВт$$

Розраховуємо необхідну масову витрату холодоагента через випарник ХМ за формулою 11.4 [1]:

$$G_m := \frac{Q_{om_кв}}{q_o}$$

Витрата холодильного агента на охолодження основного потоку, що

$$G_o := G_m \cdot \frac{h_3 - h_4}{h_1 - h_6}$$

Знаходимо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресора.

Коефіцієнт подачі компресора, визначається в залежності від відношення тисків p_k/p_o , для гвинтових компресорів (з рис.11.2 [1]).

$$\lambda := 0.84$$

$$V_m := \frac{G_m \cdot v_l}{\lambda}$$

За отриманими значеннями продуктивності для отримання "крижаної" води підбираємо водоохолоджувальну установку фірми CIAT марки LWN 2800 B, на базі одноступеневих гвинтових компресорів з економайзером фірми Bitzer CSH 9561-210. До встановлення приймаємо 8 водоохолоджуваних установок, кожна з яких укомплектована двома компресорами. Технічні характеристики установки неведено в табл. 5.4. Характеристика компресора

Таблиця 5.4.

Inputs	
Параметр	LWN 2800 B
Марка компресора	LT-Y
Довжина, мм	6506
Ширина, мм	2251
Висота, мм	2463
Маса, кг.	5196
Об'єм стискання холодоагента м ³ /год	2x615
Потужність електро двигуна	2x157,4
Площа поверхні конденсатора, м ²	1920
Outputs	

Визначаємо теоретичну потужність компресорів:

$$N := G_m \cdot (h_2 - h_1)$$

Розраховуємо потужність на валу компресора за формулою:

$$\eta_e := 0.72$$

$$N_e := \frac{N}{\eta_e}$$

- де ефективний ККД компресора визначений від ступеня стискання за рис.П.32 [3] ст.177.

Розраховуємо електричну потужність (споживану з мережі):

$$\eta_{\text{ел}} := 0.9 \quad N_{\text{ел}} := \frac{N_{\text{е}}}{\eta_{\text{ел}}}$$

Компресори чилерів комплектується електродвигунами, потужність яких перевищує споживану із електричної мережі ($N_{\text{дв}}=157.4$ кВт).

Повірковий розрахунок конденсатора холодильної машини

Розраховуємо дійсне навантаження на конденсатор за формулою:

Дійсне теплове навантаження конденсаторів:

$$Q_{\text{кд}} := Q_{\text{от_хв}} + N_{\text{е}}$$

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

$\theta_{\text{ср}} = 12$ °C - температурний напір повітряного конденсатора;

$k := 35 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}$ - коефіцієнт теплопередачі для повітряного хладонового

$$F_{\text{к}} := \frac{Q_{\text{кд}}_{\text{вод}}}{k \cdot \theta_{\text{ср}}} \quad F_{\text{к}} := 15268 \cdot \text{м}^2$$

Водоохолоджувальна установка фірми CIAT марки LWN 2800 В укомплектовані необхідними за площею конденсаторами $F_{\text{к}}=2000$ м².

Основні технічні характеристики повітряного конденсатора водоохолоджувальній машини :

- Вентилятори: осьовий вентилятор з безпосереднім приводом, діаметр робочого колеса 910 мм;
- Кількість вентиляторів: 12 шт.;
- Частота обертання: 910 об/хв;
- Витрата повітря: 264 000 м³/год;
- Споживана потужність (одного) електродвигуна: 1,8 кВт; сумарне - 21,6 кВт.

Розрахунок холодильних машин для охолодження камер

Розрахунок камери №1 - охолодження та дозрівання масла з температурою кипіння холодоагенту $t_0 = -12^\circ\text{C}$.

Розрахункова схема фреонової одноступеневої холодильної машини для камери охолодження та дозрівання масла наведена на рисунку.

Будуємо цикл одноступеневої холодильної машини в h - lgr діаграмі.

Знаходимо та заносимо до таблиці 5.5 характеристики вузлових точок циклу:

Таблиця 5.5

№	Тиск МПа	Температура $^\circ\text{C}$	Ентальпія кДж/кг	Питомий об'єм $\text{м}^3/\text{кг}$
1	0.329	0	409	0.074
2	1.77	86	454	0.017
3	1.77	46	260	
4	1.77	43	254	
5	0.329	-12	254	
6	0.329	-12	400	

Розраховуємо питому масову продуктивність R22 за формулою 11.1 [1]:

$$q_o := h_1 - h_5$$

Знаходимо питому теоретичну (адіабатну) роботу компресора за формулою 11.2 [1]

$$w_m := h_2 - h_1$$

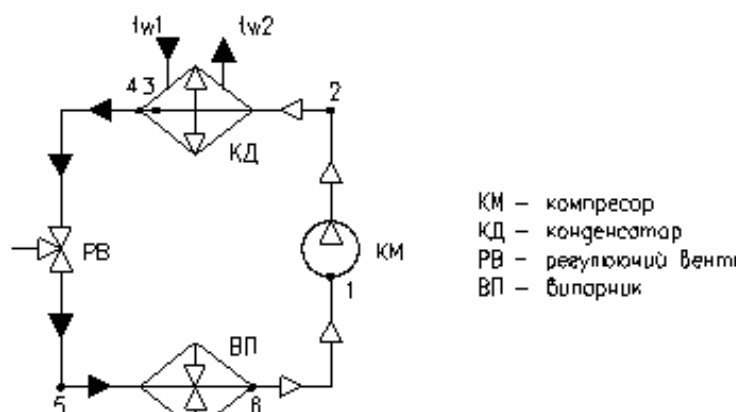


Рисунок 5.2. Принципова схема холодильної машини.

Знаходимо питоме теоретичне теплове навантаження на конденсатор за

$$q_k := h_2 - h_3$$

Необхідна теоретична холодопродуктивність компресора (табл.: 4.9)

$$Q_{om_1} := 8.093 \cdot \kappa Bm$$

Розраховуємо необхідну масову витрату холодоагента через випарник ХМ за формулою 11.4 [1]:

$$G_m := \frac{Q_{om_1}}{q_o}$$

Знаходимо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресора.

Коефіцієнт подачі компресора, визначається в залежності від відношення тисків p_k/p_o , для поршневих компресорів (з рис.11.2 [1]).

$$\lambda := 0.72$$

$$V_m := \frac{G_m \cdot v_1}{\lambda}$$

За отриманими значеннями продуктивності підбираємо компресорно-конденсаторний агрегат LH64E/4FES-3-40S фірми "BITZER" на базі одноступеневого напівгерметичного компресора 4FES-3-40S та повітряним конденсатором. Технічні характеристики компресорно-конденсаторного агрегату наведено в табл. 5.6

Таблиця 5.6

Параметр	LH64E/2CES-3-40S	LH135E/4GE-23-40P	LH135E/4NES-20-40P	LH135E/4PES-15-40P
Марка компресора	2CES-3-40S	4GE-23-40P	4NES-20-40P	4PES-15-40P
Довжина, мм	1000	1000	1000	1000
Ширина, мм	672	1591	1591	1591
Висота, мм	687	998	998	998
Маса, кг.	129	373	334	331
Об'єм стискання холодоагента м ³ /год	16,24	84,5	56,25	48,5
Потужність електро двигуна, кВт	5	27	19	16
Об'ємна витрата повітря на охолодження КД м ³ /год	3100	10400	10400	10400
Потужність дигуна вентилятора КД, кВт	0,33	0,315	0,315	0,315

Визначаємо теоретичну потужність компресорів:

$$N := G_m \cdot (h_2 - h_1)$$

Розраховуємо потужність на валу компресора за формулою:

$$\eta_e := 0.72 \quad N_e := \frac{N}{\eta_e}$$

- де ефективний ККД компресора визначений від ступеня стискання за рис.П.32 [3] ст.177.

Розраховуємо електричну потужність (споживану з мережі):

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

Компресорно-конденсаторний агрегат комплектується електродвигуном, потужність яких перевищує споживану із електричної мережі ($N_{дв}=5,3$ кВт).

Розрахунок камери №5 - дозрівання сиру на стелажах з температурою кипіння холодоагенту $t_0 = -12$ °C.

Необхідна теоретична холодопродуктивність компресора (табл.: 4.9)

$$Q_{ом_5} := 58.08 \cdot \text{кВт}$$

Розраховуємо необхідну масову витрату холодоагента через випарник ХМ за формулою 11.4 [1]:

$$G_m := \frac{Q_{ом_5}}{q_o}$$

Знаходимо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресора.

Коефіцієнт подачі компресора, визначається в залежності від відношення тисків p_k/p_o , для поршневих компресорів (з рис.11.2 [1]).

$$\lambda := 0.72$$

$$V_m := \frac{G_m \cdot v_l}{\lambda}$$

За отриманими значеннями продуктивності підбираємо два компресорно-конденсаторних агрегати LH135E/4GE-23-40P фірми "BITZER" на базі одноступеневого напівгерметичного компресора 4GE-23-40P та повітряним конденсатором. Технічні характеристики компресорно-конденсаторного агрегат наведено в табл. 5.6

Визначаємо теоретичну потужність компресорів:

$$N := G_m \cdot (h_2 - h_1) \quad N = ? \text{ кВт}$$

Розраховуємо потужність на валу компресора за формулою:

$$\eta_e := 0.72 \quad N_e := \frac{N}{\eta_e} \quad N_e = ? \text{ кВт}$$

- де ефективний ККД компресора визначений від ступеня стискання за рис.П.32 [3] ст.177.

Розраховуємо електричну потужність (споживану з мережі):

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

Компресорно-конденсаторний агрегат комплектується електродвигуном, потужність яких перевищує споживану із електричної мережі ($N_{дв} = 27 \text{ кВт}$).

Розрахунок камери №6 - дозрівання сиру на стелажях з температурою кипіння холодоагенту $t_0 = -12 \text{ }^\circ\text{C}$.

Необхідна теоретична холодопродуктивність компресора (табл.: 4.9)

$$Q_{ом_6} := 56.62 \cdot \text{кВт}$$

Розраховуємо необхідну масову витрату холодоагента через випарник ХМ за формулою 11.4 [1]:

$$G_m := \frac{Q_{ом_6}}{q_o}$$

Знаходимо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресора.

Коефіцієнт подачі компресора, визначається в залежності від відношення тисків p_k/p_o , для поршневих компресорів (з рис.11.2 [1]).

$$\lambda := 0.72$$

$$V_m := \frac{G_m \cdot v_1}{\lambda}$$

За отриманими значеннями продуктивності підбираємо два компресорно-конденсаторних агрегати LH135E/4GE-23-40P фірми "BITZER" на базі одноступеневого напівгерметичного компресора 4GE-23-40P та повітряним конденсатором. Технічні характеристики компресорно-конденсаторного агрегату наведено в табл. 5.6

Визначаємо теоретичну потужність компресорів:

$$N := G_m \cdot (h_2 - h_1)$$

Розраховуємо потужність на валу компресора за формулою:

$$\eta_e := 0.72 \quad N_e := \frac{N}{\eta_e}$$

- де ефективний ККД компресора визначений від ступеня стискування за рис.П.32 [3] ст.177.

Розраховуємо електричну потужність (споживану з мережі):

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

Компресорно-конденсаторний агрегат комплектується електродвигуном, потужність яких перевищує споживану із електричної мережі ($N_{дв} = 27$ кВт).

Розрахунок камери №7 - зберігання сиру на стелажах з температурою кипіння холодоагенту $t_0 = -12$ °C.

Необхідна теоретична холодопродуктивність компресора (табл.: 4.9)

$$Q_{om_7} := 59.2 \cdot \text{кВт}$$

Розраховуємо необхідну масову витрату холодоагента через випарник ХМ за формулою 11.4 [1]:

$$G_m := \frac{Q_{om_7}}{q_o}$$

Знаходимо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресора.

Коефіцієнт подачі компресора, визначається в залежності від відношення тисків p_k/p_o , для поршневих компресорів (з рис.11.2 [1]).

$$\lambda := 0.72$$

$$V_m := \frac{G_m \cdot v_1}{\lambda}$$

За отриманими значеннями продуктивності підбираємо два компресорно-конденсаторних агрегати LH135E/4GE-23-40P фірми "BITZER" на базі одноступеневого напівгерметичного компресора 4GE-23-40P та повітряним конденсатором. Технічні характеристики компресорно-конденсаторний агрегат наведено в табл. 5.6

Визначаємо теоретичну потужність компресорів:

$$N := G_m \cdot (h_2 - h_1)$$

Розраховуємо потужність на валу компресора за формулою:

$$\eta_e := 0.72 \quad N_e := \frac{N}{\eta_e}$$

- де ефективний ККД компресора визначений від ступеня стискання за рис.П.32 [3] ст.177.

Розраховуємо електричну потужність (споживану з мережі):

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

Компресорно-конденсаторний агрегат комплектується електродвигуном, потужність яких перевищує споживану із електричної мережі ($N_{дв} = 27$ кВт).

Розрахунок камери №8 - зберігання сиру на стелажах з температурою кипіння холодоагенту $t_0 = -12$ °C.

Необхідна теоретична холодопродуктивність компресора (табл.: 4.9)

$$Q_{om_g} := 65.6 \cdot кВт$$

Розраховуємо необхідну масову витрату холодоагента через випарник ХМ за формулою 11.4 [1]:

$$G_m := \frac{Q_{om_8}}{q_o}$$

Знаходимо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресора.

Коефіцієнт подачі компресора, визначається в залежності від відношення тисків p_k/p_o , для поршневих компресорів (з рис.11.2 [1]).

$$\lambda := 0.72$$

$$V_m := \frac{G_m \cdot v_l}{\lambda}$$

За отриманими значеннями продуктивності підбираємо два компресорно-конденсаторних агрегати LH135E/4GE-23-40P фірми "BITZER" на базі одноступеневого напівгерметичного компресора 4GE-23-40P та повітряним конденсатором. Технічні характеристики компресорно-конденсаторного агрегату наведено в табл. 5.6

Визначаємо теоретичну потужність компресорів:

$$N := G_m \cdot (h_2 - h_1)$$

Розраховуємо потужність на валу компресора за формулою:

$$\eta_e := 0.72 \quad N_e := \frac{N}{\eta_e}$$

- де ефективний ККД компресора визначений від ступеня стискання за рис.П.32 [3] ст.177.

Розраховуємо електричну потужність (споживану з мережі):

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

Компресорно-конденсаторний агрегат комплектується електродвигуном, потужність яких перевищує споживану із електричної мережі ($N_{дв}=27$ кВт).

Розрахунок камери №2 - дозрівання сиру на стелажках з температурою кипіння холодоагенту $t_0=0$ °C.

Розрахункова схема фреонової одноступеневої холодильної машини ідентична аопередній та наведена на рисунку 5.2.

Будуємо цикл одноступеневої холодильної машини в h-lgr діаграмі.

Знаходимо та заносимо до таблиці 5.7 характеристики вузлових точок циклу:

Розраховуємо питому масову продуктивність R22 за формулою 11.1 [1]:

$$q_o := h_1 - h_5$$

Знаходимо питому теоретичну (адіабатну) роботу компресора за формулою 11.2[1]:

$$w_m := h_2 - h_1$$

Знаходимо питоме теоретичне теплове навантаження на конденсатор за

$$q_k := h_2 - h_3$$

Необхідна теоретична холодопродуктивність компресора (табл.: 4.9)

$$Q_{om_2} := 35.8 \cdot кВт$$

Розраховуємо необхідну масову витрату холодоагента через випарник ХМ за формулою 11.4 [1]:

$$G_m := \frac{Q_{om_2}}{q_o}$$

Знаходимо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресора.

Коефіцієнт подачі компресора, визначається в залежності від відношення тисків p_k/p_o , для поршневих компресорів (з рис.11.2 [1]).

$$\lambda := 0.79$$

$$V_m := \frac{G_m \cdot v_1}{\lambda}$$

За отриманими значеннями продуктивності підбираємо компресорно-конденсаторний агрегат LH135E/4NES-20-40P фірми "BITZER" на базі одноступеневого напівгерметичного компресора 4NES-20-40P та повітряним конденсатором.

Визначаємо теоретичну потужність компресорів:

$$N := G_m \cdot (h_2 - h_1)$$

Розраховуємо потужність на валу компресора за формулою:

$$\eta_e := 0.72$$

$$N_e := \frac{N}{\eta_e}$$

$$N_e = ? \text{ кВт}$$

- де ефективний ККД компресора визначений від ступеня стискання за рис.П.32 [3] ст.177.

Розраховуємо електричну потужність (споживану з мережі):

$$\eta_{ел} := 0.9$$

$$N_{ел} := \frac{N_e}{\eta_{ел}}$$

Компресорно-конденсаторний агрегат комплектується електродвигуном, потужність яких перевищує споживану із електричної мережі ($N_{дв}=19$ кВт).

Розрахунок камери №3 - дозрівання сиру на стелажах з температурою кипіння холодоагенту $t_0=0$ °С.

Необхідна теоретична холодопродуктивність компресора (табл.: 4.9)

$$Q_{от_3} := 34.95 \cdot \text{кВт}$$

Розраховуємо необхідну масову витрату холодоагента через випарник ХМ за формулою 11.4 [1]:

$$G_m := \frac{Q_{от_3}}{q_o}$$

Знаходимо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресора.

Коефіцієнт подачі компресора, визначається в залежності від відношення тисків p_k/p_o , для поршневих компресорів (з рис.11.2 [1]).

$$\lambda := 0.79$$

$$V_m := \frac{G_m \cdot v_1}{\lambda}$$

За отриманими значеннями продуктивності підбираємо компресорно-конденсаторний агрегат LH135E/4NES-20-40P фірми "BITZER" на базі одноступеневого напівгерметичного компресора 4NES-20-40P та повітряним конденсатором. Технічні характеристики компресорно-конденсаторного агрегату наведено в табл. 5.6.

Визначаємо теоретичну потужність компресорів:

$$N := G_m \cdot (h_2 - h_1)$$

Розраховуємо потужність на валу компресора за формулою:

$$N_e := \frac{N}{\eta_e}$$

- де ефективний ККД компресора визначений від ступеня стискання за рис.П.32 [3] ст.177.

Розраховуємо електричну потужність (споживану з мережі):

$$N_{ел} := \frac{N_e}{\eta_{ел}}$$

Компресорно-конденсаторний агрегат комплектується електродвигуном, потужність яких перевищує споживану із електричної мережі ($N_{дв}=19$ кВт).

Розрахунок камери №4 - дозрівання сиру на стелажих з температурою кипіння холодоагенту $t_0=0$ °С.

Необхідна теоретична холодопродуктивність компресора (табл.: 4.9)

$$Q_{ом_4} := 31.45 \cdot кВт$$

Розраховуємо необхідну масову витрату холодоагента через випарник ХМ за формулою 11.4 [1]:

$$G_m := \frac{Q_{ом_4}}{q_o}$$

Знаходимо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресора.

Коефіцієнт подачі компресора, визначається в залежності від відношення тисків p_k/p_o , для поршневих компресорів (з рис.11.2 [1]).

$$\lambda := 0.79$$

$$V_m := \frac{G_m \cdot v_1}{\lambda}$$

За отриманими значеннями продуктивності підбираємо компресорно-конденсаторний агрегат LH135E/4NES-20-40P фірми "BITZER" на базі одноступеневого напівгерметичного компресора 4NES-20-40P та повітряним конденсатором. Технічні характеристики компресорно-конденсаторного агрегату наведено в табл. 5.6.

Визначаємо теоретичну потужність компресорів:

$$N := G_m \cdot (h_2 - h_1)$$

Розраховуємо потужність на валу компресора за формулою:

$$N_e := \frac{N}{\eta_e}$$

- де ефективний ККД компресора визначений від ступеня стискання за рис.П.32 [3] ст.177.

Розраховуємо електричну потужність (споживану з мережі):

$$N_{ел} := \frac{N_e}{\eta_{ел}}$$

Компресорно-конденсаторний агрегат комплектується електродвигуном, потужність яких перевищує споживану із електричної мережі ($N_{дв}=19$ кВт).

Розрахунок камери №9 - дозрівання сиру на стелажих з температурою кипіння холодоагенту $t_0=0$ °C .

Необхідна теоретична холодопродуктивність компресора (табл.: 4.9)

$$Q_{ом_9} := 29.38 \cdot кВт$$

Розраховуємо необхідну масову витрату холодоагента через випарник ХМ за формулою 11.4 [1]:

$$G_m := \frac{Q_{ом_9}}{q_o}$$

Знаходимо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресора.

Коефіцієнт подачі компресора, визначається в залежності від відношення тисків p_k/p_o , для поршневих компресорів (з рис.11.2 [1]).

$$\lambda := 0.79$$

$$V_m := \frac{G_m \cdot v_1}{\lambda}$$

За отриманими значеннями продуктивності підбираємо компресорно-конденсаторний агрегат LH135E/4PES-15-40P фірми "BITZER" на базі одноступеневого напівгерметичного компресора 4PES-15-40P та повітряним конденсатором. Технічні характеристики компресорно-конденсаторного

Визначаємо теоретичну потужність компресорів:

$$N := G_m \cdot (h_2 - h_1)$$

Розраховуємо потужність на валу компресора за формулою:

$$N_e := \frac{N}{\eta_e}$$

- де ефективний ККД компресора визначений від ступеня стискання за рис.П.32 [3] ст.177.

Розраховуємо електричну потужність (споживану з мережі):

$$N_{ел} := \frac{N_e}{\eta_{ел}}$$

Компресорно-конденсаторний агрегат комплектується електродвигуном, потужність яких перевищує споживану із електричної мережі ($N_{дв}=16$ кВт).

Розрахунок камери №10 - дозрівання сиру на стелажах з температурою кипіння холодоагенту $t_0=0$ °C .

Необхідна теоретична холодопродуктивність компресора (табл.: 4.9)

$$Q_{ом_10} := 29.99 \cdot \text{кВт}$$

Розраховуємо необхідну масову витрату холодоагента через випарник ХМ за формулою 11.4 [1]:

$$G_m := \frac{Q_{ом_10}}{q_o}$$

Знаходимо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресора.

Коефіцієнт подачі компресора, визначається в залежності від відношення тисків p_k/p_o , для поршневих компресорів (з рис.11.2 [1]).

$$\lambda := 0.79$$

$$V_m := \frac{G_m \cdot v_1}{\lambda}$$

За отриманими значеннями продуктивності підбираємо компресорно-конденсаторний агрегат LH135E/4NES-20-40P фірми "BITZER" на

Визначаємо теоретичну потужність компресорів:

$$N := G_m \cdot (h_2 - h_1)$$

Розраховуємо потужність на валу компресора за формулою:

$$N_e := \frac{N}{\eta_e}$$

- де ефективний ККД компресора визначений від ступеня стискання за рис.П.32 [3] ст.177.

Розраховуємо електричну потужність (споживану з мережі):

$$N_{ел} := \frac{N_e}{\eta_{ел}}$$

Компресорно-конденсаторний агрегат комплектується електродвигуном, потужність яких перевищує споживану із електричної мережі ($N_{дв}=19$ кВт).

Розрахунок камери №11 -дозрівання сиру на стелажих з температурою кипіння холодоагенту $t_0=0$ °C.

Необхідна теоретична холодопродуктивність компресора (табл.: 4.9)

$$Q_{ом_11} := 30.24 \cdot кВт$$

Розраховуємо необхідну масову витрату холодоагента через випарник ХМ за формулою 11.4 [1]:

$$G_m := \frac{Q_{ом_11}}{q_0}$$

Знаходимо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресора.

Коефіцієнт подачі компресора, визначається в залежності від відношення тисків p_k/p_0 , для поршневих компресорів (з рис.11.2 [1]).

$$\lambda := 0.79$$

$$V_m := \frac{G_m \cdot v_1}{\lambda}$$

За отриманими значеннями продуктивності підбираємо компресорно-конденсаторний агрегат LH135E/4NES-20-40P фірми "BITZER" на базі одноступеневого напівгерметичного компресора 4NES-20-40P та повітряним конденсатором. Технічні характеристики компресорно-конденсаторного агрегату наведено в табл. 5.6.

Визначаємо теоретичну потужність компресорів:

$$N := G_m \cdot (h_2 - h_1)$$

Розраховуємо потужність на валу компресора за формулою:

$$N_e := \frac{N}{\eta_e}$$

- де ефективний ККД компресора визначений від ступеня стискання за рис.П.32 [3] ст.177.

Розраховуємо електричну потужність (споживану з мережі):

$$N_{ел} := \frac{N_e}{\eta_{ел}}$$

Компресорно-конденсаторний агрегат комплектується електродвигуном, потужність яких перевищує споживану із електричної мережі ($N_{дв}=19$ кВт).

Розрахунок повітроохолодників камер охолодження та дозрівання

Розрахунок повітроохолодника камери №1 - охолодження та дозрівання

Теплове навантаження повітроохолодника:

$$Q_{обл1} := 6729 \cdot Вт$$

Приймаємо температурний напір $q_{cp}=10$ °С для повітроохолодника камери охолодження та дозрівання вершкового масла. Для повітроохолодників з оребреною зовнішньою поверхнею коефіцієнт теплопередачі можна прийняти $k=14$ Вт/(м²К).

$$\theta_{cp} := 10 \cdot К \qquad k := 14 \cdot \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Площу теплопередаючої поверхні повітроохолодника розраховують за нижче наведеною формулою.

$$F_{no} := \frac{Q_{обл1}}{k \cdot \theta_{cp}}$$

До установки приймаємо один повітроохолодник GUNTER (dx) S-GHN-045.2D/14-ANW50.E з площею теплообміну $F = 51,3 \text{ м}^2$, кількість вентиляторів $n=1$, потужністю $0,3 \text{ кВт}$, подача повітря $1,41 \text{ м}^3/\text{с}$.

Перевіряємо, чи достатня об'ємна продуктивність встановлених на них вентиляторів.

$$\rho_{ns} := 1.298 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

- густина повітря, яке виходить з повітроохолодника (визначається за h-d діаграмою)

$$h_1 := 12 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

- ентальпія повітря, яке виходить з повітроохолодника (визначається за h-d діаграмою)

$$h_2 := 6 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$V_{ns} := \frac{Q_{обл1}}{\rho_{ns} \cdot (h_1 - h_2)}$$

$$V_{ns} := 0.86 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Для всіх інших камер розрахунки робимо так само і результати заносимо до таблиць 5.8 та 5.9.

Насоси існуючої холодильної установки

Для існуючої схеми (схема 1), водяний розчин пропіленгліколя, який охолоджується в кожній машині, подається у відповідний теплообмінник, де відбувається охолодження крижаної води. Охолоджена крижана вода накопичується в магістралі і подається до споживачів.

В холодильній установці використовується три гідромодуля: два для водяного розчину пропіленгліколя, третій - для крижаної води.

До складу гідромодуля водяного розчину пропіленгліколю входять два насоси фірми WİLO марки BL 80/150-15/2, до складу водяного гідромодуля - три насоси марки NP 100/200V-55/2а.

Технічні характеристики насосу фірми WİLO марки BL 80/150-15/2:

- об'ємна подача насоса: $195 \text{ м}^3/\text{год}$;
- напір насоса: 22 м ;
- ККД двигуна насоса: $82,67\%$;
- споживана потужність з мережі: $15,63 \text{ кВт}$.

Технічні характеристики насосу фірми WILO марки NP 100/200V-55/2a :

- об'ємна подача насоса: 330 м³/год;
- напір насоса: 30 м;
- ККД двигуна насоса: 80%;
- споживана потужність з мережі: 37,4 кВт.

5.3. Розрахунок холодильної установки (схема 2)

Розрахунок холодильної машини для приготування

Визначаємо температуру кипіння холодильного агенту R717 у випарнику для одержання крижаної води на технологію:

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

$$\Delta\theta_{\text{ак}} := 6 \cdot ^\circ\text{C} \quad - \text{ повний тепловий напір у випарнику;}$$

$$t_{\text{о_вод}} := t_{\text{вод}2} - \Delta\theta_{\text{ак}}$$

Визначаємо температуру всмоктування парів холодоагенту R717 з випарника для отримання крижаної води:

$$\Delta t_{\text{пер}} := 5 \cdot ^\circ\text{C} \quad - \text{ перегрів парів холодоагенту R717 на всмоктуванні в КМ;}$$

$$t_{\text{вс_вод}} := t_{\text{о_вод}} + \Delta t_{\text{пер}} \quad t_{\text{вс_вод}} := 1.5 \cdot ^\circ\text{C}$$

Визначаємо температуру води на вході в конденсатор.

В аміачних холодильних установках з конденсаторами водяного охолодження температуру води на вході в конденсатор приймають вище на 3-4 °C від температури навколишнього повітря по мокрому термометру. Для м.Канів $t_{\text{м.м.}} := 23 \cdot ^\circ\text{C}$.

$$\Delta t_{\omega} := 5 \cdot ^\circ\text{C} \quad t_{\omega 1} := t_{\text{м.м.}} + \Delta t_{\omega} \quad t_{\omega 1} := 28 \cdot ^\circ\text{C}$$

Визначаємо температуру води на виході конденсатора:

$$\Delta t_{\omega\kappa} := 4 \cdot ^\circ\text{C} \quad - \text{ нагрівання води у конденсаторі;}$$

$$t_{\omega 2} := t_{\omega 1} + \Delta t_{\omega\kappa} \quad t_{\omega 2} := 32 \cdot ^\circ\text{C}$$

Визначаємо температуру конденсації парів аміаку по формулі:

$$t_{\kappa} := t_{\omega 1} + \Delta t_{\omega\kappa} + 3 \cdot ^\circ\text{C} \quad t_{\kappa} := 36 \cdot ^\circ\text{C}$$

Визначаємо температуру переохолодження аміаку по формулі:

$$t_{\text{н}} := t_{\kappa} - 3 \cdot ^\circ\text{C} \quad t_{\text{н}} := 33 \cdot ^\circ\text{C}$$

Розрахункова (структурна) схема аміачної одноступеневої холодильної машини для отримання льодяної води наведена на рисунку 5.2.

Будуємо цикл одноступеневої холодильної машини в h-lgr діаграмі.

Знаходимо та заносимо до таблиці 5.10. характеристики вузлових точок циклу:

Таблиця 5.10.

№	Тиск МПа	Температура °С	Ентальпія кДж/кг	Питомий об'єм м ³ /кг
1	0.369	1	1469	0.341
2	1.35	95	1659	0.124
3	1.35	36	353	
4	1.35	33	348	
5	0.369	-4	348	
6	0.369	-4	1460	

Розраховуємо питому масову продуктивність R717 за формулою 11.1 [1]:

$$q_o := h_1 - h_5$$

Знаходимо питому теоретичну (адіабатну) роботу компресора за формулою 11.2[1]:

$$w_m := h_2 - h_1$$

Знаходимо питоме теплове навантаження на конденсатор за формулою 11.3

$$q_k := h_2 - h_3$$

Необхідна теоретична холодопродуктивність компресорів:

$$Q_{om_кв} := 4643.02 \cdot кВт$$

Розраховуємо необхідну масову витрату холодоагента за формулою 11.4

$$G_m := \frac{Q_{om_кв}}{q_o}$$

Знаходимо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресора.

Коефіцієнт подачі компресора, визначається в залежності від відношення тисків рк/ро, для гвинтових компресорів (з рис.11.2 [1]).

$$\lambda := 0.84$$

$$V_m := \frac{G_m \cdot v_1}{\lambda}$$

За отриманими значеннями продуктивності підбираємо для отримання крижаної води три чилери фірми "GEA Grasso" на базі одноступеневих гвинтових компресорів з пластинчатим випарником та конденсатором марки FX PP 2400. Технічні характеристики чилерів наведено в табл. 5.11.

Таблиця 5.11.

Параметр	FX PP 2400
Марка компресора	LT-Y
Довжина	5000
Ширина	2500
Висота	3650
Маса, кг.	12800
Об'єм стискання холодоагента м ³ /год	2296
Потужність електро двигуна	450
Площа поверхні конденсатора, м ²	450
Площа поверхні випарника, м ²	250

Визначаємо теоретичну потужність компресорів:

$$N := G_m \cdot (h_2 - h_1)$$

Дійсна (індикаторна) потужність:

- де індикаторний ККД компресора визначений від ступеня стискання за граф.1 [3] ст.21.

$$\eta_i := 0.75 \quad N_i := \frac{N}{\eta_i}$$

Розраховуємо потужність на валу компресора за формулою:

$$\eta_m := 0.9 \quad N_e := \frac{N_i}{\eta_m}$$

Розраховуємо електричну потужність (споживану з мережі):

$$\eta_{ел} := 0.9$$

Компресори чилерів комплектується електродвигунами, потужність яких перевищує споживану із електричної мережі.

Витрата води на охолодження мастила компресора

Температура холодильного агента в реальному процесі стискання за відсутності мастила:

$$\eta_i := \lambda \quad \eta_i = 0.84 \quad \text{індикаторний ККД;}$$

$$h_{1c} := h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_i}$$

За ентальпією знаходимо температуру в т.2с: $t_{2c} := 112 \cdot ^\circ\text{C}$

$$T_{2c} := 385 \cdot \text{K} \quad T_1 := 274 \cdot \text{K}$$

$$c_m := 3.87 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}} \quad \text{-теплоємність мастила;} \quad \rho_s := 997 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

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

$$\pi = 3.659 \quad \text{відношення тисків у компресор;}$$

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

Приймаємо температуру в кінці стискання за наявності мастила

$$T_{2m} := 368 \cdot \text{K} \quad t_{2m} := 95 \cdot ^\circ\text{C}$$

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

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

$$n_1 = 1.355$$

$$n_2 = 1.294$$

Кількість теплоти, яке відводить мастило визначаємо за формулою:

$$Q_m := \frac{G_m \cdot T_1 \cdot c_m}{k} \cdot \left(\frac{n_1 - k}{n_1 - 1} \cdot \left(\pi \cdot \frac{n_1 - 1}{n_1} \right) + \frac{k - n_2}{n_2 - 1} \cdot \left(\pi \cdot \frac{n_2 - 1}{n_2} \right) \right)$$

Температура води на вході у теплообмінник

$$t_{\omega 1} := 28 \cdot ^\circ\text{C}$$

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

$$G_{\text{в.км}} := \frac{Q_{\text{м}}}{c_{\text{в}} \cdot (t_{\omega 2} - t_{\omega 1})}$$

$$V_{\text{в.км}} := \frac{G_{\text{в.км}}}{\rho_{\text{в}}}$$

Повірковий розрахунок конденсатора холодильної машини

Розраховуємо дійсне навантаження на конденсатор за формулою:

Дійсне теплове навантаження конденсаторів:

$$Q_{\text{кд_сод}} := Q_{\text{от_кв}} + N_i$$

$$Q_{\text{кд_сод}} = ? \text{ кВт}$$

Розраховуємо середню логарифмічну різницю температур між холодильним агентом (R717), що конденсується і охолоджуючим середовищем (оборотною водою) за формулою 11.34 [5]:

$$\theta_{\text{ср}} := \frac{t_{\omega 2} - t_{\omega 1}}{2.3 \cdot \log \left(\frac{t_{\text{к}} - t_{\omega 1}}{t_{\text{к}} - t_{\omega 2}} \right)} \quad \theta_{\text{ср}} := 4.726 \cdot ^\circ\text{C}$$

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

$$k_{\text{к}} := 1000 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \quad \text{- коефіцієнт теплопередачі для пластинчатого аміачного конденсатора (з таблиці 11.5 [5]);}$$

$$F_{\text{к.р}} := \frac{Q_{\text{кд_сод}}}{k_{\text{к}} \cdot \theta_{\text{ср}}} \quad F_{\text{к.р}} := 1203 \cdot \text{м}^2$$

Агрегати укомплектовані необхідними за площею конденсаторами.

Повірковий розрахунок випарників холодильної машини

Теплове навантаження випарників:

$$Q_{\text{об_кв}} := 3730.9 \cdot \text{кВт}$$

Розраховуємо середню логарифмічну різницю температур між киплячим

$$\theta_{cp} := \frac{t_{\text{сод}1} - t_{\text{сод}2}}{2.3 \cdot \log\left(\frac{t_{\text{сод}1} - t_{o_сод}}{t_{\text{сод}2} - t_{o_сод}}\right)} \quad \theta_{cp} := 7.12 \cdot ^\circ\text{C}$$

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

$$k_{\text{с}} := 1000 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \text{ - коефіцієнт теплопередачі для пластинчатого аміачного конденсатора (з таблиці 11.5 [5]);}$$

$$F_{\text{с}} := \frac{Q_{\text{об_кв}}}{k_{\text{с}} \cdot \theta_{cp}} \quad F_{\text{с}} := 673 \cdot \text{м}^2$$

Агрегати укомплектовані необхідними за площею випарниками.

Розрахунок і вибір градирні

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

$$Q_{\text{зр}} := Q_{\text{кд_сод}} + Q_{\text{м}}$$

На виході з градирні температура води

на вході

$$\Delta t := t_{\omega 2} - t_{\omega 1}$$

Градирні вибирають по необхідній площі поперечного перерізу $F_{\text{п.пер.}}$, яку визначають за формулою:

$$q_f := 35 \cdot \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2} \quad \text{питоме навантаження на 1 м}^2 \text{ поперечного перерізу насадки грдирні.}$$

$$F_{\text{п.пер.}} := \frac{Q_{\text{зр}}}{q_f}$$

Приймаємо до встановлення три вентиляторних градирні БМГ-1000 з площею поперечного перерізу 64 м^2 кожна та такими характеристиками:

- параметри осьього вентилятора: діаметр вентилятора 4980 мм; кількість лопастей 6 шт.; потужність встановлена 37 кВт;

- габаритні розміри: основа - 8000*8000 мм; висота - 10600 мм;

- робоча маса - 26000 кг.

Визначення діаметрів трубопроводів та гідравлічних втрат

Діаметр трубопроводів визначаємо за формулою 16.3 [5]:

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

де: $\omega_{вс} := "0.8...1.0" \cdot \frac{M}{c}$

$\omega_{н} := "1...1.3" \cdot \frac{V}{c}$ - швидкість води на стороні всмоктування із таблиці 16.1 [5];
c - швидкість води на стороні нагнітання із таблиці 16.1 [5];

V - об'ємна витрата води, м³/с.

Втрати тиску на тертя по довжині трубопровода розраховуємо за формулою 16.4[5]:

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

де: l - довжина трубопроводу, м;

ρ - густина води, кг/м³;

ω - швидкість води у трубопроводі, м/с;

d - діаметр трубопровода;

λ - коефіцієнт тертя.

Коефіцієнт тертя визначаємо залежно від значення критеріального числа Рейнольдса за формулою 16.6 [5] або 16.7.[5]:

для ламінарного режиму течії $Re < 2300$

$$\lambda_l := \frac{64}{Re}$$

$Re > 2300$

для перехідного режиму течії

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

$k := 0.2 \cdot \text{мм}$ - шорсткість труб (для сталевих труб с.152 [5]).

Числа Рейнольдса для водяних трубопроводів розраховуємо за формулою 16.5 [5]:

де: ν

- кінематична в'язкість води, м²/с.

Параметри води вибираємо з таблиць теплофізичних властивостей.

Втрати тиску на місцевих опорах визначаємо за формулою 16.7 [5]:

$$Z := \sum \xi_{\Sigma, M} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}$$

$\sum \xi_{\Sigma, M}$ - сума коефіцієнтів місцевого опору на трубопроводі (повороти, вентиляції тощо) визначаємо за довідниковими даними.

Сумарні втрати тиску у всмоктувальних та нагнітальних трубопроводах визначаємо за формулою 16.9 [5]:

$$\Delta P := \Delta P_{ec} + Z_{ec} + (\Delta P_n + Z_n)$$

Результати розрахунку зводимо до таблиці 5.12. за даними якої підбираємо насоси для системи оборотного водопостачання та подавання крижаної води на виробництво. Результати вибору насосів з їх технічними характеристиками зводимо до таблиці 5.13.

Таблиця 5.13. Насоси холодильної установки (Схема 2)

Назва трубопровода	Теплове навантаження, кВт	Швидкість прийнята, м/с	Витрата, кг/с	Об'ємна витрата, м ³ /год	Необхідна подача, м.в.ст.	Тип насосу	Примітка
Насоси льодяної води							
Подача води на технологічні потреби	4643	1,3	277,0	997,3	28,8	WILO NPG 200-350-37/4	3
Вода на чилери	4643	1,3	277,0	997,3	13,5	WILO IL200/250-18,5-4	3
Насоси оборотної води							
Насоси води на градирню	5692	1,3	339,6	1222,6	7,5	WILO NP125/250V-22/4-12	3

Розрахунок баки льодяної води

Необхідний об'єм відсіків баку льодяної води визначаємо за формулою:

$$V_6 := \frac{0.25 \cdot Q_{от_хв} \cdot \tau_ч}{\rho \cdot c \cdot \Delta t}$$

$Q_o := 4642 \cdot \text{кВт}$ - продуктивність всіх встановлених холодильних машин,

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

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

$$\tau_ч := 1800 \cdot \text{с} \quad \text{- час холодильного циклу для установок більше 186 кВт;}$$

Δt - зміна температури теплоносія у споживачів.

$$V_6 := 124.64 \cdot \text{м}^3$$

Приймаємо до встановлення баки (теплой та холодний відсіки) місткістю 140 м^3 кожен.

Для забезпечення холодом камер охолодження, дозрівання та зберігання

5.4. Розрахунок холодильної установки (схема 3)

Розрахунок холодильної машини для приготування

Визначаємо температуру кипіння холодильного агента R22 у випарнику для одержання крижаної води на технологію:

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

$$\Delta\theta_{\text{ак}} := 12 \cdot ^\circ\text{C} \quad - \text{ повний тепловий напір у випарнику};$$

$$t_{\text{o_вод}} := t_{\text{вод}2} - \Delta\theta_{\text{ак}}$$

Визначаємо температуру всмоктування парів холодоагенту R22 з випарника для отримання крижаної води:

$$\Delta t_{\text{пер}} := 10 \cdot ^\circ\text{C} \quad - \text{ перегрів парів холодоагенту R22 на всмоктуванні в}$$

$$t_{\text{вс_вод}} := t_{\text{o_вод}} + \Delta t_{\text{пер}}$$

Розрахункова (структурна) схема одноступеневої холодильної машини для отримання крижаної води наведена на рисунку 5.2.

Будуємо цикл одноступеневої холодильної машини в h - $\lg p$ діаграмі.

Знаходимо та заносимо до таблиці 5.14. характеристики вузлових точок циклу:

Таблиця 5.14.

№	Тиск МПа	Температура $^\circ\text{C}$	Ентальпія кДж/кг	Питомий об'єм $\text{м}^3/\text{кг}$
1	0.436	1	407	0.055
2	1.7	74	443	0.015
3	1.7	46	260	
4	1.7	43	254	
5	0.436	-4	254	
6	0.436	-4	400	

Розраховуємо питому масову продуктивність R22 за формулою 11.1 [1]:

$$q_o := h_1 - h_5$$

Знаходимо питому теоретичну (адіабатну) роботу компресора за формулою 11.2[1]

$$w_m := h_2 - h_1$$

Знаходимо питоме теплове навантаження на конденсатор за формулою 11.3

$$q_k := h_2 - h_3$$

Необхідна теоретична холодопродуктивність компресорів:

$$Q_{om_кв} := 2312.18 \cdot кВт$$

Розраховуємо необхідну масову витрату холодоагента за формулою 11.1

$$G_m := \frac{Q_{om_кв}}{q_o} \qquad G_m := 15.11 \cdot \frac{кг}{с}$$

Знаходимо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресора.

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

$$\lambda := 0.9$$

$$V_m := \frac{G_m \cdot v_1}{\lambda} \qquad V_m := 0.923 \cdot \frac{м^3}{с}$$

За отриманими значеннями продуктивності підбираємо для отримання крижаної води три гвинтових напівгерметичних компресора фірми "BITZER" марки CSW95113-320-40D. Технічні характеристики компресорів неведено в табл. 5.15.

Таблиця 5.15.

Параметр	CSW95113-320-40D
Марка компресора	CSW
Довжина, мм	1974
Ширина, мм	756
Висота, мм	821
Маса, кг.	1470
Об'єм стискання холодоагента м ³ /год	1120
Потужність електро двигуна, кВт	405

Визначаємо теоретичну потужність компресорів:
 $N := G_m \cdot (h_2 - h_1)$ $N := 730 \cdot \text{кВт}$

Дійсна (індикаторна) потужність:

- де індикаторний ККД компресора визначений від ступеня стискання за граф.1 [3] ст.21.

$$\eta_i := 0.75 \quad N_i := \frac{N}{\eta_i}$$

Розраховуємо потужність на валу компресора за формулою:

$$\eta_m := 0.9 \quad N_e := \frac{N_i}{\eta_m}$$

Розраховуємо електричну потужність (споживану з мережі):

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

Компресори комплектуються електродвигунами, потужність яких перевищує споживану із електричної мережі.

Розрахунок конденсатора холодильної машини

Розраховуємо дійсне навантаження на конденсатор за формулою:

Дійсне теплове навантаження конденсаторів:

$$Q_{\text{кд_вод}} := Q_{\text{от_кв}}$$

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

$\theta_{\text{ср}} = 12 \text{ } ^\circ\text{C}$ - температурний напір повітряного конденсатора;

$k := 35 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ - коефіцієнт теплопередачі для фреонового конденсатора з повітряним охолодженням (з таблиці 11.5 [5]);

$$F_{\text{к}} := \frac{Q_{\text{кд_вод}}}{k \cdot \theta_{\text{ср}}} \quad F_{\text{к}} := 5505 \cdot \text{м}^2$$

Приймаємо два конденсаторів GUNTER GVH 080.3A./2*6-M(D)E з площею

Розрахунок випарників холодильної машини

Теплове навантаження випарників:

$$Q_{об_кв} := 1858 \cdot \text{кВт}$$

Розраховуємо середню логарифмічну різницю температур між киплячим холодильним агентом (R22) та крижаною водою, що охолоджується за формулою 11.34 [5]

$$\theta_{cp} := \frac{t_{вод1} - t_{вод2}}{2.3 \cdot \log\left(\frac{t_{вод1} - t_{o_вод}}{t_{вод2} - t_{o_вод}}\right)}$$

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

$$k_g := 100 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} - \text{коєфіцієнт теплопередачі для пластинчастого випарника (з таблиці 11.5 [5]);}$$

$$F_g := \frac{Q_{об_кв}}{k_g \cdot \theta_{cp}} \qquad F_g := 1335 \cdot \text{м}^2$$

Підбираємо два пластинчастих теплообмінника фірми Альфа Лаваль M-20 MW FGR-70, з площею теплообміну кожний 689 м².

Розрахунок холодильної машини з проміжним теплоносієм - пропилен гліколем

Розрахункова (структурна) схема одноступеневої холодильної машини з економайзером для отримання крижаної води наведена на рисунку 5.1.

Значення температур у всіх характерних точках циклу, занесені до табл.5.3.

Розраховуємо питому масову продуктивність R22 за формулою 11.1 [1]:

$$q_o := h_1 - h_5$$

Знаходимо питому теоретичну (адіабатну) роботу компресора за формулою 11.2[1]:

$$w_m := h_2 - h_1$$

Знаходимо питоме теоретичне теплове навантаження на конденсатор за

$$q_k := h_2 - h_3$$

Необхідна теоретична холодопродуктивність компресорів (табл.:

$$Q_{от_кв} := 1622.75 \cdot кВт$$

Розраховуємо необхідну масову витрату холодоагента через випарник ХМ за формулою 11.4 [1]:

$$G_m := \frac{Q_{от_кв}}{q_o}$$

Витрата холодильного агента на охолодження основного потоку, що

$$G_{\partial} := G_m \cdot \frac{h_3 - h_4}{h_1 - h_6}$$

Знаходимо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресора.

Коефіцієнт подачі компресора, визначається в залежності від відношення тисків p_k/p_o , для гвинтових компресорів (з рис.11.2 [1]).

$$\lambda := 0.84$$

$$V_m := \frac{G_m \cdot v_1}{\lambda}$$

За отриманими значеннями продуктивності підбираємо для отримання крижаної води три гвинтових напівгерметичних компресора фірми "BITZER" марки CSW95113-320-40D. Технічні характеристики компресорів неведено в табл. 5.15.

Визначаємо теоретичну потужність компресорів:

$$N := G_m \cdot (h_2 - h_1)$$

Розраховуємо потужність на валу компресора за формулою:

$$\eta_e := 0.72$$

$$N_e := \frac{N}{\eta_e}$$

- де ефективний ККД компресора визначений від ступеня стискання за рис.П.32 [3] ст.177.

Розраховуємо електричну потужність (споживану з мережі):

$$\eta_{\text{ел}} := 0.9 \quad N_{\text{ел}} := \frac{N_{\text{е}}}{\eta_{\text{ел}}}$$

Компресори комплектуються електродвигунами, потужність яких перевищує споживану із електричної мережі.

Розрахунок конденсатора холодильної машини

Розраховуємо дійсне навантаження на конденсатор за формулою:

Дійсне теплове навантаження конденсаторів:

$$Q_{\text{кд_нс}} := Q_{\text{от_кв}} + N_{\text{е}}$$

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

$\theta_{\text{ср}} = 12 \text{ } ^\circ\text{C}$ - температурний напір повітряного конденсатора;

$k := 35 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ - коефіцієнт теплопередачі для фреонового конденсатора з повітряним охолодженням (з таблиці 11.5 [5]);

$$F_{\text{к}} := \frac{Q_{\text{кд_нс}}}{k \cdot \theta_{\text{ср}}}$$

$$F_{\text{к}} := 5336 \cdot \text{м}^2$$

Приймаємо два конденсатора GUNTER GVH 080.3A./2*6-M(D)E з площею теплообміну $F=3004.8\text{м}^2$ кількість вентиляторів $n=12$, потужність 1.5 кВт подача повітря 56.33 м3/с.

Перевіряємо, чи достатня об'ємна продуктивність встановлених на них вентиляторів.

$$\rho_{\text{нс}} := 1.298 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

- густина повітря, яке виходить з конденсатора (визначається за h-d діаграмою)

$$h_1 := 18 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

- ентальпія повітря, яке виходить з конденсатора (визначається за h-d діаграмою)

$$h_2 := 10 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$V_{нс} := \frac{Q_{хд_нс}}{\rho_{нс} \cdot (h_1 - h_2)}$$

$$V_{нс} := 35.58 \cdot \frac{м^3}{с}$$

Розрахунок випарників холодильної машини

Теплове навантаження на випарники:

$$Q_{обл_кв2} := 1304000 \cdot Вт$$

Приймаємо температурний напір $q_{cp} = 6 \text{ } ^\circ\text{C}$ для кожухотрубних випарників з пропіленгліколем. Для кожухотрубних випарників з міжтрубним кипінням коефіцієнт теплопередачі можна прийняти $k = 650 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$.

$$\theta_{cp} := 6 \cdot К$$

$$k := 650 \cdot \frac{Вт}{\text{м}^2 \cdot К}$$

Площу теплопередаючої поверхні випарники розраховують за нижче наведеною формолою.

$$F_{но} := \frac{Q_{обл_кв2}}{k \cdot \theta_{cp}}$$

До установки приймаємо один кожухотрубний випарник фірми Onda LPE-360, з площею теплообміну $F = 415 \text{ м}^2$.

Розрахунок акумуляторів холоду холодильної машини

З графіка погодинного споживання холоду технологічними процесами видно (рисунок табл.4.2.), що теплове навантаження на холодильну установку змінюється протягом доби. Розрахунок і вибір обладнання по максимальному тепловому навантаженні призведе до значного перевищення встановленої потужності холодильної станції. Тому для схеми №3 приймаємо таке рішення: для забезпечення постійного теплового навантаження використовуємо одну холодильну машину, а для надлишкового перемінного теплового навантаження

За даними таблиці 4.2 постійне теплове

$$Q_{т.н.const} := 1858 \cdot кВт$$

Розрахункова середньодобова холодопродуктивність холодильної установки з використанням АКХ визначаємо за формулою 13.6 [5]:

$$\Sigma Q_{т.н} := 31290 \cdot кВт \cdot год$$

$$\tau_m := 24 \cdot год$$

$$Q_{x.cm} := \frac{\Sigma Q_{m.n}}{\tau_m}$$

Розрахункова площа теплопередаючої поверхні акумулятора холоду середньодобовому тепловому навантаженні на холодильну станцію визначається

$$k_{ак} := 100 \cdot \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C} \quad \text{- коефіцієнт теплопередачі панельного випарника при накопиченні на ньому льоду товщиною } \delta_{л} := 45 \cdot мм \text{ (відповідно з літературою [5], ст.121);}$$

$$t_{s.ак} := 2 \cdot ^\circ C \quad \text{- середня температура води в баку-акумуляторі (відповідно з літературою [5], ст.121);}$$

$$t_{o.вод} := -9 \cdot ^\circ C \quad \text{- температура кипіння холодильного агента (R22)}$$

$$F_{ак.pl} := \frac{Q_{x.cm}}{k_{ак} \cdot (t_{s.ак} - t_{o.вод})} \quad F_{ак.pl} := 1185 \cdot м^2$$

Розрахунковий запас холоду (намороженого льоду) в баку-акумуляторі, що необхідний для зняття пікових навантажень від технологічних процесів (визначено в таблиці 4.2.):

$$Q_{ак.зам} = ? \text{ кВт} \cdot \text{год}$$

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

$$\rho_{л} := 900 \cdot \frac{кг}{м^3} \quad \text{- густина намороженого льоду, } \frac{кг}{м^3} \text{ ;}$$

$$c_{л} := 360 \cdot \frac{кДж}{кг} \quad \text{- питома акумулююча здатність льоду (відповідно з літературою [5], ст.121);}$$

$$F_{ак.p} := \frac{Q_{ак.зам}}{\delta_{л} \cdot \rho_{л} \cdot c_{л}}$$

Вибираємо *шість* акумуляторів холоду марки АКХ-320И (розроблені ВАТ "Коростенський завод хімічного машинобудування" на базі панельного випарника типу ИП), характеристики яких наведено в таблиці 5.17.

Таблиця 5.17.

Марка аккумулятора холоду	Розмірність	АКХ-320И	
Площа теплопередаючої поверхні	м ²	320	
Аккумуляююча здатність при товщині льоду 40 мм	кВт год	1120	
Число мішалок	шт	2	
Потужність електродвигунів мішалок	кВт	2.2	
Віддільник рідини	-	200 ОЖ	
Габаритні розміри	довжина	мм	7490
	ширина	мм	3150
	висота	мм	2240
Вага	кг	9040	

Загальна площа теплопередаючої поверхні аккумуляторів холоду:

$$\Sigma F_{ак} := n \cdot F_{ак}$$

$$Запас := \left(\frac{|\Sigma F_{ак} - F_{ак.р.}|}{F_{ак.р.}} \cdot 100 \right) \%$$

10% – 20% - запас теплопередаючої поверхні аккумуляторів холоду.

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

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

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

$$\Delta t_{\omega.ак} := 4 \cdot \text{°C} \quad \text{- нагрів "крижаної" води на виробництві (технологічні процеси).}$$

$$V_{\omega.ак} := \frac{Q_{х.ст}}{c_{\omega} \cdot \rho_{\omega} \cdot \Delta t_{\omega.ак}}$$

$$V_{\omega.ак} := 280.8 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

$$V_{\omega.ак} := 280800 \cdot \frac{\text{л}}{\text{с}}$$

Визначення діаметрів трубопроводів та гідравлічних втрат

Розрахунок діаметрів трубопроводів та гідравлічних втрат проводимо за методикою на веденій в розрахунках схеми 2. Результати розрахунку зводимо до таблиці 5.18. за даними якої підбираємо насоси для системи оборотного водопостачання та подавання крижаної води на виробництво. Результати

Назва трубопровода	Теплове навантаження, кВт	Швидкість прийнята, м/с	Витрата, кг/с	Об'ємна витрата, м ³ /год	Необхідна подача, м.в.ст.	Тип насосу	Примітка
Насоси крижаної води							
Подача води на технологічні потреби	1858	1,3	110,9	399,1	28,8	Wilo-NLG 200/315-45/4	2
Подача води на бак з крижаною водою з АКХ	1858	1,3	110,9	399,1	36,7	Wilo-NLG 200/315-45/4	3
Подача теплої води на охолодження	1858	1,3	110,9	399,1	28,8	Wilo-NLG 200/315-45/4	2
Насоси пропіленгліколю							
Насоси пропіленгліколю на ТО	1304	1,0	77,8	280,1	22,0	WILO SCP 150/350 HA-3	1

Для забезпечення холодом камер охолодження, дозрівання та зберігання готової продукції приймаємо холодильні машини розраховані для схеми №1.

5.5. Розрахунок холодильної установки (схема 4)

Розрахунок холодильної машини для приготування

Визначаємо температуру кипіння холодильного агента R717 у випарнику для одержання крижаної води на технологічні потреби та охолодження камер з $t_{\text{кам}} = 8 \text{ } ^\circ\text{C}$:

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

$$\Delta\theta_{\text{ак}} := 6 \cdot ^\circ\text{C} \quad \text{- повний тепловий напір у випарнику;}$$

$$t_{\text{о_вод}} := t_{\text{вод}2} - \Delta\theta_{\text{ак}}$$

Визначаємо температуру всмоктування парів холодоагенту R717 з

$\Delta t_{пер} := 5$ - перегрів парів холодоагенту R717 на всмоктуванні в КМ;

$$t_{вс_вод} := t_{о_вод} + \Delta t_{пер} \qquad t_{вс_вод} := 1 \cdot ^\circ C$$

Визначаємо температуру води на вході в конденсатор.

В аміачних холодильних установках з конденсаторами з водяним охолодженням температуру води на вході в конденсатор приймають вище на 3-4 $^\circ C$ від температури навколишнього повітря по мокрому термометру. Для м.Канів $t_{м.м.} := 23 \cdot ^\circ C$.

$$\Delta t_{\omega} := 5 \cdot ^\circ C \qquad t_{\omega 1} := t_{м.м.} + \Delta t_{\omega} \qquad t_{\omega 1} := 28 \cdot ^\circ C$$

Визначаємо температуру води на виході конденсатора:

$$t_{\omega 2} := t_{\omega 1} + \Delta t_{\omega к} \qquad t_{\omega 2} := 32 \cdot ^\circ C$$

Визначаємо температуру конденсації парів аміаку по формулі:

де: $t_x := t_{\omega 1} + \Delta t_{\omega к} + 3 \cdot ^\circ C \qquad t_x := 36 \cdot ^\circ C$

Визначаємо температуру переохолодження аміаку по формулі:

$$t_n := t_x - 3 \cdot ^\circ C \qquad t_n := 33 \cdot ^\circ C$$

Розрахункова (структурна) схема аміачної одноступеневої холодильної машини для отримання крижаної води наведена на рисунку 5.2.

Будуємо цикл одноступеневої холодильної машини в h-lgr діаграмі.

Знаходимо та заносимо до таблиці 5.20. характеристики вузлових точок циклу:

Таблиця 5.20.

№	Тиск МПа	Температура $^\circ C$	Ентальпія кДж/кг	Питомий об'єм m^3/kg
1	0.369	1	1469	0.341
2	1.35	95	1659	0.124
3	1.35	35	353	
4	1.35	32	348	
5	0.369	-4	348	
6	0.369	-4	1460	

Розраховуємо питому масову продуктивність R717 за формулою 11.1 [1]:

$$q_o := h_1 - h_5$$

$$q_o := h_1 - h_5$$

Знаходимо питому теоретичну (адіабатну) роботу компресора за формулою 11.2[1]:

$$w_m := h_2 - h_1$$

Знаходимо питоме теплове навантаження на конденсатор за формулою 11.3

$$q_k := h_2 - h_3$$

Необхідна теоретична холодопродуктивність компресорів:

$$Q_{от_кв} := 2472.82 \cdot кВт$$

Розраховуємо необхідну масову витрату холодоагента за формулою 11.4

$$G_m := \frac{Q_{от_кв}}{q_o}$$

Знаходимо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресора.

Коефіцієнт подачі компресора, визначається в залежності від відношення тисків рк/ро, для гвинтових компресорів (з рис.11.2 [1]).

$$\lambda := 0.84$$

$$V_m := \frac{G_m \cdot v_1}{\lambda}$$

За отриманими значеннями продуктивності підбираємо для отримання крижаної води один чилер фірми "GEA Grasso" серії FXPP 3300 на базі одноступеневих гвинтових компресорів марки "GEA Grasso" LT-XA . Технічні характеристики чилера неведено в табл. 5.21.

Таблиця 5.21.

Параметр	FX PP 3300
Марка компресора	LT-XA
Довжина	6700
Ширина	3000
Висота	3650
Маса, кг.	16250
Об'єм стискування холодоагента м ³ /год	3250
Потужність електро двигуна, кВт	703

Визначаємо теоретичну потужність компресорів:

$$N := G_m \cdot (h_2 - h_1)$$

Дійсна (індикаторна) потужність:

- де індикаторний ККД компресора визначений від ступеня стискання за граф.1 [3] ст.21.

$$\eta_i := 0.75 \quad N_i := \frac{N}{\eta_i}$$

Розраховуємо потужність на валу компресора за формулою:

$$\eta_m := 0.9 \quad N_e := \frac{N_i}{\eta_m}$$

Розраховуємо електричну потужність (споживану з мережі):

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

Компресори чилерів комплектується електродвигунами, потужність я перевищує споживану із електричної мережі.

Повірковий розрахунок конденсатора холодильної машини

Розраховуємо дійсне навантаження на конденсатор за формулою:

Дійсне теплове навантаження конденсаторів:

$$Q_{кд_вод1} := Q_{от_кв}$$

$$Q_{кд_вод1} = ? \text{ кВт}$$

Розраховуємо середню логарифмічну різницю температур між холодильним агентом (R717), що конденсується і охолоджуючим середовищем (оборотною водою) за формулою 11.34 [5]:

$$\theta_{cp} := 4.726 \cdot ^\circ C$$

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

$$k_k := 1000 \cdot \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C} \quad \text{- коефіцієнт теплопередачі для аміачного конденсатора (з таблиці 11.5 [5]);}$$

$$F_{к.р} := \frac{Q_{к\partial_вод}}{k_k \cdot \theta_{ср}} \qquad F_{к.р} := 522.8 \cdot м^2$$

Агрегати укомплектовані необхідними за площею конденсаторами.

Повірковий розрахунок випарників холодильної машини

Теплове навантаження випарників:

$$Q_{об_кв} := 1858 \cdot кВт$$

Розраховуємо середню логарифмічну різницю температур між киплячим холодильним агентом (R717) та крижаною водою, що охолоджується за формулою 11.34 [5]

$$\theta_{ср} := \frac{t_{вод1} - t_{вод2}}{2.3 \cdot \log \left(\frac{t_{вод1} - t_{о_вод}}{t_{вод2} - t_{о_вод}} \right)} \qquad \theta_{ср} := 7.12 \cdot ^\circ C$$

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

$$k_{\sigma} := 1000 \cdot \frac{Вт}{м^2 \cdot K} \quad \text{- коефіцієнт теплопередачі для аміачного випарника (з таблиці 11.5 [5]);}$$

$$F_{\sigma} := \frac{Q_{об_кв}}{k_{\sigma} \cdot \theta_{ср}} \qquad F_{\sigma} := 260.95 \cdot м^2$$

Агрегати укомплектовані необхідними за площею випарниками.

Розрахунок і підбір повітроохолодників для камери

$$t_{сер.кв} := 2 \cdot ^\circ C \quad \text{сереня температура водяного розчину}$$

$$t_{кам2} := 8 \cdot ^\circ C \quad \text{температура в камері;}$$

$$\Delta t_{по} := t_{кам2} - t_{сер.кв} \quad \text{- повний тепловий напір в повітроохолодникв;}$$

$$\Delta t_{no} = ?$$

$$k_n := 15 \cdot \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C} \quad - \text{ коефіцієнт теплопередачі для повітроохолодника з оребреною зовнішньою поверхнею труб.}$$

Знаходимо площу теплопередаючої поверхні повітроохолодника за формулою 11.26 [1]:

$$Q_{обл_2} := 27390 \cdot Вт \quad - \text{ загальне теплове навантаження на повітроохолодник}$$

$$F_{no_2} := \frac{Q_{обл_2}}{k_n \cdot \Delta t_{no}}$$

Приймаємо два повітроохолодника GUNTER GGHN 071.2E/27-AND50/10P.E з площею теплообміну $F=173 м^2$ кількість вентиляторів $n=2$, потужність 0,9 кВт подача повітря 6,77 м³/с.

Перевіряємо, чи достатня об'ємна продуктивність встановлених на них вентиляторів.

$$\rho_{ns} := 1.298 \cdot \frac{кг}{м^3} \quad - \text{ густина повітря, яке виходить з повітроохолодника (визначається за h-d діаграмою)}$$

$$h_1 := 24 \cdot \frac{кДж}{кг} \quad - \text{ ентальпія повітря, яке виходить з повітроохолодника (визначається за h-d діаграмою)}$$

$$h_2 := 8 \cdot \frac{кДж}{кг}$$

$$V_{ns} := \frac{Q_{обл_2}}{\rho_{ns} \cdot (h_1 - h_2)} \quad V_{ns} := 2.72 \cdot \frac{м^3}{с}$$

Для всіх інших камер розрахунки робимо так само і результати заносимо до таблиць 5.22 та 5.9.

Розрахунок холодильної машини з безпосереднім кипінням для АКХ

Розрахункова (структурна) схема одноступеневої холодильної машини наведена на рисунку 5.2.

Таблиця 5.23.

№	Тиск МПа	Температура °С	Ентальпія кДж/кг	Питомий об'єм м ³ /кг
1	0.29	-5	1461	0.427
2	1.389	109	1695	0.126
3	1.389	36	374	
4	1.389	33	350	
5	0.29	-10	350	
6	0.29	-10	1446	

Розраховуємо питому масову продуктивність R717 за формулою 11.1 [1]:

$$q_o := h_1 - h_5 \qquad q_o = ? \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Знаходимо питому теоретичну (адіабатну) роботу компресора за формулою 11.2[1]:

$$w_m := h_2 - h_1$$

Знаходимо питоме теплове навантаження на конденсатор за формулою 11.3

$$q_k := h_2 - h_3$$

Необхідна теоретична холодопродуктивність компресорів

$$Q_{om_кс} := 1622.75 \cdot \text{кВт}$$

Розраховуємо необхідну масову витрату холодоагента через випарник ХМ за формулою 11.4 [1]:

$$G_m := \frac{Q_{om_кс}}{q_o}$$

Знаходимо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресора.

Коефіцієнт подачі компресора, визначається в залежності від відношення тисків p_k/p_o , для гвинтових компресорів (з рис.11.2 [1]).

$$\lambda := 0.8$$

$$V_m := \frac{G_m \cdot v_1}{\lambda}$$

За отриманими значеннями продуктивності підбираємо для отримання крижаної води один гвинтовий напівгерметичний компресор фірми марки "GEA Grasso" LT-XA . Технічні характеристики компресорів неведено в табл. 5.224.

Таблиця 5.24.

Параметр	
Марка компресора	LT-XA
Довжина, мм	2930
Ширина, мм	1170
Висота, мм	1890
Маса, кг.	2400
Об'єм стискання холодоагента м ³ /год	3250
Потужність електро двигуна, кВт	702

Визначаємо теоретичну потужність компресорів:

$$N := G_m \cdot (h_2 - h_1)$$

Розраховуємо потужність на валу компресора за формулою:

$$\eta_e := 0.72 \quad N_e := \frac{N}{\eta_e}$$

- де ефективний ККД компресора визначений від ступеня стискання рис.П.32 [3] ст.177.

Розраховуємо електричну потужність (споживану з мережі):

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

Компресори комплектується електродвигунами, потужність яких перевищує споживану із електричної мережі.

Витрата води на охолодження мастила компресора

Температура холодильного агента в реальному процесі стискання відсутності мастила:

$$\eta_i := \lambda \quad \eta_i = 0.8 \quad \text{індикаторний ККД:}$$

де:

$$h_{1c} := h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_i}$$

За ентальпією знаходимо температуру в т.2с:

$$t_{2c} := 112 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$T_{2c} := 385 \cdot \text{K}$$

$$T_1 := 274 \cdot \text{K}$$

$$c_m := 3.87 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad \text{-теплоємність мастила;}$$

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

$$\pi = 4.79 \quad \text{відношення тисків у компресор;}$$

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

Приймаємо температуру в кінці стискання за наявності мастила

$$T_{2m} := 368 \cdot \text{K}$$

$$t_{2m} := 95 \cdot ^\circ\text{C}$$

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

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

$$n_1 = 1.277$$

$$n_2 = 1.232$$

Кількість теплоти, яке відводить мастило визначаємо за формулою:

$$Q_{m_2} := \frac{G_m \cdot T_1 \cdot c_m}{k} \cdot \left(\frac{n_1 - k}{n_1 - 1} \cdot \left(\pi \cdot \frac{n_1 - 1}{n_1} \right) + \frac{k - n_2}{n_2 - 1} \cdot \left(\pi \cdot \frac{n_2 - 1}{n_2} \right) \right)$$

$$Q_{m_2} = ? \text{ кВт}$$

Температура води на вході у теплообмінник

$$t_{\omega 1} := 28 \cdot ^\circ\text{C}$$

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

$$G_{s.км} := \frac{Q_m}{c_s \cdot (t_{\omega 2} - t_{\omega 1})}$$

$$V_{\text{в.км}} := \frac{G_{\text{в.км}}}{\rho_{\text{в}}}$$

Розрахунок конденсатора холодильної машини

Розраховуємо дійсне навантаження на конденсатор за формулою:

Дійсне теплове навантаження конденсаторів:

$$Q_{\text{кд_вод2}} := Q_{\text{от_кв}}$$

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

$\theta_{\text{ср}} = 8 \text{ } ^\circ\text{C}$ - температурний напір конденсатора з водяним

$k := 800 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ - коефіцієнт теплопередачі для аміачного конденсатора з водяним охолодженням (з таблиці 11.5

$$F_{\text{к}} := \frac{Q_{\text{кд_вод2}}}{k \cdot \theta_{\text{ср}}} \qquad F_{\text{к}} := 253.55 \cdot \text{м}^2$$

Приймаємо один конденсатор Onda СТ 1920 з площею теплообміну $F=265$

Розрахунок акумуляторів холоду холодильної машини

З графіка погодинного споживання холоду технологічними процесами видно (рисунок табл.4.2.), що теплове навантаження на холодильну установку змінюється протягом доби. Розрахунок і вибір обладнання по максимальному тепловому навантаженні призведе до значного перевищення встановленої потужності холодильної станції. Тому для схеми №3 приймаємо таке рішення: для забезпечення постійного теплового навантаження використовуємо одну холодильну машину, а для надлишкового перемінного теплового навантаження

За даними таблиці 4.2 постійне теплове

$$Q_{\text{т.н.const}} := 1858 \cdot \text{кВт}$$

Розрахункова середньодобова холодопродуктивність холодильної установки з використанням АКХ визначаємо за формулою 13.6 [5]:

$$\Sigma Q_{т.н} := 31290 \cdot \text{кВт} \cdot \text{год} \quad \tau_m := 24 \cdot \text{год}$$

$$Q_{х.ст} := \frac{\Sigma Q_{т.н}}{\tau_m}$$

Розрахункова площа теплопередаючої поверхні аккумулятора холоду при середньодобовому тепловому навантаженні на холодильну станцію визначається за

$$k_{ак} := 100 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad \text{- коефіцієнт теплопередачі панельного випарника при накопиченні на ньому льоду товщиною } \delta_{л} := 45 \cdot \text{мм} \text{ , (відповідно з літературою [5], ст.121);}$$

$$t_{s.ак} := 2 \cdot \text{°C} \quad \text{- середня температура води в баку-аккумуляторі (відповідно з літературою [5], ст.121);}$$

$$t_{o.вод} := -12 \cdot \text{°C} \quad \text{- температура кипіння холодильного агента (R22 [5],}$$

$$F_{ак.пл} := \frac{Q_{х.ст}}{k_{ак} \cdot (t_{s.ак} - t_{o.вод})} \quad F_{ак.пл} := 931 \cdot \text{м}^2$$

Розрахунковий запас холоду (намороженого льоду) в баку-аккумуляторі, що необхідний для зняття пікових навантажень від технологічних процесів (визначено в таблиці 4.2.):

$$Q_{ак.зам} := 6899 \cdot \text{кВт} \cdot \text{год} \quad Q_{ак.зам} := 24836400 \cdot \text{кДж}$$

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

$$\rho_{л} := 900 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad \text{- густина намороженого льоду, } \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \text{ ;}$$

$$c_{л} := 360 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad \text{- питома аккумуляюча здатність льоду (відповідно з літературою [5], ст.121);}$$

$$F_{ак.р.} := \frac{Q_{ак.зам}}{\delta_{л} \cdot \rho_{л} \cdot c_{л}} \quad F_{ак.р.} := 1703 \cdot \text{м}^2$$

Вибираємо *шість* аккумуляторів холоду марки АКХ-320И (розроблені ВАТ "Коростенський завод хімічного машинобудування" на базі панельного випарника типу ИП), характеристики яких наведено в таблиці 5.25.

Таблиця 5.25.

Марка аккумулятора холоду	Розмірність	АКХ-320И
Площа теплопередаючої поверхні	м ²	320
Аккумуляюча здатність при товщині льоду 40 мм	кВт год	1120
Число мішалок	шт	2
Потужність електродвигунів мішалок	кВт	2.2
Віддільник рідини	-	200 ОЖ
Габаритні розміри	довжина	мм 7490
	ширина	мм 3150
	висота	мм 2240
Вага	кг	9040

Загальна площа теплопередаючої поверхні аккумуляторів холоду:

$$\Sigma F_{ак} := n \cdot F_{ак}$$

$$Запас := \left(\frac{|\Sigma F_{ак} - F_{ак.р.}|}{F_{ак.р.}} \cdot 100 \right) \%$$

10% – 20% - запас теплопередаючої поверхні аккумуляторів хол

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

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

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

$$\Delta t_{\omega.ак} := 4 \cdot \text{°C} \quad - \text{нагрів "крижаної" води на виробництві (технологічні процеси).}$$

$$V_{\omega.ак} := \frac{Q_{х.ст}}{c_{\omega} \cdot \rho_{\omega} \cdot \Delta t_{\omega.ак}}$$

$$V_{\omega.ак} := 280.8 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Визначаємо температуру кипіння холодильного агента R717 у випарнику для охолодження водяного розчину пропіленгліколю:

$$t_{\text{roc}2} := -8 \cdot ^\circ\text{C} \quad - \text{ температура водяного розчину пропіленгліколю;}$$

$$\Delta\theta_{\text{roc}} := 4 \cdot ^\circ\text{C} \quad - \text{ повний тепловий напір у випарнику;}$$

$$t_{\text{o_roc}} := t_{\text{roc}2} - \Delta\theta_{\text{roc}}$$

Визначаємо температуру всмоктування парів холодоагенту R717 з випарника для охолодження водяного розчину пропіленгліколю:

$$\Delta t_{\text{неп}} := 5 \cdot ^\circ\text{C} \quad - \text{ перегрів парів холодоагенту R717 на всмоктуванні в КМ}$$

$$t_{\text{вс_roc}} := t_{\text{o_roc}} + \Delta t_{\text{неп}} \quad t_{\text{вс_roc}} := -7 \cdot ^\circ\text{C}$$

Визначаємо температуру води на вході в конденсатор.

В аміачних холодильних установках з конденсаторами з водяним охолодженням температуру води на вході в конденсатор приймають вище на 3-4 $^\circ\text{C}$ від температури навколишнього повітря по мокрому термометру. Для м.Канів $t_{\text{м.т.}} := 23 \cdot ^\circ\text{C}$.

$$\Delta t_{\omega} := 5 \cdot ^\circ\text{C} \quad t_{\omega 1} := t_{\text{м.т.}} + \Delta t_{\omega} \quad t_{\omega 1} := 28 \cdot ^\circ\text{C}$$

Визначаємо температуру води на виході конденсатора:

$$\Delta t_{\omega\kappa} := 4 \cdot ^\circ\text{C} \quad - \text{ нагрівання води у конденсаторі;}$$

$$t_{\omega 2} := t_{\omega 1} + \Delta t_{\omega\kappa} \quad t_{\omega 2} := 32 \cdot ^\circ\text{C}$$

Визначаємо температуру конденсації парів аміаку по формулі:

$$t_{\kappa} := t_{\omega 1} + \Delta t_{\omega\kappa} + 3 \cdot ^\circ\text{C} \quad t_{\kappa} := 36 \cdot ^\circ\text{C}$$

Визначаємо температуру переохолодження аміаку по формулі:

$$t_{\text{n}} := t_{\kappa} - 3 \cdot ^\circ\text{C} \quad t_{\text{n}} := 33 \cdot ^\circ\text{C}$$

Розрахункова (структурна) схема аміачної одноступеневої холодильної машини для отримання охолодженого водяного розчину пропіленгліколю наведена на рисунку 5.2.

Будуємо цикл одноступеневої холодильної машини в h-lgr діаграмі.

Знаходимо та заносимо до таблиці 5.26. характеристики вузлових точок циклу:

Таблиця 5.26.

№	Тиск МПа	Температура °С	Ентальпія кДж/кг	Питомий об'єм м ³ /кг
1	0.268	-7	1459	0.461
2	1.389	113	1706	0.128
3	1.389	36	375	
4	1.389	33	353	
5	0.268	-12	353	
6	0.268	-12	1450	

Розраховуємо питому масову продуктивність R717 за формулою 11.1 [1]:

$$q_o := h_1 - h_5$$

Знаходимо питому теоретичну (адіабатну) роботу компресора за формулою 11.2[1]:

$$w_m := h_2 - h_1$$

Знаходимо питоме теплове навантаження на конденсатор за формулою 11.3

$$q_k := h_2 - h_3$$

Необхідна теоретична холодопродуктивність компресорів:

$$Q_{om_roc} := 205.41 \cdot кВт$$

Розраховуємо необхідну масову витрату холодоагента за формулою 11.4

$$G_m := \frac{Q_{om_roc}}{q_o}$$

Знаходимо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресора.

Коефіцієнт подачі компресора, визначається в залежності від відношення тисків рк/ро, для гвинтових компресорів (з рис.11.2 [1]).

$$\lambda := 0.95$$

$$V_m := \frac{G_m \cdot v_1}{\lambda}$$

За отриманими значеннями продуктивності підбираємо для охолодження водяного розчину пропіленгліколю чилер фірми "GEA Grasso" серії FX PP 350 на базі одноступеневих гвинтових компресорів марки "GEA Grasso" SH-G з пластинчатим випарником та конденсатором. Технічні характеристики чилера наведено в табл. 5.27.

Таблиця 5.27.

Параметр	FX PP 350
Марка компресора	SH-G
Довжина	2100
Ширина	1700
Висота	2200
Маса, кг.	350
Об'єм стискання холодоагента м ³ /год	350
Потужність електро двигуна	82
Площа поверхні конденсатора, м ²	52,3
Площа поверхні випарника, м ²	27,2

Визначаємо теоретичну потужність компресорів:

$$N := G_m \cdot (h_2 - h_1)$$

Дійсна (індикаторна) потужність:

- де індикаторний ККД компресора визначений від ступеня стискання за граф.1 [3] ст.21.

$$\eta_i := 0.75 \quad N_i := \frac{N}{\eta_i}$$

Розраховуємо потужність на валу компресора за формулою:

$$\eta_m := 0.9 \quad N_e := \frac{N_i}{\eta_m}$$

Розраховуємо електричну потужність (споживану з мережі):

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

Компресори чилерів комплектується електродвигунами, потужність яких перевищує споживану із електричної мережі.

Витрата води на охолодження мастила компресора

Температура холодильного агента в реальному процесі стискання за відсутності мастила:

$$\eta_i = 0.95 \quad \text{індикаторний ККД;}$$

де:

$$h_{1c} := h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_i}$$

За ентальпією знаходимо температуру в т.2с:

$$t_{2c} := 112 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$T_{2c} := 385 \cdot \text{K}$$

$$T_1 := 274 \cdot \text{K}$$

$$c_m := 3.87 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}} \quad \text{-теплоємність мастила;}$$

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

$$\pi = 3.659 \quad \text{відношення тисків у компресор;}$$

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

Приймаємо температуру в кінці стискання за наявності мастила

$$T_{2m} := 368 \cdot \text{K}$$

$$t_{2m} := 95 \cdot ^\circ\text{C}$$

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

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

$$n_1 = 1.355$$

$$n_2 = 1.294$$

Кількість теплоти, яке відводить мастило визначаємо за формулою:

$$Q_{m_3} := \frac{G_m \cdot T_1 \cdot c_m}{k} \cdot \left(\frac{n_1 - k}{n_1 - 1} \cdot \left(\pi \cdot \frac{n_1 - 1}{n_1} \right) + \frac{k - n_2}{n_2 - 1} \cdot \left(\pi \cdot \frac{n_2 - 1}{n_2} \right) \right)$$

Температура води на вході у теплообмінник

$$t_{w1} := 28 \cdot ^\circ\text{C}$$

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

$$G_{\text{в.к.м}} := \frac{Q_M}{c_{\text{в}} \cdot (t_{\omega 2} - t_{\omega 1})}$$

$$V_{\text{в.к.м}} := \frac{G_{\text{в.к.м}}}{\rho_{\text{в}}}$$

Повірковий розрахунок конденсатора холодильної машини

Розраховуємо дійсне навантаження на конденсатор за формулою:

Дійсне теплове навантаження конденсаторів:

$$Q_{\text{кд_вод}} := Q_{\text{от_рос}}$$

Розраховуємо середню логарифмічну різницю температур між холодильним агентом (R717), що конденсується і охолоджуючим середовищем (оборотною водою) за формулою 11.34 [5]:

$$\theta_{\text{ср}} := \frac{t_{\omega 2} - t_{\omega 1}}{2.3 \cdot \log \left(\frac{t_{\text{к}} - t_{\omega 1}}{t_{\text{к}} - t_{\omega 2}} \right)} \quad \theta_{\text{ср}} := 4.726 \cdot ^\circ\text{C}$$

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

$$k_{\text{к}} := 1000 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \text{ - коефіцієнт теплопередачі для пластинчатого аміачного конденсатора (з таблиці 11.5 [5]);}$$

$$F_{\text{к.р}} := \frac{Q_{\text{кд_вод}}}{k_{\text{к}} \cdot \theta_{\text{ср}}} \quad F_{\text{к.р}} := 48.63 \cdot \text{м}^2$$

Агрегати укомплектовані необхідними за площею конденсаторами.

Повірковий розрахунок випарників холодильної машини

Теплове навантаження випарників:

$$Q_{\text{обл_рос}} := 179.4 \cdot \text{кВт}$$

$\theta_{\text{ср}} := 5 \cdot ^\circ\text{C}$ - середній температурний напір для пластинчастих випарників.

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

$$k_g := 1000 \cdot \frac{Вт}{м^2 \cdot К} \quad \text{- коефіцієнт теплопередачі для аміачного випарника (з таблиці 11.5 [5]);}$$

$$F_g := \frac{Q_{об_кв}}{k_g \cdot \theta_{ср}} \qquad F_g := 25 \cdot м^2$$

Агрегати укомплектовані необхідними за площею випарниками.

Розрахунок і підбір повітроохолодників для камери

$$t_{сєр.р} := -8 \cdot ^\circ C \quad \text{сєрєня температура водяного розчину}$$

$$t_{кам1} := -2 \cdot ^\circ C \quad \text{температура в камері;}$$

$$\Delta t_{но} := t_{кам1} - t_{сєр.р} \quad \text{- повний тепловий напір у повітроохолоднику;}$$

$$\Delta t_{но} = ?$$

$$k_n := 14 \cdot \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C} \quad \text{- коефіцієнт теплопередачі для повітроохолодника з оребреною зовнішньою поверхнею труб,}$$

Знаходимо площу теплопередаючої поверхні повітроохолодника за формулою 11.26 [1]:

$$Q_{обл_1} := 6728 \cdot Вт \quad \text{- загальне теплове навантаження на повітроохолодник;}$$

$$F_{но_1} := \frac{Q_{обл_1}}{k_n \cdot \Delta t_{но}} \qquad F_{но_1} = ? \cdot м^2$$

Приймаємо один повітроохолодник GUNTER GGHN 071.2H/112-AND50/36P.E з площею теплообміну $F=84.7 м^2$ кількість вентиляторів $n=1$, потужність 0,9 кВт подача повітря 3,35 м³/с.

Перевіряємо, чи достатня об'ємна продуктивність встановлених на них вентиляторів.

$$\rho_{пв} := 1.298 \cdot \frac{кг}{м^3} \quad \text{- густина повітря, яке виходить з повітроохолодника (визначається за h-d діаграмою)}$$

$h_2 := 6 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ - ентальпія повітря, яке виходить з повітроохолодника (визначається за h-d діаграмою)

$$V_{ns} := \frac{Q_{обл1}}{\rho_{ns} \cdot (h_1 - h_2)} \quad V_{ns} := 0.86 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Для всіх інших камер розрахунки робимо так само і результати заносими до таблиць 5.22 та 5.9.

Розрахунок і вибір градирні

Теплове навантаження градирні рівне сумарному тепловому навантаженню конденсаторів :

$$Q_{гр} := Q_{кд_вод1} + Q_{кд_вод2} + Q_{кд_вод3} + Q_{м_2} + Q_{м_3}$$

$$Q_{гр} := 6246 \cdot \text{кВт}$$

На виході з градирні температура води

$$\Delta t := t_{\omega 2} - t_{\omega 1}$$

Градирні вибирають по необхідній площі поперечного перерізу $F_{п.пер.}$, яку визначають за формулою:

$$F_{п.пер.} := \frac{Q_{гр}}{q_f}$$

$$q_f := 35 \cdot \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2} \quad \text{питоме навантаження на 1 м}^2 \text{ поперечного перерізу насадки градирні.}$$

Приймаємо до встановлення вентиляторні градирні БМГ-800 та БМГ-200 з площею поперечного перерізу 44 м² та 144 м². Технічні характеристики занесені до таблиці 5.28.

Таблица 5.28.

	БМГ-800	БМГ-2000
Діаметр вентилятора, мм	4980	6980
Кількість лопастей, шт	4	6
Потужність вентилятора, кВт	22	75
Габаритні розміри		
Основа, мм	6740*6740	12000*12000
Висота, мм	7260	12000
Робоча вага, кг	21980	52000

Визначення діаметрів трубопроводів та гідравлічних втрат

Розрахунок діаметрів трубопроводів та гідравлічних втрат проводимо за методикою наведеній в розрахунках схеми 2. Результати розрахунку зводимо до таблиці 5.29. за даними якої підбираємо насоси для системи оборотного водопостачання та подавання крижаної води на виробництво. Результати вибору насосів з їх технічними характеристиками зводимо до таблиці 5.30.

Таблиця 5.30. Насоси холодильної установки (Схема 4)

Назва трубопровода	Теплове навантаження, кВт	Швидкість прийнята, м/с	Витрата, кг/с	Об'ємна витрата, м ³ /год	Необхідна подача, м.в.ст.	Тип насосу	Примітка
Насоси крижаної води							
Подача води на технологічні потреби та камери	1858	1,3	110,9	399,1	28,8	Wilo-NLG 200/315-45/4	2
Подача води на технологічні потреби з АКХ	1304	1,3	77,8	280,1	36,7	Wilo-NLG 200/315-45/4	3
Подача теплої води на охолодження	1858	1,3	110,9	399,1	28,8	Wilo-NLG 200/315-45/4	2
Насоси пропіленгліколю							
Насоси пропіленгліколю	179,4	1,0	10,7	38,5	22,0	WILO SCP 150/350 HA-3	1

6. Порівняльний аналіз економічної ефективності прийнятих до

Для визначення собівартості необхідно знайти кількість холоду, що виробляється холодильною установкою, витрат на використання енергії та води.

Визначення кількості вироблення холоду

Витрати на виробництво холоду різного температурного рівня нерівноцінні, тому їх необхідно привести до умовної величини – приведеного виробництва холоду, яка визначається як сума добутку холоду в робочих умовах на перевідний коефіцієнт залежно від температури кипіння [1стр.243].

В проекті передбачена робота чотирьох схем холодопостачання при різних температурах кипіння.

Розрахунок виробництва холоду

Для температури кипіння -12С(охолодження крижаної води) виробництво холоду в умовних одиницях (4187 кДж):

$$Q_{от_{12кс}} := k_{-1} \cdot \frac{\sum Q_{км_{12кс}} \cdot 19440 \cdot c}{4.187 \cdot \text{кДж}}$$

де 19440 - час роботи компресорів протягом року, кс, k_{-1} - коефіцієнт втрат залежно від температури кипіння.

Для температури кипіння -12С (забезпечення холодом камер дозрівання та зберігання продукції) виробництво холоду в умовних одиницях (4187 кДж):

$$Q_{от_{12}} := k_{-1} \cdot \frac{\sum Q_{км_{12}} \cdot 19440 \cdot c}{4.187 \cdot \text{кДж}}$$

Для температури кипіння 0С (забезпечення холодом камер дозрівання та зберігання продукції) виробництво холоду в умовних

$$Q_{от_0} := k_{-1} \cdot \frac{\Sigma Q_{км_0} \cdot 19440 \cdot c}{4.187 \cdot \kappa Дж}$$

Приведене виробництво холоду в умовних одиницях для всієї холодильної установки:

$$Q_{-1} := 0.76 \cdot Q_{от_{12кв}} + 1.8 \cdot Q_{от_{12}} + 2.9 \cdot Q_{от_0}$$

Розрахунок виробництва холоду

Для температури кипіння -4С (охолодження крижаної води) виробництво холоду в умовних одиницях (4187 кДж):

$$Q_{от_{4кв}} := k_{-1} \cdot \frac{\Sigma Q_{км_{4кв}} \cdot 19440 \cdot c}{4.187 \cdot \kappa Дж}$$

де 19440 - час роботи компресорів протягом року, кв, k_{-1} - коефіцієнт втрат залежно від температури кипіння.

Для камер дозрівання та зберігання готової продукції, з температурами кипіння 0С та -12С, кількість виробленого холоду в умовних одиницях відповідає розрахункам для схеми №1.

Приведене виробництво холоду в умовних одиницях для всієї холодильної установки:

$$Q_{-2} := 0.76 \cdot Q_{от_{4кв}} + 1.8 \cdot Q_{от_{12}} + 2.9 \cdot Q_{от_0}$$

Розрахунок виробництва холоду

Для температури кипіння -4С(охолодження крижаної води) виробництво холоду в умовних одиницях (4187 кДж):

$$Q_{от_4кв} := k_{-1} \cdot \frac{\Sigma Q_{км_4кв} \cdot 19440 \cdot c}{4.187 \cdot кДж}$$

де 19440 - час роботи компресорів протягом року, кв, k_1 - коефіцієнт втрат залежно від температури кипіння.

Для температури кипіння -12С(забезпечення холодом АКХ) виробництво холоду в умовних одиницях (4187 кДж):

$$Q_{от_12АКХ} := k_{-1} \cdot \frac{\Sigma Q_{км_12АКХ} \cdot 19440 \cdot c}{4.187 \cdot кДж}$$

Для камер дозрівання та зберігання готової продукції, з температурами кипіння 0С та -12С, кількість виробленого холоду в умовних одиницях відповідає розрахункам для схеми №1.

Приведене виробництво холоду в умовних одиницях для всієї холодильної установки:

$$Q_{-3} := 0.76 \cdot Q_{от_4кв} + 1.8 \cdot Q_{от_12АКХ} + 1.8 \cdot Q_{от_12} + 2.9 \cdot Q_{от_0}$$

$$Q_{-3} = ?$$

Розрахунок виробництва холоду

Для температури кипіння -4С(охолодження крижаної води) виробництво холоду в умовних одиницях (4187 кДж):

$$Q_{от_4кв} := k_{-1} \cdot \frac{\Sigma Q_{км_4кв} \cdot 19440 \cdot c}{4.187 \cdot кДж}$$

Для температури кипіння -10С(забезпечення холодом АКХ) виробництво холоду в умовних одиницях (4187 кДж):

$$Q_{от_10АКХ} := k_{-1} \cdot \frac{\Sigma Q_{км_10АКХ} \cdot 19440 \cdot c}{4.187 \cdot кДж}$$

Для температури кипіння -12С(забезпечення холодом камер дозрівання та зберігання готової продукції,) виробництво холоду в умовних одиницях (4187 кДж):

$$Q_{от_{12}} := k_{1} \cdot \frac{\Sigma Q_{км_{12}} \cdot 19440 \cdot c}{4.187 \cdot кДж}$$

$$Q_{4} := 0.76 \cdot Q_{от_{4кв}} + 1.8 \cdot Q_{от_{10АКХ}} + 1.8 \cdot Q_{от_{12}}$$

Визначення витрат на виробництво штучного холоду схема №1

Річне споживання електроенергії холодильною установкою можна визначити за формулою:

$$W_p := \Sigma N_n \cdot K_c \cdot n$$

де ΣN_n - номінальна потужність встановленого електродвигуна, кВт (табл.11.1);

K_c - коефіцієнт попиту

n - час роботи обладнання при відповідних режимах роботи, год. Приймається з табл.16.2[1] і становить для компресорів - 5400, насосів водяних -3000, насосів аміачних - 5000, вентиляторів -

За результатами розрахунку, зведеного до табл.6.1, річне споживання електроенергії холодильною установкою становить

$$W_{pl} := 17614.24 \cdot 1000 \cdot кВт_{год}$$

Таблиця 6.1. Річне споживання електроенергії холодильною установкою (Схема 1)

№ n/n	Найменування обладнання	К-ть	P _н , кВт	Коеф. попит у	Норма годин роботи на рік	Рік, кВт год
1	Компресор Bitzer CSH 9561-210	16	157,400	0,9	5 400	12 239 424
2	Конденсатор CIAT	8	21,600	0,9	3 000	466 560
3	Компресор Bitzer 4FES-3-40S	1	5,000	0,9	5 400	24 300
4	Конденсатор arperary LH64E/2FES-3-40S	1	0,330	0,9	3 000	891
5	Компресор Bitzer 4GE-23-40P	4	84,500	0,9	5 400	1 642 680
6	Конденсатор arperary LH64E/4GE-23-40P	4	0,315	0,9	3 000	3 402
7	Компресор Bitzer 4NES-20-40P	5	56,250	0,9	5 400	1 366 875
8	Конденсатор arperary LH64E/4NES-20-40P	5	0,315	0,9	3 000	4 253
9	Компресор Bitzer4PES-15-40P	1	48,500	0,9	5 400	235 710
10	Конденсатор arperary LH64E/4PES-20-40P	1	0,315	0,9	3 000	851
11	повітроохолодник GUNTER (dx) S-GHN-045.2D/14-ANW50.E	1	0,300	0,9	3 000	810
12	повітроохолодник GUNTER (dx) S-GHN-050.2E/34-ANS50.E	1	0,570	0,9	3 000	1 539
13	повітроохолодник GUNTER (dx) S-GHN-080.2E/14-AND50.E	1	3,090	0,9	3 000	8 343
14	повітроохолодник GUNTER (dx) S-GHN-050.2F/24-AHS50.E	1	0,980	0,9	3 000	2 646
15	повітроохолодник GUNTER (dx) S-GHF-045.2F/34-AHW50.E	6	1,200	0,9	3 000	19 440
16	повітроохолодник GUNTER (dx) S-GHN-050.2F/37-AHS50.E	2	1,680	0,9	3 000	9 072
17	повітроохолодник GUNTER (dx) S-GHN-050.2F/24-AHS50.E	3	0,980	0,9	3 000	7 938
18	Насоси WILO BL80/150	6	15,0	0,9	3 000	243 000
19	Насоси WILO NP100/200	9	55,0	0,9	3 000	1 336 500
Річна витрати електроенергії						17 614 233

вартість 1 кВт*год електроенергії прийнято $C_{ел} := 3.34 \cdot \frac{грн}{кВт_год}$.

Визначаємо витрати коштів на споживання електричної енергії за проектними розрахунками:

$$B_{ел,р1} := W_{р1} \cdot C_{ел} \quad B_{ел,р1} := 58831.5 \quad тис_грн$$

Визначення витрат на виробництво штучного холоду схема №2

Річне споживання електроенергії холодильною установкою розраховано за методом наведеним для схеми №1.

Результати розрахунків, зведеного до табл.6.2, річне споживання електроенергії холодильною установкою становить

$$W_{р2} := 11266.76 \cdot 1000 \cdot кВт_год$$

Таблиця 6.2. Розрахунки витрати електроенергії холодильну установку(Схема 2)

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	P _н , кВт	Коеф. попиту	Норма годин роботи на рік	Рік, кВт год
1	Чилер GEA Grasso FX PP 2400	3	450,000	0,9	5 400	6 561 000
3	Компресор Bitzer 4FES-3-40S	1	5,000	0,9	5 400	24 300
4	Кондесатор агрегату LH64E/2FES-3-40S	1	0,330	0,9	3 000	891
5	Компресор Bitzer 4GE-23-40P	4	84,500	0,9	5 400	1 642 680
6	Кондесатор агрегату LH64E/4GE-23-40P	4	0,315	0,9	3 000	3 402
7	Компресор Bitzer 4NES-20-40P	5	56,250	0,9	5 400	1 366 875
8	Кондесатор агрегату LH64E/4NES-20-40P	5	0,315	0,9	3 000	4 253
9	Компресор Bitzer 4PES-15-40P	1	48,500	0,9	5 400	235 710
10	Кондесатор агрегату LH64E/4PES-20-40P	1	0,315	0,9	3 000	851
11	повітроохолодник GUNTER (dx) S-GHN-045.2D/14-ANW50.E	1	0,300	0,9	3 000	810
12	повітроохолодник GUNTER (dx) S-GHN-050.2E/34-ANS50.E	1	0,570	0,9	3 000	1 539
13	повітроохолодник GUNTER (dx) S-GHN-080.2E/14-AND50.E	1	3,090	0,9	3 000	8 343
14	повітроохолодник GUNTER (dx) S-GHN-050.2F/24-AHS50.E	1	0,980	0,9	3 000	2 646
15	повітроохолодник GUNTER (dx) S-GHF-045.2F/34-AHW50.E	6	1,200	0,9	3 000	19 440
16	повітроохолодник GUNTER (dx) S-GHN-050.2F/37-AHS50.E	2	1,680	0,9	3 000	9 072
17	повітроохолодник GUNTER (dx) S-GHN-050.2F/24-AHS50.E	3	0,980	0,9	3 000	7 938
18	Насоси WILO BL80/150	8	15,0	0,9	3 000	324 000
19	Насоси WILO NP100/200	3	55,0	0,9	3 000	445 500
20	Насоси WILO NP100/190	4	30,0	0,9	3 000	324 000
21	Градижня БМТ	1	75,0	0,7	3 000	283 500
Річна витрати електроенергії						11 266 749

вартість 1 кВт*год електроенергії прийнято $C_{ел} := 3.34 \cdot \frac{грн}{кВт_год}$.

Визначаємо витрати коштів на споживання електричної енергії за проектними розрахунками:

$$B_{ел,р2} := W_{р2} \cdot C_{ел} \quad B_{ел,р2} := 37630 \quad тис_грн$$

Річне споживання води холодильною установкою можна визначити за формулою:

$$V_{p2} := \Sigma g_{\text{вод}} \cdot Q_{-2}$$

$$V_{p2} := 46430 \cdot \text{м}^3$$

де $\Sigma g_{\text{вод}}$ - питома витрата свіжої води м³ на умовну одиницю холоду:
може бути прийнята з рекомендацій [1, стр.245] рівною

Визначаємо витрати коштів на споживання води за проектними

вартість 1 м³ води прийнято: $C_{\text{вод}} := 7.88 \cdot \frac{\text{грн}}{\text{м}^3}$

$$B_{\text{вод},p2} := V_{p2} \cdot C_{\text{вод}}$$

$$B_{\text{вод},p2} := 365.9 \quad \text{тис_грн}$$

Визначення витрат на виробництво штучного холоду схема №3

Річне споживання електроенергії холодильною установкою розраховано за методом наведеним для схеми №1.

Результати розрахунків, зведеного до табл.6.3, річне споживання електроенергії холодильною установкою становить

$$W_{p3} := 16449.13 \cdot 1000 \cdot \text{кВт_год}$$

Таблиця 6.3. Розрахунки витрати електроенергії холодильну установку(Схема 3)

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	P _н , кВт	Коеф. попиту	Норма годин роботи на рік	Рік, тис. кВт год
1	Компресор CSW95113-320-40D	6	405,000	0,9	5 400	11 809 800
2	Конденсатор GUNTER GVH 080.3A./2*6-M(D)E	4	36,000	0,9	3 000	388 800
3	Електродвигуни мішалок АКХ	2	2,200	0,9	3 000	11 880
4	Компресор Bitzer 4FES-3-40S	1	5,000	0,9	5 400	24 300
5	Конденсатор агрегату LH64E/2FES-3-40S	1	0,330	0,9	3 000	891
6	Компресор Bitzer 4GE-23-40P	4	84,500	0,9	5 400	1 642 680
7	Конденсатор агрегату LH64E/4GE-23-40P	4	0,315	0,9	3 000	3 402
8	Компресор Bitzer 4NES-20-40P	5	56,250	0,9	5 400	1 366 875
9	Конденсатор агрегату LH64E/4NES-20-40P	5	0,315	0,9	3 000	4 253
10	Компресор Bitzer4PES-15-40P	1	48,500	0,9	5 400	235 710
11	Конденсатор агрегату LH64E/4PES-20-40P	1	0,315	0,9	3 000	851
12	повітроохолодник GUNTER (dx) S-GHN-045.2D/14-ANW50.E	1	0,300	0,9	3 000	810
13	повітроохолодник GUNTER (dx) S-GHN-050.2E/34-ANS50.E	1	0,570	0,9	3 000	1 539
14	повітроохолодник GUNTER (dx) S-GHN-080.2E/14-AND50.E	1	3,090	0,9	3 000	8 343
15	повітроохолодник GUNTER (dx) S-GHN-050.2F/24-AHS50.E	1	0,980	0,9	3 000	2 646
16	повітроохолодник GUNTER (dx) S-GHF-045.2F/34-AHW50.E	6	1,200	0,9	3 000	19 440
17	повітроохолодник GUNTER (dx) S-GHN-050.2F/37-AHS50.E	2	1,680	0,9	3 000	9 072
18	повітроохолодник GUNTER (dx) S-GHN-050.2F/24-AHS50.E	3	0,980	0,9	3 000	7 938
19	Wilo-NLG 200/315-45/4	7	45,0	0,9	3 000	850 500
20	WILO SCP 150/350 HA-3	1	22,0	0,9	3 000	59 400
Річна витрати електроенергії						16 449 129

вартість 1 кВт*год електроенергії прийнято $C_{ел} := 3.34 \cdot \frac{грн}{кВт_год}$.

Визначаємо витрати коштів на споживання електричної енергії за проектними розрахунками:

$$B_{ел,рз} := W_{рз} \cdot C_{ел} \quad B_{ел,рз} := 54940 \text{ тис_грн}$$

Визначення витрат на виробництво штучного холоду схема №4

Річне споживання електроенергії холодильною установкою розраховано за методом наведеним для схеми №1.

Результати розрахунків, зведеного до табл.6.4, річне споживання електроенергії холодильною установкою становить

$$W_{р4} := 8768.28 \cdot 1000 \cdot кВт_год$$

Таблиця 6.4. Розрахунки витрати електроенергії холодильну установку(Схема 4)

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	Р _н , кВт	Коеф. попиту	Норма годин роботи на рік	Рік, кВт год
1	Чилер GEA Grasso FX PP 3300	1	703,000	0,9	5 400	3 416 580
2	Повітроохолодник GUNTER GGHN 071.2E/27-AND50/10P.E	1	1,860	0,9	3 000	5 022
3	повітроохолодник GUNTER GGHN050.2F/34-ANS50/12P.E	2	1,800	0,9	3 000	9 720
4	повітроохолодник GUNTER GGHN 080.2E/27-ANS50/12P.E	3	4,600	0,9	3 000	37 260
5	Компресор GEA Grasso LT-XA	1	703,000	0,9	5 400	3 416 580
6	Електродвигуни мішалок АКХ	2	2,200	0,9	3 000	11 880
7	Чилер GEA Grasso FX PP 350	1	82,000	0,9	3 000	221 400
8	повітроохолодник GUNTER GGHN 071.2H/112-D50/36P	1	0,900	0,9	3 000	2 430
9	Повітроохолодник GUNTER GGHN 080.2E/27-ANS50/12P.E	2	4,600	0,9	3 000	24 840
10	GUNTER GGHN 071.2E/37-ANS50/10P.E	2	3,150	0,9	3 000	17 010
11	повітроохолодника GUNTER GGHN 071.2H/312-ANS50/12P.E	2	3,150	0,9	3 000	17 010
12	GUNTER GGHN 071.2F/37-ANS50/12P.E	2	3,150	0,9	3 000	17 010
13	Градирня БМГ-800	1	88,000	0,9	3 000	237 600
14	Градирня БМГ-1000	1	450,000	0,9	3 000	1 215 000
15	Насос Wilo-NLG 200/315-45/4	7	3,150	0,9	3 000	59 535
16	Насос WILO SCP 150/350 HA-3	1	22,000	0,9	3 000	59 400
Річна витрати електроенергії						8 768 277

Таблиця 6.5.Річні експлуатаційні витрати				
	Схема 1	Схема 2	Схема 3	Схема 4
Річне споживання електроенергії ХУ, *1000кВт_год	17614,2	11266,8	16449,1	8768,26
Витрати коштів на споживання електричної енергії ХУ, тис_грн.	58831,5	37630	54940	29290
Річне споживання води ХУ, м ³	-	46430	-	47080
Витрати коштів на споживання води ХУ, тис_грн.	-	365,9	-	371
Сума річних експлуатаційних витрат, тис_грн	58831,5	37995,9	54940	29661

вартість 1 кВт*год електроенергії прийнято $C_{ел} := 3.34 \cdot \frac{грн}{кВт_год}$.

Визначаємо витрати коштів на споживання електричної енергії за проектними розрахунками:

$$B_{ел.р4} := W_{р4} \cdot C_{ел} \quad B_{ел.р4} := 29290 \quad тис_грн$$

Річне споживання води холодильною установкою можна визначити за формулою:

$$V_{р4} := \Sigma g_{сд} \cdot Q_4 \quad V_{р4} := 47080 \cdot м^3$$

де $\Sigma g_{сд}$ -питома витрата свіжої води м³ на умовну одиницю холоду: може бути прийнята з рекомендацій [1, стр.245] рівною

Визначаємо витрати коштів на споживання води за проектними

вартість 1 м³ води прийнято: $C_{вод} := 7.88 \cdot \frac{грн}{м^3}$

$$B_{вод.р4} := V_{р4} \cdot C_{вод} \quad B_{вод.р4} := 371 \quad тис_грн$$

Всі розрахунки зановимо до таблиці 6.5.

Таблиця 6.5.

Виснов

Для проведення порівняльного аналізу економічної ефективності прийнятих до розгляду схем холодильних установок Канівського маслосирзаводу було взято два основних параметри, а саме:

- витрати коштів на споживання електричної енергії ХУ;
- витрати коштів на споживання води ХУ.

Всі схеми розраховані по однакових тарифах, що дає змогу реально оцінити всі недоліки та переваги кожної із схем.

Провівши даний аналіз, ми отримали наближенні значення. Ці дані не можливо вважати повними, так як не було розраховано річні експлуатаційні витрати ХУ по холодильному носію та мастилу. Розрахунки не були проведені, у зв'язку з відсутністю методики обчислення витрати фреону та мастила. Відсутність розрахунку окупності проекту пов'язано із неповною

7. Охорона праці

Вступ

Метою даного розділу є створення у компресорному цеху ВАТ “Канівський маслосирзавод” нешкідливих та безпечних умов праці за рахунок впровадження на підприємстві норм та вимог до охорони праці.

Проект розробляється з урахуванням сучасної законодавчої бази, а саме нормативного документу галузі “Правила устройства и безопасной эксплуатации аммиачных холодильных установок”, Конституції України (від 28 черня 1996 року) та нормативно технічної документації (ДНАОП, ДСТУ, СН, СНИП тощо).

В якості робочої зони в проекті розглядається компресорний цех. Основна небезпека при експлуатації холодильної установки полягає в тому у можливому раптовому руйнуванні холодильного обладнання (випарників, конденсаторів, компресорних агрегатів, трубопроводів та ін.), яке супроводжується викидом в атмосферу отруйних парів аміаку та можливим їх вибухом. Разом з тим існує ще ряд небезпечних та шкідливих для людини факторів.

Впровадження сучасного обладнання із високим рівнем автоматизації дозволить зменшити рівень впливу шкідливих та небезпечних факторів на людину, підвищити степінь безпеки його експлуатації й обслуговування, та таким чином покращити умови праці обслуговуючого персоналу.

Аналіз шкідливих та небезпечних виробничих факторів

В якості робочої зони в проекті розглядається компресорний цех, в якому, працюють 2 машиністи АХУ та 1 слюсар. Ремонтні роботи проводять необхідна для ремонту кількість чоловік.

В самому компресорному цеху не знаходиться ні одного працівника постійно. Оператори компресорного цеху знаходяться в спеціальному приміщенні, котре відділено від машинного відділення цегляною стіною та має скляне вікно. Інший обслуговуючий персонал постійно не знаходиться в компресорній. Якщо і знаходиться, то може працювати будь-де.

У компресорному цеху діє ряд шкідливих та небезпечних для обслуговуючого персоналу факторів.

Шкідливі виробничі фактори: шум та вібрація на робочому місці; загазованість повітря; недостатній рівень освітленості робочої зони.

Небезпечні виробничі фактори: порушення вимог безпеки до розміщення робочих місць, обладнання і технологічних майданчиків; незахищені рухомі елементи обладнання; наявність посудин, що працюють під тиском; небезпечний рівень напруги в електричному колі; статична електрика, атмосферна електрика.

План машинного відділення із позначеними на ньому шкідливими та небезпечними факторами наведено на рис. 7.1.

Мікроклімат

Мікроклімат компресорного цеху не відноситься до приміщень з надмірним виділенням тепла, тому що в цеху не спостерігається значне тепловиділення від нагрітих нагнітальних трубопроводів. Хоча температура цих трубопроводів досягає 120°C але дане тепловиділення не перевищує 23 Дж/(м³·с).

Повітря компресорного цеху та ПУ повинні відповідати вимогам ДСН 3.3.6.042-99 “Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень”.

Допустимі норми мікроклімату подано у табл.7.1.

Параметри мікроклімату підтримуються в машинному залі за рахунок системи опалення, ізоляції та герметизації циркуляційних ресиверів, компресорів, трубопроводів, а також за допомогою загально обмінної

механічної вентиляції. Повітря яке викидається в атмосферу не очищується.

Табл.7.1 Допустимі норми мікроклімату для компресорного цеху

№ пор.	Професія	Категорія робіт за важкістю	Температура, °С, на робочих місцях				Відносна вологість φ, %	Швидкість руху повітря, м/с
			Верхня границя		Нижня границя			
			пос-тій-них	непос-тійних	пос-тій-них	непос-тійних		
1	Машиніст компресорного цеху	Па	Холодна пора року				75	Не більше 0,3
			23	24	17	15		
			Тепла пора року					
2	Слюсар КВП	Іб	Холодна пора року				75	Не більше 0,2
			24	25	20	17		
			Тепла пора року					
3	Слюсар, механік, електрик	ІІІ	Холодна пора року				75	Не більше 0,3
			19	20	13	12		
			Тепла пора року					
			26	28	15	13	75 (при 24 °С) та нижче	0,2 – 0,5 0,2 – 0,6

Система припливно-витяжної вентиляції машинного та апаратного відділення повинна забезпечувати наступну кратність повітрообміну за годину:

- приплив – за розрахунком, але не менше 2;
- витяжка – за розрахунком, але не менше 3.

Проведемо розрахунок обсягу повітря на вентиляцію машинного відділення.

Чистота повітря

Визначення кількості вентиляційного повітря при розбавленні свіжим повітрям шкідливих газів, парів та пилу проводимо для таких вихідних даних:

$G=20$ гр/год. - інтенсивність виділення парів аміаку в машинному відділенні;

$C_1 = 0,02$ мг/м³ - концентрація парів аміаку у припливному повітрі,(природній вміст аміаку в повітрі);

$C_2 = 20 \text{ мг/м}^3$ - концентрація парів аміаку у повітрі машинного відділення, (не більше ГДК в повітрі робочої зони);

$F=180 \text{ м}^2$ – площа машинного відділення;

$h=6 \text{ м}$ – висота машинного відділення до перекриття.

Необхідна кількість вентиляційного повітря:

$$L = \frac{1000G}{c_2 - c_1} = \frac{1000 \cdot 20}{20 - 2} = 1111 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Визначаємо кратність припливного повітря, що подається в машинне відділення:

$$n = \frac{L}{Fh} = \frac{1111}{180 \cdot 6} = 1,028 \text{ год}^{-1}.$$

Приймаємо кратність припливного повітря рівною 2.

Шум і вібрація

Із схеми компресорного цеху (див. рисунок) можна бачити, що шум створює майже все обладнання що знаходиться в цеху.

Допустимі норми шуму для промислових підприємств, де є обладнання, що створює шум, згідно ДСН 3.3.6.037-99 “Державні санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку” подано в табл.7.2.

Табл.7.2 Допустимі норми шуму для промислових підприємств

№ пор.	Професія	Рівень звукового тиску, дБ, в активних смугах з середньгеометричними смугами, Гц									Рівень звуку і еквівалентні рівні звуку, дБ
		31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
1	Машиніст компресорного цеху	103	99	92	86	83	80	78	76	74	80
2	Слюсар КВП	103	99	92	86	83	80	78	76	74	80
3	Слюсар, механік, електрик	103	99	92	86	83	80	78	76	74	80

Вібрація в компресорному цеху як локальна так і загальна. Всі машини (компресори, насоси) створюють загальну вібрацію котра передається через фундамент на людину. Рівень вібрації на робочих місцях не перевищує гранично допустимої величини, передбаченої ДСН 3.3.6.039-99 “Державні санітарні норми виробничої, загальної та локальної вібрації” та ГОСТ 12.1012-90.ССБТ “Вибрационная безопасность. Общие требования”. Допустимі рівні вібрації подано в таблиці 7.3.

Таблиця 7.3.

Середньочастотні Частоти октанових смуг, Гц	Загальна вібрація		Локальна вібрація	
	U, м/с	L, дБ	U, м/с	L, дБ
2	1,3	108	–	–
4	0,45	99	–	–
8	0,22	93	5	120
16	0,2	92	5	120
31,5	0,2	92	3,5	117
63	0,2	92	2,5	114
125	–	–	1,8	111
250	–	–	1,3	108
500	–	–	0,9	105
1000	–	–	0,65	102

Локальну вібрацію не розглядаю так як вона виникає тільки при ремонтних роботах в короткий проміжок часу що не шкодить здоров'ю людини. Зменшення загальної вібрації від роботи компресорів досягаю за рахунок:

- не жорсткого кріплення до конструкцій будівлі трубопроводів, які приєднуються до холодильної машини;
- встановлення компресорів на спеціальних фундаментах, відокремлених від несучих конструкцій будівлі;
- встановлення холодильних машин на амортизатори.

Освітлення

Освітленість робочих місць в компресорному цеху здійснюється природним світлом – в світлі години доби і штучним - у темні та повинне відповідати вимогам ДБН В.2.5.-28-206 “Природне і штучне освітлення”.

Прийняті у проекті норми штучного освітлення робочих місць для всіх професій, які задіяні в роботі АХУ наведено в таблиці 7.3. Для природного освітлення проводжу розрахунок.

Табл.7.3 Норми освітленості робочих місць для компресорного цеху

Професія	Точність зорової роботи	Розряд зорової роботи	Під розряд зорової роботи	Освітленість, лк	
				Комбінована: Газорозрядні лампи	Загальна: Газорозрядні лампи
				лампи розжарювання	лампи розжарювання
Всі	Середня	IV	г	300	150/100

Табл.8. 4 Норми природного та суміщеного освітлення робочих місць для компресорного цеху

Професія	Характеристика зорової роботи	Розряд зорової роботи	Під розряд зорової роботи	КПО,%	
				Природне освітлення	Суміщене освітлення
				При боковому освітленні	При боковому освітленні
Всі	Загальне спостереження за ходом виробничого процесу	VIII	б) періодичне при постійному перебуванні людей у приміщенні	0,3	0,2

Розрахунок природного освітлення

За табл. 4.1. [23] приймаю значення КПО $e_H = 0,3\%$, Характеристика зорової роботи – періодичне спостереження за ходом виробничого процесу при періодичному перебуванні людей у приміщенні – VIII розряд зорових робіт. Приймаю коефіцієнт запасу з табл. 4.3. [8] $k_3 = 1,3$.

З табл. 4.4. [23] визначаю світлову характеристику вікон $h_B = 17$.

Площа підлоги компресорного цеху $S_H = 432 м^2$.

За табл. 4.5. [23] приймаю коефіцієнт затінення вікон будівлями, що стоять напроти $K_6 = 1,0$. Загальний коефіцієнт світлопропускання:

$$\tau = \tau_1 \cdot \tau_2 \cdot \tau_3 \cdot \tau_4 \cdot \tau_5$$

де $\tau_1 = 0,9$ – коефіцієнт світлопропускання матеріалу,

$\tau_2 = 0,75$ – коефіцієнт, який ураховує втрати світла в рамі світлопрорізу,

$\tau_3 = 1$ – коефіцієнт, який враховує втрати світла в несучих конструкціях покриття,

$\tau_4 = 1$ – коефіцієнт, який враховує втрати світла в сонцезахисних пристроях,

$\tau_5 = 1$ – коефіцієнт, який враховує втрати світла в захисній сітці, яка встановлюється під ліхтарями,

$$\tau = \tau_1 \cdot \tau_2 \cdot \tau_3 \cdot \tau_4 \cdot \tau_5 = 0,9 \cdot 0,75 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 0,675$$

Приймаю значення $r_1 = 2,3$ коефіцієнта, що враховує підвищення КПО при бічному освітленні за рахунок світла відбитого від поверхнею приміщення та підстелюючого шару прилеглого до компресорного цеху, за табл. 4.6. [23].

Тоді площа світлових прорізів при бічному освітленні:

$$S_B = \frac{e_H k_3 h_B F_{\Pi} K_6}{100 \tau r_1} = \frac{0,3 \cdot 1,3 \cdot 17 \cdot 180 \cdot 1}{100 \cdot 0,675 \cdot 2,3} = 23,5 \text{ м}^2$$

В компресорному цеху встановлено чотири вікна розмірами 3х3 м, площею 9 м² кожне. Таки чином природне освітлення відповідає вимогам ДБН.

Електробезпека

Компресорне відділення відноситься до приміщень з підвищеною небезпекою (ДНАОП 0.00–1.32.–01. Правила будови електроустановок. Електрообладнання спеціальних установок).

Електроустановки, що експлуатуються, відповідають вимогам ДНАОП 0.00–1.32–01, ДНАОП 0.00.–1.21–98 “Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів,” а також діючим стандартам безпеки праці та іншим нормативним документам.

Згідно класифікації ПУЕ до зон підвищеної небезпеки (фактор небезпеки – можливість одночасного доторкання до заземлених конструкцій і до конструкцій, що працюють під напругою, в разі пошкодження ізоляції, або непрофесійних дій працівника) належать всі компресори, насоси, циркуляційний ресивер (в комплекті з ним встановлено аміачні насоси), панельні випарники (мішалка під напругою і корпус закритий залізом). Зони, де встановлено ресивери, віддільники рідини, кожухотрубний випарник, належать до зони без підвищеної небезпеки.

У приміщенні компресорного цеху електропроводка, кабельні лінії та виконання електроустаткування мають ступінь захисту оболонок – IP-44 (ДНАОП 00.0 – 1.32 - 01). Заходи з безпечної експлуатації електрообладнання регламентує документ ДБН 8.2.5-27-2006 “Захисні заходи електробезпеки в електроустановках будинків та споруд”.

Засоби електрозахисту:

1. Заземлення із ізольованою нейтралі типу IT всіх металевих не струмопровідних конструкцій електричного обладнання. Опір заземлюючого пристрою не перевищує 4 Ом;
2. Живлення систем автоматизації, світильників підсвічування шкал приладів контролю і керування компресорами малою напругою (до 12 В);
3. Всі агрегати, що живляться змінною напругою 220/380 В обладнуються заземленням і аварійним відімкненням;
4. Електричне освітлення здійснюється струмом 220 В за обов’язкового встановлення світильників загального освітлення на висоті не нижче 5 м;
5. Всі електричні щити живлення мають бути закриті захисними коробками. Під щитами бути діелектричні ковбики (або підставки);

6. Приміщення компресорного цеху обладнується знаками безпеки;
7. Ремонт та профілактика машини здійснюється тільки за відімкненого електричного живлення.

Для захисту струмопровідних частин градирні від прямих ударів блискавки використовуються стрижневі блискавковідводи, які встановлено на даху машинного відділення та на майданчику з градирнею, згідно РД 34.21.122.-87 “Инструкция по защите от молнии зданий и сооружений”.

Пожежо- та вибухобезпека

Речовина, що утворює вибухонебезпечну суміш з повітрям – аміак, відноситься до категорії вибухонебезпечної суміші – ПА, група вибухонебезпечної суміші – Т1.

У відповідності із СНиП 2.11.02–87. “Холодильники машинне відділення відноситься до вибухо- та пожежонебезпечної категорії Б згідно з ОНТП24–86, а ПУЕ – до пожежонебезпечної категорії Д.

В процесі експлуатації холодильної установки робітники дотримуються вимог “Типові правила пожежної безпеки для промислових підприємств”, ГОСТ12.1.004–85.ССБТ. “Пожарная безопасность. Общие требования”, ДНАОП 0.01–1.01–95. “Правила пожежної безпеки в Україні”.

Температура у камерах холодильника нижча 2°C, тому вони відносяться до категорії Д. Приміщення з холодильним устаткуванням цеху цільномолочної продукції, камери зберігання молока, кефіру та йогурту, експедиції, де температура вище 5°C, відносяться до категорії В.

Пожежна безпека на підприємстві включає в себе систему запобігання вибуху і пожеж та систему пожежного захисту.

Система запобігання пожежі передбачає:

– наявність огорожуючи конструкцій будівлі машинного відділення, легко скидних елементів (вікна, двері);

- контроль концентрацій аміаку в приміщенні компресорного відділення;
- аварійну витяжну вентиляція;
- світлозвукову сигналізацію, табло над входом у машинне відділення;
- надійне приєднання провідників від обладнання до контуру заземлення без іскріння;
- використання засобів захисту від атмосферної електрики;
- застосування аварійного та витяжного вентиляторів машинного відділення у іскро-, а їх електродвигунів – у вибухозахищеному виконанні; приточного вентилятора – у звичайному, а його електродвигуна – в закритому виконанні;
- наявність протипожежних інструкцій, атестацій обслуговуючого персоналу;
- роботу на електрообладнанні без перевантажень;
- дотримання правил пожежної безпеки при виконанні роботи із застосуванням відкритого вогню;
- заборону палінню на робочих місцях.

Система пожежного захисту включає:

- наявність у приміщенні машинного відділення двох евакуаційних виходів, причому двері повинні відчинятися у бік виходу;
- застосування в машинному відділенні будівельних матеріалів не нижче II ступеня вогнестійкості (СНиП 2.11.02-87, СНиП 2.01.02-85. “Противопожарные нормы”);
- наявність системи оповіщення про пожежу;
- наявність аварійного відключення обладнання;
- забезпечення первинними засобами пожежегасіння: двома лопатами, сокирами, металевим багром; пожежним щитом з азбестовим полотном, ящиком з піском; повітряно-пінні вогнегасники ОВП-5 – 1 шт; порошкові вогнегасники ОПС-10 – 1 шт.
- наявність плану евакуації.

Техніка безпеки

Для організації безпечного виконання виробничих процесів на молокопереробному заводі проектом передбачається створення *служби охорони праці*.

Кількісний склад служби охорони праці визначає ст. 15 Закону “Про охорону праці”. Оскільки на заводі кількість працюючих становить 150 осіб і використовуються вибухонебезпечні та сильнодіючі отруйні речовини (аміак для роботи холодильної установки) служба складається з двох працівників.

Керує службою інженер з охорони праці. Його робота визначається Типовим положенням. Типове положення про службу охорони праці затверджено в наказі Держкомнагляд охоронпраці від 3 серпня 1993 року № 73.

До функцій інженера з охорони праці входить розробка й здійснення заходів, які забезпечують безпеку праці, вдосконалення техніки безпеки й засобів захисту по запобіганню травматизму й професійних захворювань, а також контроль за дотриманням законодавства, наказів, інструкцій, правил і норм техніки безпеки та виробничої санітарії.

Вимоги техніки безпеки регламентує нормативний документ галузі [1], та ГОСТ 12.2.003-91. ССБТ. “Оборудование производственное. Общие требования безопасности”.

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

по експлуатації холодильних установок – для машиністів;

по автоматизації холодильних установок – для слюсарів по КВП і автоматичі .

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

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

Холодильна установка обслуговується двома машиністом в зміну.

Інструктаж по охороні праці обов'язковий для всіх, хто поступив на роботу і працюючих, не залежно від їх стажу і кваліфікації.

Персонал, що працює у виробничих приміщеннях, в яких встановлено технологічне обладнання з безпосереднім кипінням аміаку, проходить інструктаж по охороні праці, пов'язаний із застосуванням на виробництві аміачної системи безпосереднього охолодження. Інструктаж проводить начальник цеха, в якому експлуатується таке обладнання.

Періодичну перевірку знань персоналом інструкцій обслуговування холодительної установки, техніці безпеки, експлуатації обладнання і практичним діям надання до лікарської допомоги проводять не рідше одного разу в 12 місяців комісією, яка складається із спеціалістів по холодительній техніці, електротехніці, приборах автоматики і техніці безпеки.

Перевірку знань з техніки безпеки у керуючих і інженерно-технічних робітників здійснюють у відповідності з "Положенням про порядок перевірки знань правил і норм по охороні праці керуючих, інженерно-технічних робітників і спеціалістів".

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

- по обладнанні і експлуатації аміачних холодительних установок;
- експлуатації холодительної системи (охолодного обладнання);
- обслуговування контрольно-вимірювальних приладів і автоматики;
- пожежної безпеки;
- охороні праці (надання до лікарської допомоги при отруєнні аміаком, дії персоналу по ліквідації прориву аміаку і при виникненні аварійної ситуації і т. д.);
- річні і місячні графіки проведення планово-попереджувальних ремонтів;

– схеми аміачних, рідинних, масляних і водяних трубопроводів із пронумерованою (у них і відповідно в натурі) запірною арматурою і приладами автоматики (затверджені головним інженером);

– покажчики перебування засобів індивідуального захисту;

– номери телефонів швидкої допомоги, пожежної команди, диспетчера електромережі, штабу цивільної оборони, міліції, найближчої військової частини, начальника компресорного цеху (домашній телефон);

– номери телефонів і адреса організації, що обслуговують автоматизовану холодильну установку.

З метою підвищення безпеки експлуатації холодильної установки, посудини високого тиску працюючі під тиском (КД, ЛР, МВ, МЗ) розміщені зовні, на відстані 6 м від машинного відділення. Лінійний ресивер має огорожу із металевої сітки висотою 2 м, та сонцезахисний навіс.

Аварійна вентиляція забезпечує в приміщеннях видалення 60 м³/год на 1 м² площі підлоги приміщення та робочих ділянок. Кратність вентиляції – 10÷12.

У приміщенні машинного відділення встановлено сигналізатор концентрації аміаку у повітрі ДОЗОР-6-АМІАК-Т. Він має 6 індикаторів концентрації аміаку в машинному відділенні (біля кожного компресора, дренажного ресивера, регулюючої станції). Сигналізатор здійснює включення аварійної вентиляції при досягненні концентрації 1500 мг/м³ (0,21%), світлозвукової сигналізації і сирени типу ПВ-СС, попереджаючи про загазованість приміщення.

Для екстреного відключення електроживлення усього обладнання холодильної установки і робочого освітлення зовні на стіні машинного відділення змонтовано кнопки загального аварійного відключення, із яких одна – біля робочого входу, а друга – біля дверей запасного виходу. Одночасно з відключенням електроживлення обладнання ці кнопки включають в роботу аварійну вентиляцію, сирену і аварійне освітлення.

Для надання до лікарської допомоги в машинному відділенні є в наявності аптечка, в якій міститься: 1-2% р-н лимонної кислоти; 2-4% р-н борної кислоти; 1% р-н новокаїну; кодеїн; марлеві салфетки; етиловий спирт; бинти; вата; мазь Вишневського; йод.

Пропозиції по покращенню умов з ОП

1. До пуску в роботу АХУ після заміни холодильного агента привести систему вентиляції компресорного відділення до необхідних норм.
2. Облаштувати вентиляційні камери.
3. Облаштувати на вході до компресорного цеху та апаратного відділенні тамбури.
4. Облаштувати площадку встановлення градирні (дах апаратного відділення) шляхом встановлення стаціонарних сходів з перилами необхідної висоти.
5. Обмежити час перебування обслуговуючого персоналу в компресорному цеху.
6. По можливості проводити ремонти обладнання за межами компресорного цеху.
7. Встановити прилади безперервного контролю за газовим середовищем з автоматичним вмиканням вентиляції.
8. Заземлити повністю все нове встановлюване обладнання.
9. Встановити захисні кожухи на обладнанні для виключення можливості пошкодження струмоведучих ліній.
10. Перед пуском у роботу АХУ провести необхідні інструктажі для усіх працівників та організувати контроль за знаннями персоналу.

ВИСНОВКИ

Провівши порівняльний аналіз економічної ефективності прийнятих до розгляду різних схемних рішень холодильної установки Канівського маслосирзаводу, одне з яких є типовим і реалізовано на працюючому заводі, а інші – з використанням різних холодоагентів, систем охолодження конденсаторних груп та акумуляторів холоду, можна зробити висновки.

Найбільш ефективною схемою є схема №4, яка працює на аміаку та з акумуляторами холоду, сума річних витрат становить 29 661 тис. грн. Для збільшення заощаджень підприємство може перейти на розрахунок електроенергії за двох зональним лічильником і тарифами.

Схема №2, в якій для охолодження крижаної води на виробництво використовується холодильний агент аміак, а камери працюють децентралізовано на R-22, сума річних витрат становить 37 996 тис. грн.. Це на 8 400 тис. грн. перевищує суму витрат централізованої аміачної схеми холодопостачання з використанням акумуляторів холоду. Дану схему доцільно застосувати, у випадку роботи підприємства на часткову продуктивність та з великими переривами.

Аміачним схемам холодопостачання суттєво поступаються фреонові. Сума річних витрат фреонової схеми з акумуляторами холоду становить 54 940 тис. грн.. Для схеми, яка є реалізована на працюючому заводі, сума річних експлуатаційних витрат становить 58 831,5 тис. грн., що вдвічі більше суми витрат централізованої аміачної схеми холодопостачання з використанням акумуляторів холоду.

Список використаної літератури

- 1) Данилова Г.Н., Богданов С.Н. и др.; под общей ред. Д-ра техн. Наук Г.Н. Даниловой «Теплообменные аппараты холодильных установок – Л.: Машиностроение. Ленингр. Отд-ние, 1986 – 303 с.
- 2) Резенфельд Л.М. и Ткачев А.Г. Холодильные машины и аппараты. М., Госториздат, 1960.
- 3) Тимофеевский Л.С. Холодильные машины – СПб.: Политехника, 1997 – 992с.
- 4) Явнель Б.К. “Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха”. М.: «Агропромиздат», 1989-223с.
- 5) Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин / под ред. Н.Н. Кошкина Л.: Машиностроение, 1976 – 464 с.
- 6) Сакурн И.А. «Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин» - Л.: Машиностроение, 1987 – 423с.
- 7) Холодильные компрессоры: Справочник / под ред. Быкрва. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982 – 224с.
- 8) Константинов М.И. Проектирование холодильных машин и установок
- 9) Вейнберг Б.С. Поршневые компрессоры холодильных машин. М.: Машиностроение, 1965 – 355с.