МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

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

Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

«До захисту в ЕК»

Директор інституту(декан факультету)

_____ Сергій БЛАЖЕНКО
(підпис) (прізвище та ініціали)

«___» _____ 20__р.

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Валентин ПЕТРЕНКО
(підпис) (прізвище та ініціали)

«___» _____ 20__р.

Кваліфікаційна робота

на здобуття освітнього ступеня магістра

зі спеціальності 142 “Енергетичне машинобудування”,

освітня програма “Холодильні техніка та технології”

на тему: Порівняльний аналіз ефективності роботи холодильної установки для виробництва заморожених напівфабрикатів на базі різних схемних рішень

Виконав: студент 2 курсу, групи ЗХМ-2-6М

Наришков Євгеній Петрович

Керівник: доц. Мірошник Марія Миколаївна

Рецензент: _____ _____
(прізвище та ініціали) (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 відповідне джерело.

_____

підпис та прізвище здобувача

Київ - 2024

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 технологогії

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ТЕХТ
_____Валентин ПЕТРЕНКО
"08" листопада 2023 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Наришкова Євгенія Петровича
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Порівняльний аналіз ефективності роботи холодильної установки для виробництва заморожених напівфабрикатів на базі різних схемних рішень
керівник роботи доц. к.т.н., Мирошник М.М.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом закладу вищої освіти від 08.11.2023 року № 918-кс
2. Строк подання здобувачем роботи 05.02.2024 року
3. Вихідні дані до роботи Холодоагенти R717, CO_2, зберігання замороженої та охолодженої продукціх
4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)Вступ, 1. Обґрунтування прийнятих технічних рішень 2. Розрахунок пропонованих схем холодильних установок 3. Розрахунок електропостачання холодильних установок 4. Аналіз економічної ефективності впровадження розглянутих схем Висновки Використані джерела

5. Перелік графічного матеріалу
1. Схема холодопостачання виробництва1-2
2. Електрична схема
3. Схема трубопроводів компресорного відділення 1-2
4. Схема конденсаторного відділення

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання____08.11.2023_____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів виконання кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
	Отримання завдання на кваліфікаційну роботу	08.11-24.11.2023	
	Виконання розділів кваліфікаційної роботи	14.11.23-29.01.2024	
	Оформлення ПЗ, презентація, консультація з розділів	29.01-05.02.2024	
	Подача роботи на перевірку тексту кваліфікаційної роботи на академічний плагіат	05.02-09.02.2024	

Здобувач _____ Євгеній НАРИШКОВ
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ Марія МИРОШНИК
(підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Магістерська кваліфікаційна робота "Порівняльний аналіз ефективності роботи холодильної установки для виробництва заморожених напівфабрикатів на основі різних схемних рішень" присвячена вивченню ефективності використання альтернативного холодильного агента, а саме вуглекислого газу, в рамках холодильної установки. Основна мета дослідження полягала в визначенні економічних та технічних переваг різних запропонованих схемних рішень.

Під час виконання роботи використовувалися методи аналізу літературних джерел та розрахункові методи дослідження. Об'єктом дослідження була обрана холодильна установка, яка призначена для виробництва м'ясних заморожених напівфабрикатів. Предметом дослідження стали технічні та економічні показники різних схемних рішень.

Отримані результати дозволили визначити перевагу використання альтернативного холодильного агента $CO2$ в схемі холодильної установки, як технічно, так і економічно. Ці висновки відображено у заключенні кваліфікаційної роботи. Зазначено, що отримані результати можуть бути використані під час реконструкції існуючих холодильних установок або при будівництві нових.

Ключові слова: *холодильний агент, вуглекислота, холодильна установка, заморожування, напівфабрикати, економічна ефективність*.

ABSTRACT

Master's thesis "Comparative Analysis of the Efficiency of a Refrigeration Unit for Frozen Semifinished Products Production Based on Different Schematic Solutions" is dedicated to studying the efficiency of using an alternative refrigerant, specifically carbon dioxide, in the framework of a refrigeration unit. The main goal of the research was to determine the economic and technical advantages of various proposed schematic solutions.

The methods of literature analysis and computational research methods were utilized during the work. The research object was a refrigeration unit designed for the production of frozen meat semifinished products. The research subject included technical and economic indicators of different schematic solutions.

The obtained results allowed determining the advantage of using the alternative refrigerant CO2 in the refrigeration unit scheme, both technically and economically. These conclusions are reflected in the conclusion of the qualification work. It is noted that the obtained results can be applied during the reconstruction of existing refrigeration units or in the construction of new ones.

Keywords: refrigerant, carbon dioxide, refrigeration unit, freezing, semifinished products, economic efficiency.

Магістерська кваліфікаційна робота "Порівняльний аналіз ефективності роботи холодильної установки для виробництва заморожених напівфабрикатів на основі різних схемних рішень" присвячена вивченню ефективності використання альтернативного холодильного агента, а саме вуглекислого газу, в рамках холодильної установки. Основна мета дослідження полягала в визначенні економічних та технічних переваг різних запропонованих схемних рішень.

Під час виконання роботи використовувалися методи аналізу літературних джерел та розрахункові методи дослідження. Об'єктом дослідження була обрана холодильна установка, яка призначена для виробництва м'ясних заморожених напівфабрикатів. Предметом дослідження стали технічні та економічні показники різних схемних рішень.

Отримані результати дозволили визначити перевагу використання альтернативного холодильного агента $CO2$ в схемі холодильної установки, як технічно, так і економічно. Ці висновки відображено у заключенні кваліфікаційної роботи. Зазначено, що отримані результати можуть бути використані під час реконструкції існуючих холодильних установок або при будівництві нових.

Ключові слова: *холодильний агент, вуглекислота, холодильна установка, заморожування, напівфабрикати, економічна ефективність*.

ЗМІСТ

Вступ…….....

1. Обґрунтування прийнятих технічних рішень…….……..……

2. Розрахунок пропонованих схем холодильних установок……

3. Розрахунок електропостачання холодильних установок…….

4. Аналіз економічної ефективності впровадження розглянутих схем……. ..

Висновки

Використані джерела……

ВСТУП

Вироблення заморожених продуктів – галузь харчової промисловості, що зараз найдинамічніше розвивається.

Перші досліди зі швидкого заморожування риби здійснив Кларенс Бердсай у 1930 р. На його установці м’ясо та риба швидко заморожувалися у плиткових апаратах і упаковувалися у покриті воском картонні короби. Згодом він створив ряд підприємств з виробництва (плиткові морозильні апарати), транспортування залізницею та продажу (холодильні вітрини) заморожених харчових продуктів. Широке використання заморожування харчових продуктів та напівфабрикатів розпочалося у США у 1940-х роках, коли через війну вимушено скоротили вироблення консервів у металевій тарі (для неї були потрібні сталь та олово, тоді як для пакування заморожених продуктів – лише картон та папір). У 1980-ті роки темпи зростання виробництва заморожених продуктів в розвинених країнах сягали 8...12% на рік, і хоча у 1990-ті вони знизилися до 5...8%, але лишилися одними з найвищих у харчовій промисловості. Зараз розроблені технології вироблення близько 500 видів заморожених продуктів і напівфабрикатів рослинного та тваринного походження, а також морепродуктів.

Особливо вигідним є вироблення заморожених напівфабрикатів для малих підприємств, бо воно є порівняно простим та мобільним. За потреби можна доповнити наявне обладнання та почати випуск іншої продукції. До того ж попит на цю продукцію високий і мало залежить від сезону.За кордоном поширене диференціювання заморожених страв за цільовим призначенням: щоденні обіди, страви святкової кухні, вечері для одного-двох чоловік чи для цілої сім’ї, їжа для тих, хто не може користуватися

їдальнею впродовж дня, спеціальні набори для відпочиваючих за містом, страви, що відповідають вимогам певних лікувальних дієт, тощо. Існують детально розроблені технології і обладнання для заморожування монопродуктів (плодів і овочів в цілому чи різаному вигляді без особливого оброблення) та плодоовочевих сумішей, технології отримання продуктів високої якості (IQF), вироблення заморожених напівфабрикатів (овочеві суміші, холодні компоти, холодні супи тощо). В стадії розроблення і випробування перебуває обладнання і нові технології для приготування швидкозамороженої їжі підвищеної готовності у вигляді збалансованих раціонів харчування, призначених для туристів, альпіністів, космонавтів, геологів, газовиків тощо. Розроблено технології і обладнання для швидкого харчування (шкільні сніданки, бістро та ін.). У системі швидкого харчування за кордоном такі продукти переважають.

В Україні також зростає виробництво заморожених напівфабрикатів підвищеної готовності, готових перших і других страв, спеціальних продуктів для різних груп населення. Для забезпечення збалансованого харчування школярів різних вікових груп з урахуванням медико-біологічних вимог розроблені рецептури і технологія вироблення заморожених плодоовочевих страв підвищеної харчової цінності. Особливістю цих продуктів є наявність добавок спрямованої дії, що підвищують їх харчову цінність, калорійність, з радіопротекторними і захисними властивостями, що особливо актуально у зв’язку з несприятливою екологічною обстановкою у багатьох регіонах України. Для виготовлення цих страв застосовують найціннішу плодово-ягідну сировину з великим вмістом біологічно активних речовин (мінеральні і пектинові, білки, вуглеводи, вітаміни, харчові волокна, антоціани тощо.). Як додатки використовують синтетичні вітаміни, молочну сироватку і концентрат сироваткового білка, пектин, морепродукти та ін.

Особливу групу складають фруктово-ягідні десерти з чорної смородини, полуниці, малини, вишні, сливи, чорноплідної горобини тощо; салати на базі

гарбуза, яблук, зеленого горошку; м’ясо-рослинні другі страви (котлети м’ясні з кабачками, сирники з морквою, баклажани з м’ясом і з соєю тощо). Вони зберігають натуральні властивості і харчову цінність сировини і добавок завдяки швидкому заморожуванню. Також виробляють м’ясні та рибні заморожені напівфабрикати і стейки, котлети філе тощо.

Споживання швидкозамороженої продукції в Україні становить близько 5 кг на душу населення. За кордоном цей показник різниться від 4 до 50 кг на душу населення. Найбільшим світовим споживачем заморожених продуктів є США, де їх річне споживання становить близько 50 кг на душу населення.

Асортимент заморожуваної продукції залежить насамперед від національних традицій, попиту населення, активності просування на ринок, а також розвиненості холодильного ланцюга від сировинної бази до домашньої холодильної і теплової техніки. Згідно з класифікацією FAO до швидкозаморожених продуктів відносяться вироби з овочів і картоплі, фрукти, готові вироби і кулінарні напівфабрикати. Зараз виробляється і споживається понад 10 тис. видів цієї продукції, що значною мірою визначається потребами ринку. Зазначені такі переваги, пов’язані з виробленням швидкозамороженої продукції: зниження втрат сировини; зменшення на 20...25% виробничих площ, на 50% обслуговуючого персоналу на підприємствах громадського харчування; скорочення часу домашнього приготування їжі; забезпечення збалансованого харчування згідно з науковими рекомендаціями; нешкідливість для споживача і довкілля; зменшення витрати енергії на 50% порівняно з її витратою на вироблення консервів. Темпи зростання виробництва замороженої продукції значною мірою визначаються також розвитком виробництва і збуту сучасних домашніх холодильників і морозильників, у яких температуру зберігання таких продуктів можна підтримувати в інтервалі –12...–30°С, крім того, використанням промислових і домашніх мікрохвильових пристроїв, де заморожений продукт в упаковці доводиться до готовності за кілька хвилин.

Одним з основних напрямів розвитку агропромислового комплексу України є створення потужної індустрії швидкозаморожених продуктів – готових страв, плодоовочевих і м’ясо-рослинних наборів-напівфабрикатів широкого спектра призначення, щоб протягом цілого року забезпечувати населення біологічно повноцінними продуктами тривалого зберігання для різних сегментів споживання.

Станом на початок 2022 року ринок та виробництво м'ясних напівфабрикатів в Україні мали кілька характерних рис:

 Зростання попиту на готові страви: Споживачі проявляли зростаючий інтерес до готових та швидких варіантів приготування їжі. Це призвело до збільшення попиту на м'ясні напівфабрикати, які можуть бути швидко та легко приготовані.

 Розвиток асортименту: Виробники розширювали свій асортимент м'ясних напівфабрикатів, пропонуючи різноманітні вироби, такі як котлети, ковбаси, фарші та інші страви. Це відповідало смаковим та дієтичним уподобанням споживачів, що змінювалися.

 Удосконалення якості продукції: Виробники активно вдосконалювали технології виробництва та вдосконалювали якість м'ясних напівфабрикатів, реагуючи на вимоги споживачів щодо смаку, текстури та харчової цінності.

 Тренди в здоровому харчуванні: Здоров'я та екологічні аспекти стали важливими чинниками для споживачів, і виробники відзначалися намаганням зменшити вміст насичених жирів та штучних добавок у своїх продуктах.

 Конкуренція на ринку: Ринок м'ясних напівфабрикатів був конкурентним, і великі гравці та нові компанії конкурували за увагу споживачів, пропонуючи нові продукти та інновації.

 Законодавчі аспекти: Регуляторні стандарти безпеки та якості продукції також впливали на виробництво м'ясних напівфабрикатів, і виробники зобов'язані були відповідати вимогам стандартів.

Ці фактори сприяли динаміці розвитку ринку м'ясних напівфабрикатів в

Україні на початку 2022 року, роблячи його важливою галуззю в сегменті харчової промисловості.

М'ясні напівфабрикати – це вироби із різних видів м'яса, які готові до кулінарної обробки. Асортименти м'ясних напівфабрикатів дуже широкий і на полиці будь-якого магазину знайдеться кілька видів таких продуктів заморожених або охолоджених. Охолоджена продукція більш дорога через короткий термін придатності та пов'язані з цим ризики фінансових збитків для продавця.

Особливості ринку м'ясних напівфабрикатів в Україні:

- необхідність спеціальних умов зберігання та транспортування;
- короткий термін придатності для охолоджених напівфабрикатів;
- високі вимоги санітарно-гігієнічних умов на всіх етапах технологічного процесу;
- неоднорідність ринку – до напівфабрикатів відносять як перероблене м'ясо з добавками, і просто нарізане м'ясо;
- виробниками напівфабрикатів виступають не лише м'ясокомбінати, а й рітейлери, в яких є м'ясні цехи. Вони можуть обробляти туші, робити порційну нарізку, панувати м'ясо, готувати фарш та заморожені напівфабрикати на його основі (котлети, тюфтельки, млинці з м'ясом тощо);
- скорочення частки м'ясних напівфабрикатів, що продаються на вагу.

Споживачі все частіше звертають увагу на знайомий бренд, оскільки це знижує можливість купівлі неякісної контрафактної продукції.

У 2022 р. ринок напівфабрикатів показав спад, пов'язаний з початком повномасштабного вторгнення росії в Україну, подальшими девальвацією гривні, економічною кризою та зниженням попиту та купівельної спроможності населення. Місткість ринку м'ясних напівфабрикатів у натуральному вираженні в 2022 р. знизилася на 81% і склала 4,1 тис. т. У грошовому вираженні падіння ринку дещо нижче.

Таблиця 1. Загальні показники ринку напівфабрикатів на основі курячого м'яса у грошовому вираженні, млн. грн.

Показник	2019	2020	2021	2022
Місткість ринку	1620,6	2197,6	3096,7	1111,7
Приріст, %		35,6	40,9	-64,1

Ключові тенденції на ринку м'ясних напівфабрикатів:

- Скорочення купівельної спроможності, що вплинуло на продуктовий кошик та витрати населення. Зараз переважно споживачі купують дешевші продукти, віддаючи перевагу курячому м'ясу;
- Перехід до виробництва консервованих продуктів (тушенина, паштети тощо), що мають тривалий термін та простіші умови зберігання;
- Зниження обсягів внутрішнього споживання продуктів харчування внаслідок міграції населення зарубіжних країн, як наслідок – збільшення експорту.

Популярність здорового способу життя та усвідомленого харчування на ринку напівфабрикатів призводить до наступних споживчих переваг:

- вибір виробів без панірування, з мінімумом борошна та різних добавок,
- скорочення споживання м'ясних напівфабрикатів.

Виробництво м'ясних напівфабрикатів з курки включає котлети, тюфтелі, шніцелі, нагетси, стрипси та аналогічну продукцію.

Галузь зазнавала негативного впливу економічної кризи та повномасштабної війни. Обсяги виробництва залежать від кількості виробленого м'яса. У 2020 р. обсяги виробництва зросли на 16,7 % щодо попереднього року, проте вже у 2021 р. виробництво незначно знизилося до 12 тис. тон.

У військовий період виробництво майже на всіх підприємствах, які були віддалені від зон активних бойових дій, продовжували виробництво м'яса

курки, однак загальний обсяг знизився порівняно з довоєнними місяцями, що обумовлено зменшенням поголів'я птиці, припиненням функціонування підприємств, що були розташовані на сході України.

МХП, що є лідером серед виробників та експортерів у березні 2022 року, майже не виробляло продукцію). Також на зниження виробництва м'ясних напівфабрикатів вплинуло пошкодження холодильних складів та енергетична криза, великі гравці перейшли на виробництво консервів – продукт, який не потребує спеціальних умов зберігання та затребуваний, зокрема для забезпечення збройних сил та регіонів, що постраждали від військових дій. Таким чином, обсяг виробництва у 2022 р. скоротився на 53,2 %.

Напівфабрикати не є основою харчування в Україні, тому зі зростанням реальних доходів споживачі вважають за краще купувати непереоблене м’ясо.

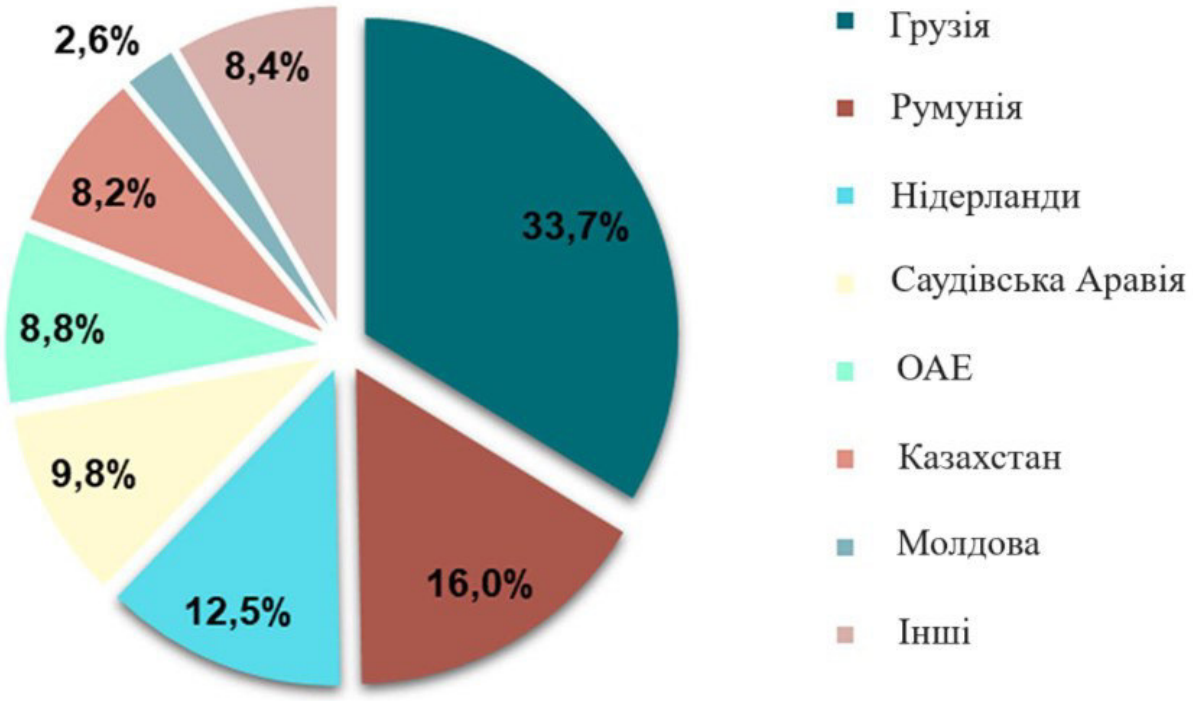
У структурі виробництва м'ясних напівфабрикатів в Україні на експорт припадає лише незначна частка – близько 5%. Незважаючи на незначні обсяги, експорт демонтував стійку тенденцію зростання до 2022 року.

Після початку повномасштабної війни експорт напівфабрикатів із курятини з території України знизився на 8%. Однією з основних причин стала необхідність забезпечення внутрішнього ринку на тлі зниження обсягів виробництва. Додатковим чинником стало блокування морських портів України, через які відбувалася торгівля продукцією, необхідність будівництва нових логістичних маршрутів.

https://inventure.com.ua/analytics/investments/analiz-rynka-myasnyh-polufabrikatov-v-ukraine.

Вік типового споживача м'ясних напівфабрикатів становить 20-45 років. В основному це жителі міст, оскільки жителі сіл, як правило, мають власне підсобне господарство і рідко купують напівфабрикати. Рівень доходів основної групи споживачів – середній і нижчий від середнього. М'ясо та продукти переробки є невід'ємною частиною харчування більшості людей, проте через невисокі доходи більша частина споживання припадає на курятину та напівфабрикати з

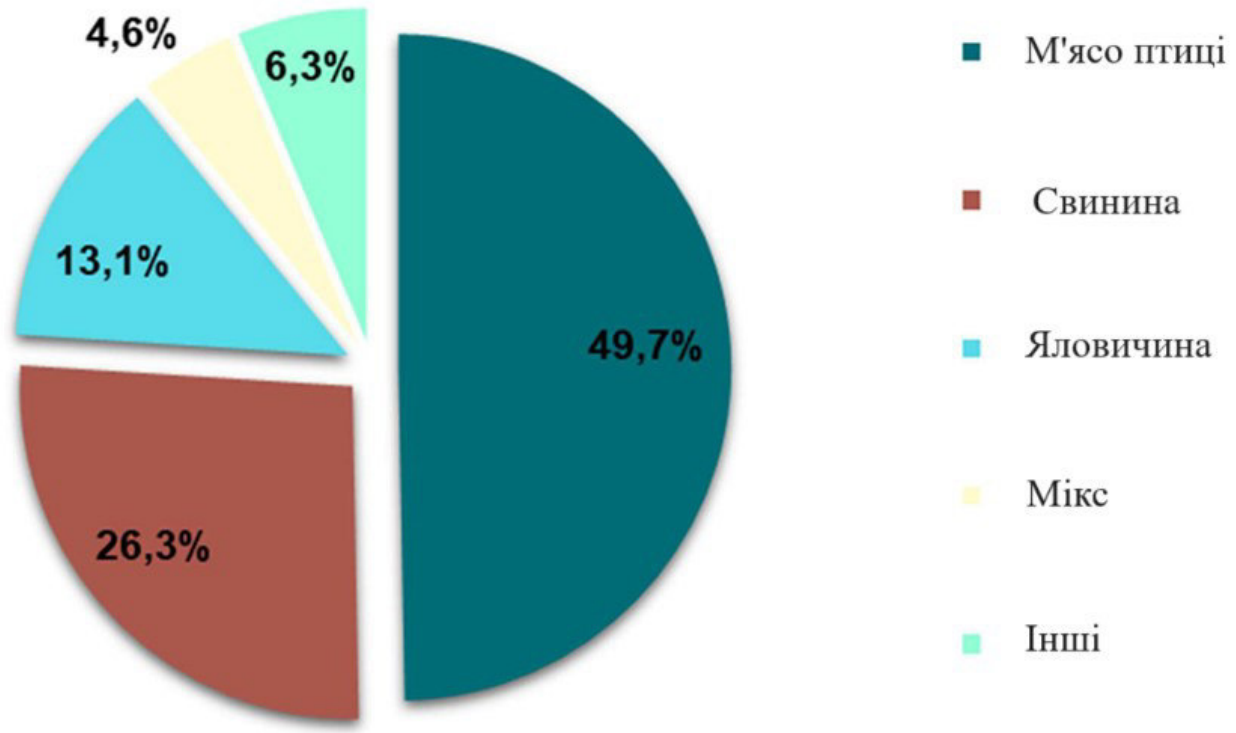
цього виду м'яса.



Діаграма 1. Географічна структура експорту м'ясних напівфабрикатів з України у 2022 р, в натуральному значенні, %, (Джерело: за даними Державної служби статистики України, оцінка Pro-Consulting)

Найчастіше (близько 70%) закупівлею м'ясних напівфабрикатів займаються жінки. Основними споживачами досліджуваного товару є люди, які прагнуть не витрачати свій час на приготування, у тому числі жінки-домогосподарки для швидкого приготування страв для сім'ї, студенти, які особливо проживають самостійно, чоловіки, які бажають приготувати швидко та просто.

Сучасні покупці звертають увагу на інформацію про виробника продукції, склад, дату виробництва та температурні умови зберігання (особлива увага концентрувалася в періоди блекауту). Зовнішній вигляд упаковки менш важливий для покупця, але яскрава упаковка дозволяє запам'ятати товар для майбутніх закупівель. У сегменті напівфабрикатів споживачі прагнуть одержати унікальні смакові якості, тому часто пробують нові продукти.



Діаграма 2. Сегментація ринку м'ясних напівфабрикатів в Україні за видами м'яса, у натуральному вираженні, %. (Джерело: за даними операторів, оцінка Pro-Consulting)

Однак більшість споживачів між вибором приготування напівфабрикатів і доставкою готової їжі воліють другий, так як це не займає час на приготування, їжу можна замовити ще по дорозі додому, що особливо зручно в періоди відключень електрики за відсутності можливості приготувати їжу на електричних плитах.

У 2022 р. виробництво курячого м'яса та продуктів його переробки знизилося у зв'язку зі зупинкою частини підприємств на сході та півдні країни, спричинених військовими діями та руйнуваннями у цих регіонах. Наприклад, МХП, яке є лідером серед виробників та експортерів курячої продукції, у березні 2022 року майже не виробляло продукції. Пошкодження холодної логістики, енергетична криза, спричинена обстрілами критичної інфраструктури, та потреби ринку (забезпечення армії та населення) призвели до нарощування обсягів виробництва м'ясних консервів, які не потребують створення особливих умов для тривалого зберігання.

Ринок м'ясних напівфабрикатів у 2022 році знизився щодо показників довоєнних років. Подальший розвиток відбуватиметься під впливом наступних факторів:

- підвищення рівня реальних доходів населення;

- розвиток споживчих переваг у їжі поза домом, популярність фастфудів, відновлення роботи McDonalds;

- тенденції м'ясної галузі – співвідношення видів м'яса, його пропозиції та вартості;

- поліпшення логістичної інфраструктури (холодильних складів, автохолодильників);

- розвиток технологій обробки м'яса;

- зміна звичок харчування.

Згідно з базовим прогнозом, ємність ринку напівфабрикатів у наступні 3 роки матиме тенденцію до зростання, проте повернути обсяги до довоєнних часів не зможе. Сильний стрибок у зростанні очікується 2024 року за рахунок збільшення обсягів імпорту (через відкриття мереж ресторанів McDonalds). Погіршити цю ди може затяжна економіко-політична криза, яка виникне на території України в найближчі воєнні чи післявоєнні роки, а також ускладнення логістики зовнішньої торгівлі.

1. ОБГРУНТУВАННЯ ПРИЙНЯТИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ

Холодильна інфраструктура м'ясопереробного заводу охоплює холодильні камери для зберігання сировини, спецій, готової продукції, а також приміщення для експедиції, накопичення, розвантаження, пакування та виробництва. Завод планує виробляти швидкозаморожені готові до вживання м'ясні напівфабрикати, такі як котлети, шніцелі та інші. Для створення комфортних робочих умов і відповідно до технологічних вимог, у цехах передбачається система кондиціювання повітря.

Основні шляхи підвищення ефективності будь-якого виробництва включають ефективне використання сировинних ресурсів, впровадження безвідходних технологій переробки із збалансованими показниками цінності та якості, використання сучасного енергозберігаючого обладнання та застосування високоефективної теплоізоляції холодильних приміщень.

З метою зменшення витрат на всіх етапах та збільшення обсягів виробництва з одиниці використаної сировини чи спожитої енергії, необхідно оптимізувати технологічні схеми, вибір обладнання та систем в цілому з раціональним використанням енергетичних ресурсів, сировини, виробничої потужності і промислових технологій.

Аналіз технологічних процесів та обладнання для виробництва штучного холоду на сьогодні вказує на кілька особливостей, які ведуть до суттєвих енергетичних втрат. Ці особливості включають нестабільність параметрів постачання сировини, зміну її властивостей під час зберігання, значний тепловий потік у камерах зберігання, недостатню потужність встановленого обладнання, втрату сировини при зупинці різних апаратів та установок, а також необґрунтовані параметри роботи установки та методи охолодження.

На хід технологічних процесів, ефективність виробництва та функціонування обладнання впливають як зовнішні, так і внутрішні фактори. До зовнішніх належать зміни в якості сировини, зміни графіку виробництва, коливання в постачанні сировини та вивозі готової продукції, зміни параметрів енергоносіїв та інші. Внутрішніми факторами для виробничого процесу в цілому є зміни у витратах продуктів між різними ділянками виробництва та зміни в характеристиках роботи окремих агрегатів, таких як зміни коефіцієнтів теплопередачі, гідравлічних опорів та інших.

Основними вимогами до обладнання, яке використовується в процесі виробництва штучного холоду, є його здатність забезпечувати необхідну якість продукції за будь-яких змін у його роботі.

Використання сучасного обладнання призводить до значного економічного виграшу, який досягається завдяки кільком аспектам: гарантуванню потрібних характеристик виробленої продукції незалежно від суб'єктивних факторів; зменшенню втрат продукції; ефективному використанню електроенергії; зменшенню трудомісткості виробничих процесів; підвищенню загальної культури виробництва і так далі.

В кваліфікаційній роботі, в схемах що розглядаються, запропоновано використати комбіновану схему забезпечення холодом усіх споживачів, залежно від температурного рівня та ємності системи: частково безпосереднім охолодженням та частково з використанням проміжних теплоносіїв. Для більшості споживачів передбачено безпосереднє охолодження, що дозволить зекономити від 5% енергетичних витрат.

У випадку неможливості використання безпосереднього охолодження (кондиціонування) запропоновано використати проміжний теплоносій – крижану воду. Використання проміжного холодоносія дозволить знизити ємність системи по аміаку (вимога нормативних документів органів Держкомохоронпраці).

Для однієї зі схем, порівняльний аналіз яких виконується в кваліфікаційній роботі, робочою речовиною холодильної установки обрано аміак.

Використання аміаку в холодильних установках має кілька значущих переваг:

1. **Екологічна безпека:** Аміак є природним холодоагентом, який ніяк не сприяє руйнуванню озонового шару та не є парниковим газом. В порівнянні з іншими холодоагентами, використання аміаку сприяє зменшенню негативного впливу на навколишнє середовище.
2. **Висока теплова ефективність:** Аміак відзначається високою холодопродуктивністю, що дозволяє ефективно використовувати його для виробництва холоду в холодильних системах.
3. **Енергоефективність:** Використання аміаку дозволяє створювати енергоефективні холодильні установки, що може призводити до зменшення споживання електроенергії та витрат пального.
4. **Висока ефективність охолодження:** Аміак володіє високою теплопровідністю, що сприяє ефективному процесу охолодження у холодильних системах.
5. **Довгий термін служби:** Холодильні системи, які використовують аміак, можуть мати довший термін служби порівняно з системами, які використовують інші холодоагенти.
6. **Ефективність при великих масштабах:** Аміак часто використовується в великих промислових холодильних системах, де його висока ефективність стає особливо значущою.
7. **Доступність на ринку та невелика вартість порівняно із іншими холодильними агентами.** Середня вартість хімічно чистого аміаку, який використовується в холодильних установках становить 1$ за кілограм, що за курсом Національного банку України 37,5 гривні.

Для іншої аналізованої схеми пропонується використати аміак та вуглекислоту (для заморожування готової продукції). Поряд із перевагами, які надає аміак, вуглекислота має ряд переваг.

Вуглекислий газ (CO2), використовуваний в холодильних машинах, є альтернативою для традиційних охолоджуючих речовин, таких як хлорфторуглеводи (HCFC) і гідрохлорофторуглеводи (HFC), які мають негативний вплив на навколишнє середовище через викиди парникових газів. Використання CO2 в холодильних системах відоме як природне охолодження або "натуральні холодоагенти". Ось деякі переваги використання CO2:

1. **Екологічна безпека:** Вуглекислий газ не має впливу на руйнування озонового шару та має низький потенціал глобального потепління, оскільки він не є парниковим газом. Використання CO2 допомагає зменшити негативний вплив холодильних систем на довкілля.
2. **Висока ефективність: CO2** є відмінним холодоагентом, який може забезпечувати високу продуктивність охолодження. Він може працювати при великих температурах і тисках, що дозволяє ефективно використовувати його в різних типах холодильних систем.
3. **Низька вартість:** CO2 є доступним і відносно дешевим холодоагентом, оскільки його можна виробляти з натуральних джерел. На сьогодні середня вартість CO2 становить 0,4$ за кг, що за курсом національного банку України 15 гривень.
4. **Можливість використання в різних системах:** Вуглекислий газ може бути використаний як у комерційних, так і в побутових холодильних системах.

Зменшення температури заморожування дозволяє скоротити його час, що в перспективі роботи підприємства, дає можливість збільшити виробництво готової продукції. Використання вуглекислоти, як показують

розрахунки скорочує витрати електроенергії та робить установку безпечнішою, через зменшення кількості аміаку в холодильній установці.

Для відведення теплоти конденсації в роботі передбачено використання випарних конденсаторів, що дає можливість суттєво економити кошти за рахунок використання значно меншої кількості води порівняно з проточними конденсаторами.

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

Запропоновані у схемах технічні рішення в поєднанні з високим рівнем автоматизації дозволяють значно знизити собівартість виробництва штучного холоду і, як показують розрахунки, дозволяють збільшити виробництво готової продукції, за рахунок скорочення операцій із заморожування.

З магістерській роботі розглядаються однакові для двох схемних рішень холодильної установки будівельні конструкції, технологія виробництва, перелік готової продукції та сировини, максимально однакове обладнання.

З метою економії капітальних витрат на будівництво, пропонується використовувати каркасну конструкцію для будівлі, де стіни виготовлені з сендвіч-панелей. Вибір розташування будівлі здійснено так, щоб зменшити витрати на інженерні комунікації та забезпечити безпеку виробництва.

При оцінці сучасних вартостей будівельних конструкцій, обладнання, електроенергії, а також водопостачання і водовідведення в економічній частині проекту, проведено аналіз ефективності капітальних вкладень у холодильні установки. Здійснено розрахунок техніко-економічних показників їхньої роботи.

На основі отриманих техніко-економічних показників розглянуті технічні рішення та обране обладнання дозволяють отримати штучний холод з собівартістю на рівні найкращих показників обох розглянутих схем. Однак у схемі з використанням вуглекислоти ці показники виявляються кращими.

2. РОЗРАХУНОК ПРОПОНОВАНИХ СХЕМ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК

2.1. Загальні технічні рішення, вихідні дані та опис прийнятих для аналізу схем холодильних установок

За основу проведення аналізу приймаємо підприємство з виробництва м'ясних напівфабрикатів з відповідним технологічним ланцюгом. Перелік камер, виробничих приміщень та технологічних процесів із вказаними температурами повітря, холодильних агентів, холодоносіїв, розмірі камер та надходження продукції в камери для різних схемних рішень холодильних установок наведено в таблицях 2.1. та 2.2.

Найбільше теплове навантаження холодильної установки припадає на заморожування готової продукції підприємства у спіральних фризерах. Відповідно будь-яке вдосконалення схеми чи її частини, яка задіяна у заморожуванні, дає суттєвий економічний ефект. Зниження температури заморожування суттєво скорочує його час, що дозволяє скоротити витрати електроенергії через скорочення часу роботи фризерів, компресорного та іншого обладнання, яке її споживає.

Інші технічні рішення, що спільні для розглянутих схем, включають використання аміаку як хладагента та розташування компресорного цеху холодильної установки у відокремленій будівлі. Виробничий процес організовано так, щоб забезпечити логічний хід технологічних етапів: вхід сировини, експедиція та камери зберігання сировини розташовані з одного боку головних виробничих цехів, тоді як упаковочні, накопичувальні, камери зберігання готової продукції, а також експедиція відвантаження знаходяться з іншого боку.

Стосовно будівельно-ізоляційних матеріалів для холодильників, встановлено вимоги до їх характеристик: низький коефіцієнт теплопередачі, стійкість до низьких температур і високої вологості, міцність, довговічність, вогнестійкість, економічність, низька вага, простий монтаж та відповідність санітарно-гігієнічним нормам. Зовнішні стіни будівель та камер виготовлені з "сендвіч" панелей Intek. Кожна панель складається з двох оцинкованих залізних листів, між якими розташований теплоізоляційний матеріал ППУ. Приміщення виробничих цехів та камер зберігання мають висоту 4,5 метра та сітку колон 6х12 метрів. Будівля виконана за каркасною схемою, а стіни виконані із сендвіч-панелей різної товщини. Над виробничими та зберігальними приміщеннями розташований технічний поверх з висотою 3,6 метра.

Фундаменти будівлі призначені для перенесення всього навантаження від будівельних конструкцій, вантажів та обладнання та передачі його на ґрунт. У холодильнику використовується залізобетонний фундамент із кріпленнями під колони.

Внутрішні перегородки між охолоджуваними приміщеннями і коридором також виготовляються із сендвіч-панелей, конструкція яких була описана раніше. Крівля є плоскою і покрита захисним шаром світлого кольору для зменшення теплового впливу від сонячної радіації.

Таблиця 2.1. Вихідні дані для розрахунку схеми №1

Номер приміщення на плані	Назва охолодного приміщення	$E_к$ т	$E_д$ т	Площа $м^2$	$t_{кам}$ °С	$t_{агента}$ °С
1	Експедиція сировини	-	110	576	12	-1…+3
2	Склад спецій	158	45	144	12…20	-1…+3
3	Цех маринації	-	-	432	12	-1…+3
4	Цех підготовки фаршу і формовки	-	-	864	12	-1…+3
5	Цех упаковки №1	-	-	756	12	-1…+3
6	Цех упаковки №2	-	-	756	12	-1…+3
7	Експедиція відвантаження готової продукції	-	135	576	12	-1…+3
8	Камера зберігання охолодженої сировини	78	30	144	-5	-14…-10
9	Накопичувальна камера №1	186	15	216	-3	-14…-10
10	Накопичувальна камера №2	124	10	144	-3	-14…-10
11	Накопичувальна камера №3	124	10	144	-3	-14…-10
12	Камера зберігання готової продукції	310	25	360	0	-14…-10
13	Камера зберігання замороженої сировини	186	80	288	-18	-28
14	Камера зберігання замороженої готової продукції №1	158	60	360	-20	-28
15	Камера зберігання замороженої готової продукції №2	178	75	432	-20	-28
16	Склад тари та упаковки	20	12	216	22	-
	Заморожування у фризері №1 (за годину)	-	3	-	-35	-42
	Заморожування у фризері №2 (за годину)	-	3	-	-35	-42
	Заморожування у фризері №4 (за годину)	-	1,5	-	-35	-42
	Заморожування у фризері №3 (за годину)	-	1,5	-	-35	-42
	Охолодження води для розсолу (за годину)	-	3,5	-	16…4	-14…-10
	Кондиціонування повітря та вентиляція	-	4,5	-	22…12	+7…+14

Таблиця 2.2. Вихідні дані для розрахунку схеми №2

Номер приміщення на плані	Назва охолодного приміщення	$E_к$ т	$E_д$ т	Площа $м^2$	$t_{кам}$ °С	$t_{агента}$ °С
1	Експедиція сировини	-	110	576	12	-1…+3
2	Склад спецій	158	45	144	12…20	-1…+3
3	Цех маринації	-	-	432	12	-1…+3
4	Цех підготовки фаршу і формовки	-	-	864	12	-1…+3
5	Цех упаковки №1	-	-	756	12	-1…+3
6	Цех упаковки №2	-	-	756	12	-1…+3
7	Експедиція відвантаження готової продукції	-	135	576	12	-1…+3
8	Камера зберігання охолодженої сировини	78	30	144	-5	-14…-10
9	Накопичувальна камера №1	186	15	216	-3	-14…-10
10	Накопичувальна камера №2	124	10	144	-3	-14…-10
11	Накопичувальна камера №3	124	10	144	-3	-14…-10
12	Камера зберігання готової продукції	310	25	360	0	-14…-10
13	Камера зберігання замороженої сировини	186	80	288	-18	-28
14	Камера зберігання замороженої готової продукції №1	158	60	360	-20	-28
15	Камера зберігання замороженої готової продукції №2	178	75	432	-20	-28
16	Склад тари та упаковки	20	12	216	22	-
	Заморожування у фризері №1 (за годину)	-	3	-	-45	-50
	Заморожування у фризері №2 (за годину)	-	3	-	-45	-50
	Заморожування у фризері №4 (за годину)	-	1,5	-	-45	-50
	Заморожування у фризері №3 (за годину)	-	1,5	-	-45	-50
	Охолодження води для розсолу (за годину)	-	3,5	-	16…4	-14…-10
	Кондиціонування повітря та вентиляція	-	4,5	-	22…12	+7…+14

Для зручного завантаження та розвантаження камер, а також для вільного руху транспортних засобів усередині камер, встановлюються автоматизовані відкатні двері. Ці двері мають ізоляцію, товщина якої відповідає товщині ізоляції стіни відповідної камери. Для зменшення теплових втрат при відкритих дверях під час завантаження та розвантаження використовуються ПХВ завіси.

Вихідні дані

Для розрахунків холодильної установки обираємо вихідні дані за кліматологічними довідниками, регламентом технологічного процесу виробництва продукції та будівельними нормативами.

Середньорічна температура: $t_{ср.річна} := 7.2°C$

Розрахункова літня температура: $t_{розр.літо} := 28.7°C$

Розрахункова зимова температура: $t_{розр.зима} := -22°C$

Розрахункова літня відносна вологість: $\phi_{розр.літо} := 50\%$

Розрахункова зимова відносна вологість: $\phi_{розр.зима} := 82\%$

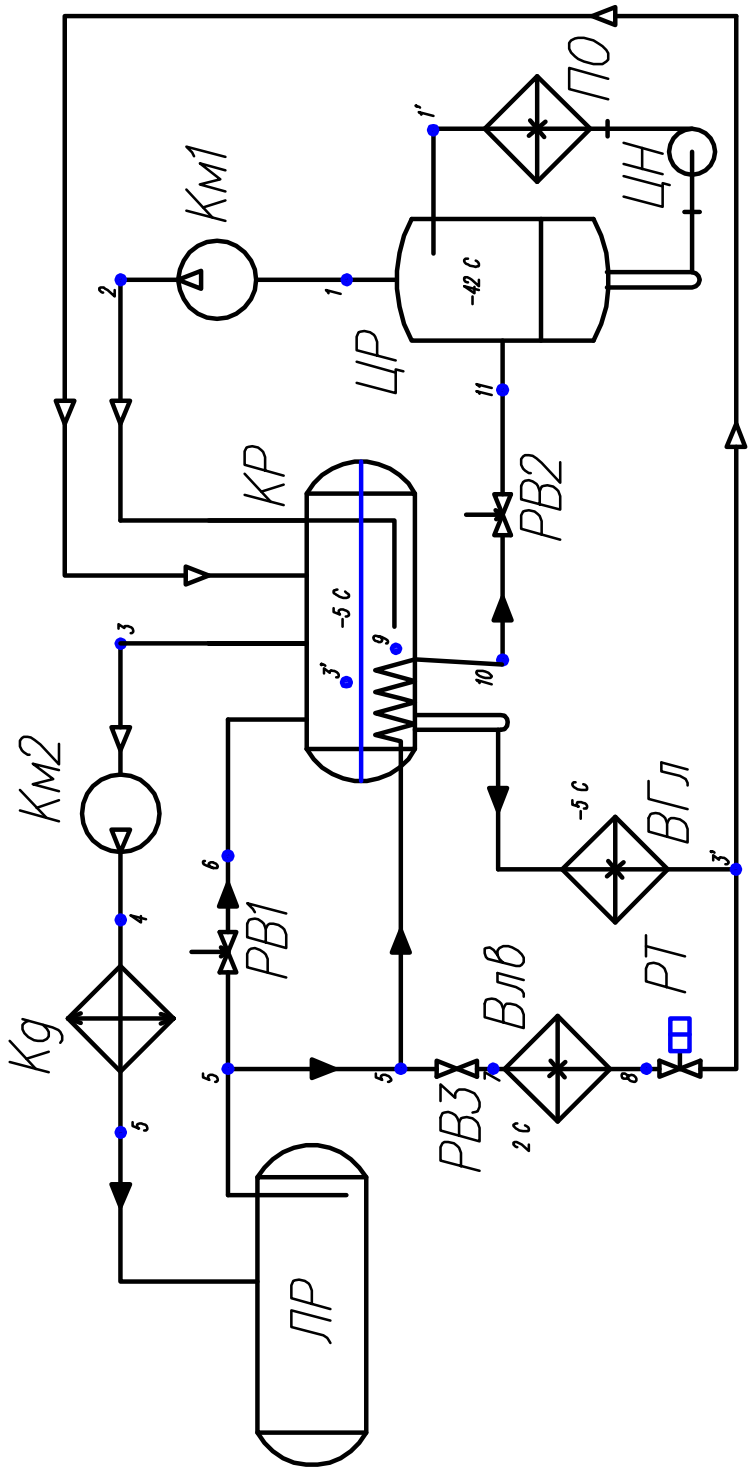
Схема холодильної установки передбачає:
-використання безпосереднього охолодження для заморожуванні продуктів виробництвата та під час зберіганні сировини та готової продукції;
-отримання крижаної води для системи кондиціонування повітря та технологічних потреб;
-охолодження камер зберігання,експедицій, виробничих цехів,охолодженої сировини, упаковочних тощо, за допомогою проміжного холодоносія (пропіленгліколю).

Аналізуватимемо дві схеми холодильних установок.

Схема №1 передбачає використання для усіх виробничих процесів отримання холоду та відведення теплоти у виробничих процесах лише одного холодильного агента - аміаку. Для забезпечення охолодження усіх споживачів у холодильній установці пропонується використати насосну схему з використанням кількох різних холодоносіїв. Враховуючи, що процеси заморожування відбуваються періодично, а камери зберігання працюють постійно, пропонується встановити дві холодильних машини із спільним конденсатором.

Двоступенева холодильна машина із змійовиковим компаундним ресивером, циркуляційним ресивером та насосним подаванням холодоагента (аміаку) в прилади охолодження дозволить отримати три температури кипіння: $t_o := 2 \cdot °C$ з використанням регуляторів тиску випаровування у випарнику для охолодження крижаної води системи кондиціонування; $t_o := -5 \cdot °C$ для охолодження проміжного холодоносія - пропілен гліколю; $t_o := -42 \cdot °C$ для забезпечення процесів заморожування у фризерах. Схема цієї холодильної машини наведена на рис.2.1.

Одноступенева холодильна машина буде працювати з насосною подачею



ЦР – циркуляційний ресивер
ЦН – циркуляційний насос
Км – компресор
ПО – повітроохолодники камер
ВГг – випарники гліколю

Кд – конденсатор
РВ – регулювальний вентиль
РТ – регулятор тиску
ЛР – лінійний ресивер
КР – компаундний ресивер

Рис.2.1. Принципова схема двоступеневої холодильної машини

Зм.	Лист	№ Докум.	Підпис	Дата	00.КРМ.142.003.001	Аркуш

аміаку в прилади охолодження дляотримання двох температур кипіння: $t_o := -18 \cdot °C$ для охолодження пропілен гліколю; $t_o := -28 \cdot °C$ для відведення теплоприпливів з камер зберігання замороженої продукції. Схема цієї холодильної машини наведена на рис.2.2.

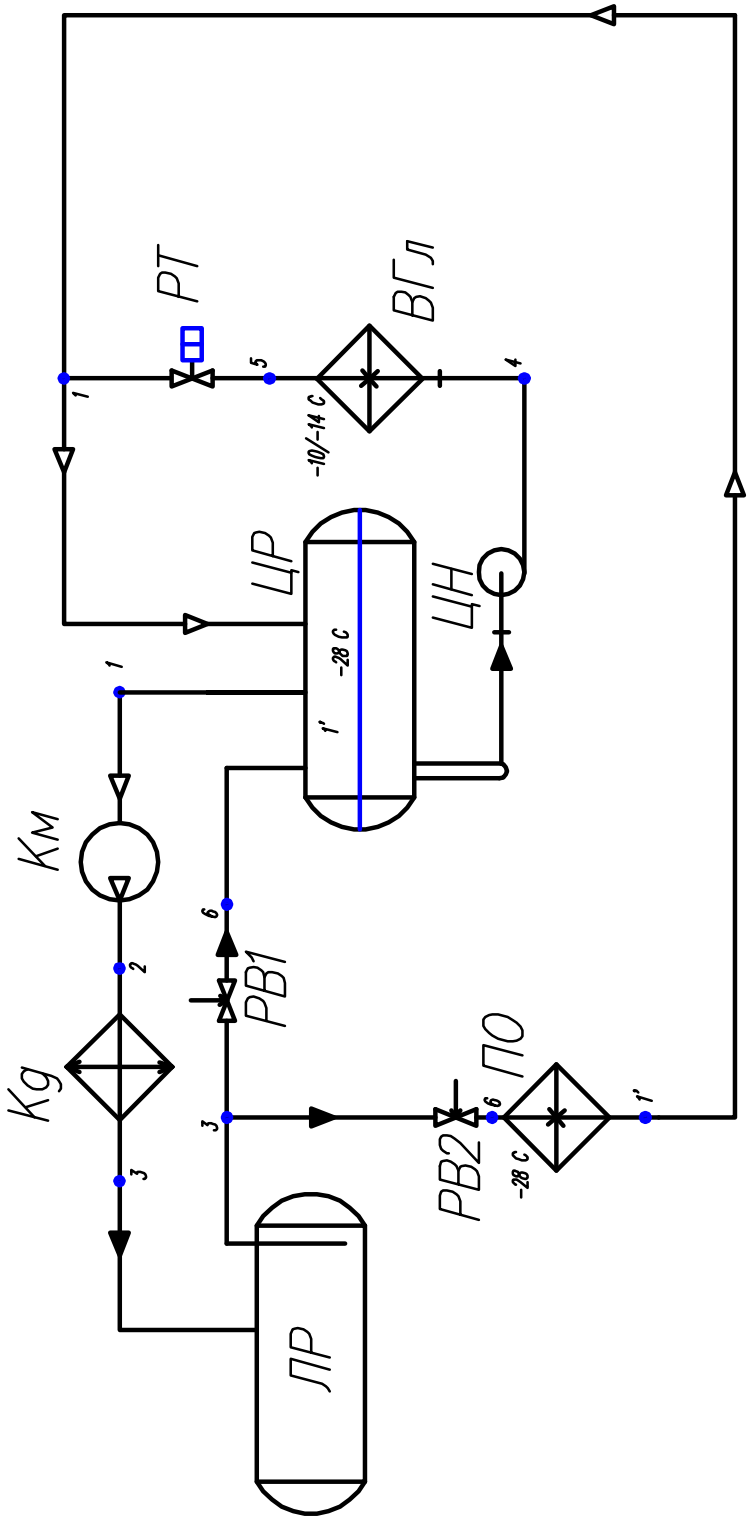
Для холодильної машини обираємо випарні конденсатори, які не потребують системи оборотного водопостачання, що є економічно вигідним. Для підживлення конденсаторів водою передбачаємо встановлення системи хімічного очищення води.

Схема №2 передбачає використання двох холодильних агентів: аміаку та вуглекислого газу (CO_2). Для забезпечення охолодження усіх споживачів у холодильній установці пропонується використати насосну схему з використанням кількох різних холодоносіїв та холодильних агентів. Враховуючи, що процеси заморожування відбуваються періодично, а камери зберігання працюють постійно, пропонується встановити дві холодильних машини із спільним конденсатором.

Двоступенева холодильна машина із змійовиковим компаундним ресивером, циркуляційним ресивером та насосним подаванням холодильного агента (аміаку) в прилади охолодження. Ця холодильна машина дозволить отримати три температури кипіння холодоагента: $t_o := 2 \cdot °C$ з використанням регуляторів тиску у випарнику для охолодження крижаної води системи кондиціонування; $t_o := -5 \cdot °C$ для охолодження холодоносія (пропілен гліколю); $t_o := -18 \cdot °C$ з використанням регуляторів тиску у випарнику для охолодження холодоносія (пропілен гліколю); $t_o := -28 \cdot °C$ для відведення теплоприпливів з камер зберігання замороженої продукції та для відведення теплоти конденсації CO_2 каскадної холодильної машини. Схема цієї холодильної машини наведена на рис.2.3.

Друга машина - каскадна із циркуляційним ресивером та насосною подачею CO_2 в прилади охолодження фризерів. Ця машина пропонується для зіморожування продукції у фризерах при температурі повітря -45 °С. У верхній гілці каскаду пропонується використати аміак, який надходитиме з циркуляційного ресивера першої холодильної машини ($t_o := -28 \cdot °C$), а в нижній гілці каскаду - вуглекислий газ ($t_o := -50 \cdot °C$) для заморожування продукції у спіральних фризерах. Принципова схема запропонованої холодильної машини наведена на рис.2.4.

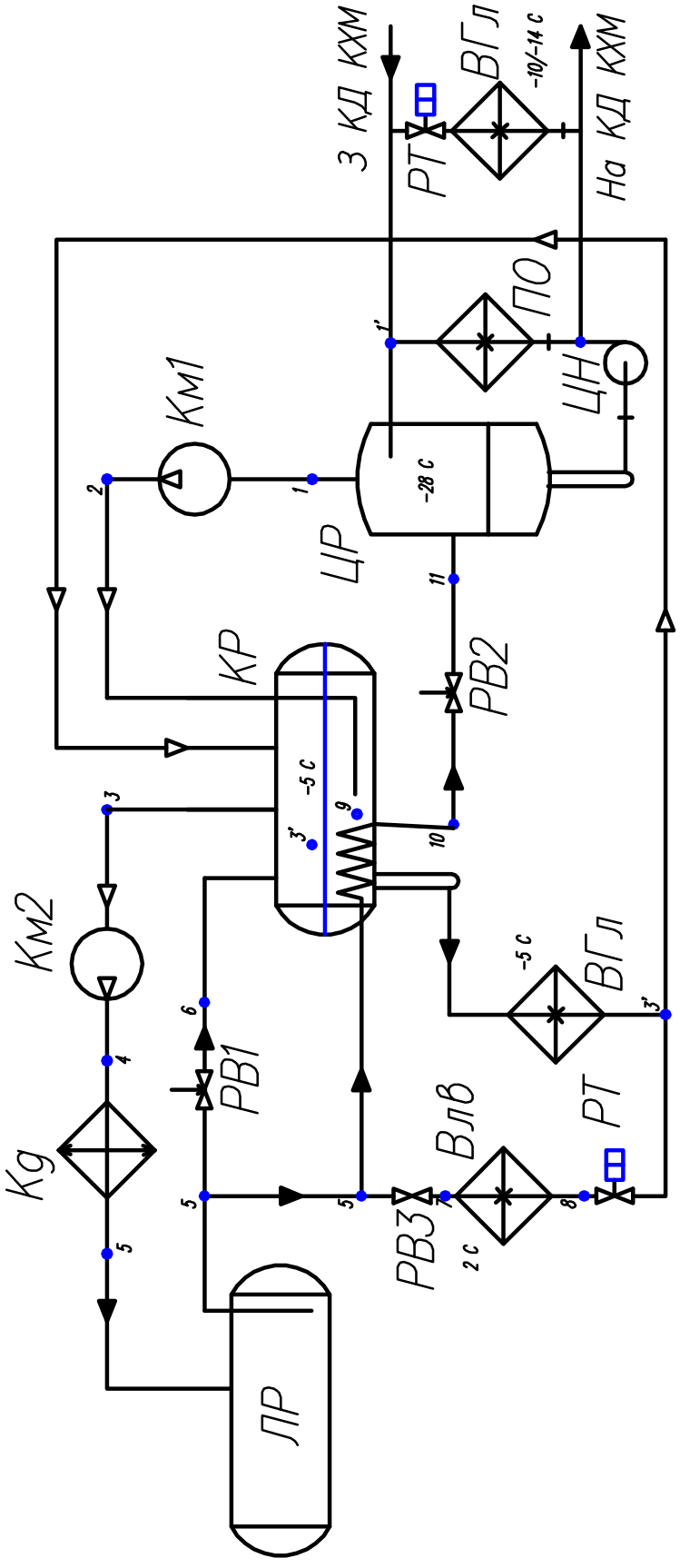
Теплота конденсації верхньої гілки каскаду відводитиметься у випарних конденсаторах. Для підживлення конденсаторів водою проектуємо до встановлення таку ж систему, як і у попередній схемі.



ЦР – циркуляційний ресивер
ЦН – циркуляційний насос
Км – компресор
ПО – повітроохолодники камер
ВГг – випарник охолодження гліколю

Кд – конденсатор
РВ – регулювальний вентиль
РТ – регулятор тиску
ЛР – лінійний ресивер

Рис.2.2. Принципова схема одноступеневої холодильної машини

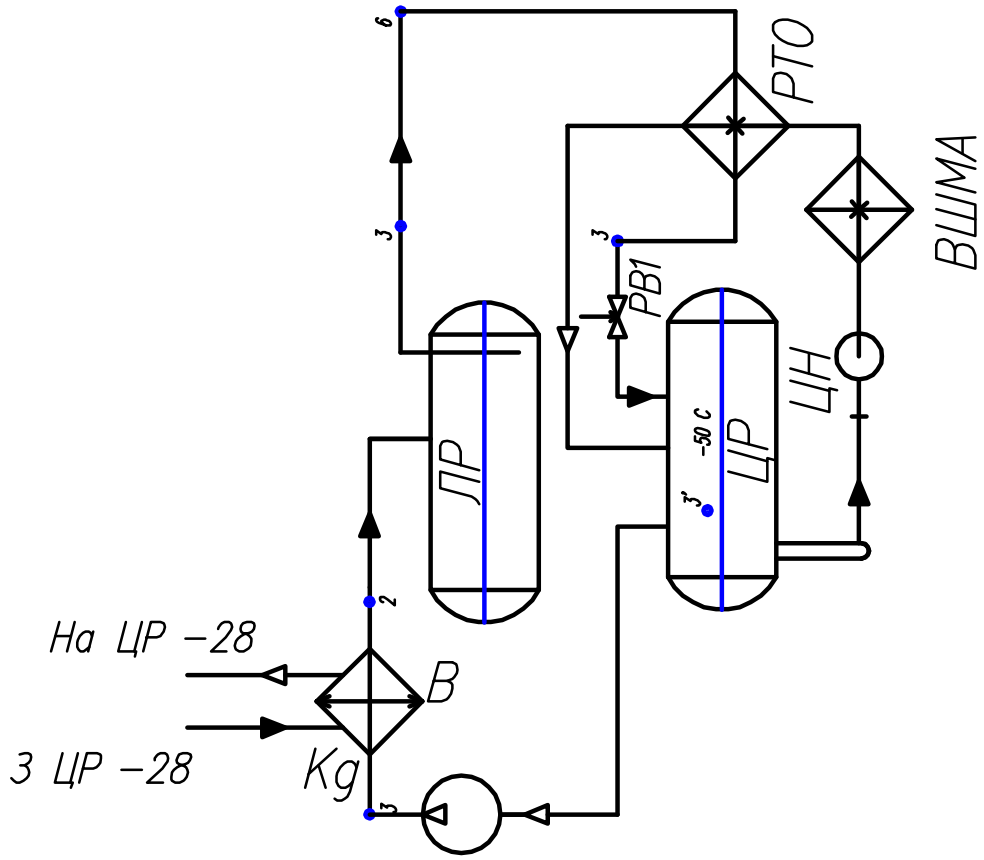


Кg – конденсатор
РВ – регулювальний вентиль
РТ – регулятор тиску
ЛР – лінійний ресивер
КР – компаундний ресивер
КХМ – каскадна холодильна машина

ЦР – циркуляційний ресивер
ЦН – циркуляційний насос
Км – компресор
ПО – повітроохолодники камер
ВГг – випарники гліколю

Рис.2.3. Принципова схема двоступеневої холодильної машини

Зм.	Лист	№ Докум.	Підпис	Дата	00.КРМ.142.003.001	Аркуш



Kg – конденсатор
РВ – регулювальний вентиль
ВШМА – випарники ШМА
ЛР – лінійний ресивер
РТО – регенеративний ТО

ЦР – циркуляційний ресивер
ЦН – циркуляційний насос
Км – компресор
КД–В – конденсатор випарник

Рис.2.4. Принципова схема каскадної холодильної машини (нижня гілка)

Зм.	Лист	№ Докум.	Підпис	Дата	00.КРМ.142.003.001	Аркуш

2.2. Розрахунок часу заморожування напівфабрикатів залежно від температури

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

Розрахунки проводимо для двох запропонованих температур заморожування.

Заморожування проходить проводити у швидкоморозильних апаратах. Для процесу з температурою -35 °С з інтенсивним рухом повітря. Об'єктом заморожування розглядатемо напівфабрикат у вигляді циліндра з невеликою висотою (діаметр значно більший висоти) - котлету. Котлету розглядаємо за формою близька нескінченого циліндра. Тоді визначальний розмір для розрахунків - половина товщини. Приймаємо визначальний розмір: R=10 мм.

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

За попередньо прийнятою технологією параметри процесу заморожування такі:

початкова температура $t_{П} := 68 \cdot °C$

кінцева температура $t_{К} := -12 \cdot °C$

температура охолодного повітря $t_{пов} := -35 \cdot °C$

Коефіцієнт тепловіддачі під час заморожування, якщо є примусовий рух повітря, варьюється в межах 60...100 Вт/(м^{2}К) [2 стр.51]. Приймаємо цей коефіцієнт рівним:

$$\alpha_{П} := 90 \cdot \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Теплофізичні властивості продукту приймаємо такі:

вологість продукту на початку $W_{П} := 75 \cdot \%$

щільність продукту $\rho_{пр} := 1030 \cdot \frac{кг}{м^3}$

кріоскопічна температура $t_{кр} := -1 \cdot °C$

коефіцієнт теплопровідності м'ясних продуктів $\lambda_{прз} := 1.32 \cdot \frac{Вт}{м \cdot К}$

Під час розрахунку будемо враховувати поправний коефієнт, який дозволяє врахувати тривалість охолодження від початкової до кріоскопічної температури, а потім до кінцевої: $К_{П}$=1,3

Число Ві для продукту, що заморожується:

$$Bi := \alpha_{п} \cdot \frac{R}{\lambda_{прз}} \qquad Bi = 0.682$$

Доля вимороженої вологи при заморожуванні:

$$\omega_{х} := \frac{t_{пов} - t_{кр}}{2 \cdot \frac{t_{кр}}{Bi} - \left(t_{кр} - t_{пов}\right)} \qquad \omega_{х} = 0.921$$

Питома теплота заморожування :

$$q_{з} := r_{л} \cdot W_{п} \cdot \omega_{х} \qquad q_{з} = 231.433 \frac{кДж}{кг}$$

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

Оскільки готова продукція надходить у швидкоморозильні апарати з температурою, яка вище кріоскопічної, вона спочатку охолоджується, а вже потім заморожується. Питома теплота охолодження продукту:

$$q_{ох} := c_{ох} \cdot \left(t_{п} - t_{кр}\right) \qquad q_{ох} = 184.92 \frac{кДж}{кг}$$

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

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

$$\tau_{з} := K_{п} \cdot A_{ф} \cdot \frac{\left(q_{з} + q_{ох}\right) \cdot R \cdot \rho_{пр}}{t_{кр} - t_{пов}} \cdot \left(\frac{R}{2 \cdot \lambda_{прз}} + \frac{1}{\alpha_{п}}\right) \qquad \tau_{з} = 40.716\,хв$$

$$\tau_{з} = 0.679\,год$$

де $A_{ф} := 1$ - коефіцієнт форми для необмеженої пластини.

Для випадку:

початкова температура $t_{п} := 5 \cdot °C$

кінцева температура $t_{к} := -12 \cdot °C$

Час заморожування становитиме: $\tau_{з} := 25.7$ хв

Для процесу заморожування з використанням CO2 з температурою -45 °C, з інтенсивним рухом повітря розрахунки проводимо в тій же послідовності. В результаті розрахунків отримуємо:

для випадку: початкова температура $t_{п} := 68 \cdot °C$

час заморожування становитиме: $\tau_{з} := 34$ хв

для випадку: початкова температура $t_{п} := 5 \cdot °C$

час заморожування становитиме: $\tau_з := 20.2$ хв

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

2.3. Розрахунок теплового навантаження холодильної установки

2.3.1. Розрахунок витрати штучного холоду на технологічні потреби

Технологія виробництва заморожених м'ясних напівфабрикатів супроводжується великою кількістю технологічних процесів, для виконання яких необхідний холод: зберігання сировини, технологічні потреби, заморожування, зберігання заморожуної продукції, логістика.

Холодильна потужність технолочіного обладнання під час охолодження від визначається за формулою [1]:

$$Q_{т.н.} := G \cdot c \cdot \left(t_п - t_к\right) \cdot \frac{1000}{\tau \cdot 3600} \quad , \text{кВт}$$

де G - витрата певного виду продукції за годину, т/год;

c - теплоємкість, кДж/кг °С ([1], ст.17);

$t_п$ - початкова температура, °С ([1], ст.17);

$t_к$ - кінцева температура, °С ([1], ст.17);

1000 - коефіцієнт переведення з тон в кг;

3600 - коефіцієнт переведення з год в с.

Холодильна потужність для охолодження крижаної води для приготування розсолу і технологічного обладнання:

початкова температура води: $t_п := 16 \cdot °C$

кінцева температура води: $t_к := 4.0 \cdot °C$

витрата води: $G_в := 3.5 \cdot \frac{т}{год}$

теплоємність води: $c := 4.19 \cdot \frac{кДж}{кг \cdot °C}$

$$Q_{вр} = 48.883 \text{ кВт}$$

Холодильна потужність заморожування продукції у фризерах (два продуктивністю 3 т/год та один 1,5 т/год):

$$Q_{п1} := G_п \cdot \left(h_{п1} - h_{п2}\right) \cdot \frac{1000}{3600} \quad , \text{кВт}$$

початкова ентальпія продукту при температурі $t_{п1} := 68 \cdot °C$ $h_{п1} := 763.5 \cdot \frac{кДж}{кг}$

кінцева ентальпія продукту при температурі: $t_{п2} := -12.0 \cdot °C$ $h_{п2} := 24.4 \cdot \frac{кДж}{кг}$

годинна витрата продукту: $G_{п1} := 7.5 \cdot \frac{т}{год}$

$$Q_{п1} = 1.54 \times 10^3 \, кВт$$

Витрата холоду на заморожування готової продукції у фризерах (один фризер продуктивністю 1,5 т/год) [1]:

$$Q_{п2} := G_{п2} \cdot \left(h_{п1} - h_{п2}\right) \cdot \frac{1000}{3600} \quad , Вт$$

початкова ентальпія продукту при температурі $t_{п1} := 5 \cdot °C$ $h_{п1} := 445 \cdot \frac{кДж}{кг}$

кінцева ентальпія продукту при температурі: $t_{п2} := -12.0 \cdot °C$ $h_{п2} := 24.4 \cdot \frac{кДж}{кг}$

$$G_{п2} := 1.5 \cdot \frac{т}{год}$$

$$Q_{п2} = 175.25 \, кВт$$

2.3.2. Розрахунок ізоляційних конструкцій

Конструкцію огорож охолодних приміщень наведено в таблиці 2.3.1.

Термічний опір окремих шарів будівельної конструкції знаходимо за формулою:

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

де δ_i - товщина шару, м;

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

Будівельні конструкції, їх δ_i та λ_i вказано вище.

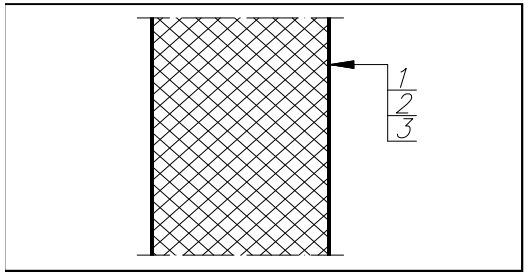
Загальний термічний опір всіх шарів будівельної конструкції (крім теплоізоляції) визначаємо за формулою:

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

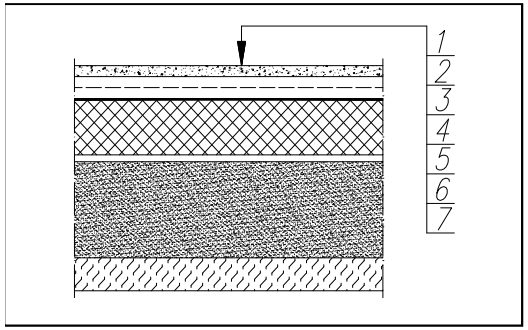
Необхвдну товщину ізоляційного шару знаходимо за формулою 8.2 [5]:

$$\delta_{iз} := \lambda_{iз} \cdot \left[\frac{1}{K_o} - \left(\frac{1}{\alpha_з} + \Sigma \cdot \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_в} \right) \right] \quad , м$$

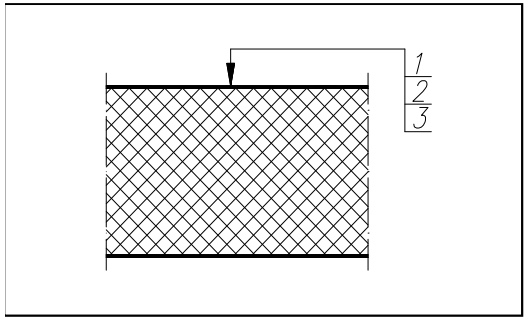
Таблиця 2.3.1.



Зовнішня стіна	**δ м**	**λ Вт/мК**	**$\sum\delta_i/\lambda_i$ $м^2К/Вт$**
1. Оцинкований залізний лист з покриттям Polyester	0,001	52	
2. Теплоізоляція із пожежостійкого пінополіуретану	-	0,021	**0,00004**
3. Оцинкований залізний лист з покриттям Polyester	0,001	52	



Підлога	**δ м**	**λ Вт/мК**	**$\sum\delta_i/\lambda_i$ $м^2К/Вт$**
1. Чистова підлога	0,040	1,4	
2. Армована бетонна стяжка	0,100	1,4	
2. Теплоізоляція із пожежостійкого пінополіуретану	0,001	0,02	
4. Бетонна підготовка з електронагрівачами	-	-	**0,100**
5. Гідроізоляція	0,004	-	
6. Бетонна підготовка	0,100	-	
6. Ущільнений щебінь з піском	0,700	-	



Покриття	**δ м**	**λ Вт/мК**	**$\sum\delta_i/\lambda_i$ $м^2К/Вт$**
1. Оцинкований залізний лист з покриттям Polyester	0,001	52	
2. Теплоізоляція із пожежостійкого пінополіуретану	-	0,021	**0,00004**
3. Оцинкований залізний лист з покриттям Polyester	0,001	52	

де $\lambda_{із}$- коефіцієнт теплопровідності ізоляційного шару (додаток 3 [5]), Вт/(м·К);

K_o - рекомендований коефіцієнт теплопередачі (таблиця 8.2, 8.3, 8.4 [5]), Вт/(м^2·К);

$\alpha_з$ - коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої або більш теплої сторони огородження (таблиця 8.1 [5]), Вт/(м^2·К);

$\alpha_в$ - коефіцієнт тепловіддачі з внутрішньої або більш холодної сторони огородження (таблиця 8.1 [5]), Вт/(м^2·К);

Дійсне значення товщини теплоізоляції $\delta_{ізд}$, приймаємо збільшуючи розрахункове значення $\delta_{із}$ в бік зростання до типової товщини, яка пропонується виробниками (50 мм, 60 мм, 65 мм, 80 мм, 100 мм, 120 мм, 150 мм, 180 мм, 200 мм, 250 мм.)

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі здійснюємо за формулою 8.3 [5]:

$$K_д := \frac{1}{\frac{1}{\alpha_з} + \Sigma \cdot \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_в} + \frac{\delta_{ізд}}{\lambda_{із}}} \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}$$

Для перевірки огороджень на утворення конденсату (при розрахунковій зимній температурі повітря в регіоні) проводимо за формулою 8.4 [5]:

$$\tau_в := t_в - \frac{t_в - t_з}{\frac{1}{K_д} \cdot \alpha_в} \text{ °C}$$

де $t_в$ - температура повітря зі сторони теплого приміщення, °С;

$t_з$ - температура повітря зі сторони холодного приміщення, °С.

Конденсат чи утворення інею не відбувається, якщо виконуватися умова:

$$\tau_в \geq t_{т.р}$$

де $t_{т.р}$ - температура точки роси в теплому приміщенні (визначається за h-d діаграмою вологогоповітря залежно від температури та вологості повітря в приміщенні), °С.

Розрахунки зводимо до таблиці 2.3.1.1.

Таблиця 2.3.1.1.

Назва огородження	**$t_{кам}$ С**	**$\lambda_{із}$ Вт/мК**	**$К_о$ Вт/м^{2}К**	**$1/К_о$ м^{2}К/Вт**	**$\alpha_з$ Вт/м2К**	**$1/\alpha_з$ м^{2}К/Вт**	**$\alpha_в$ Вт/м2К**	**$1/\alpha_в$ м^{2}К/Вт**	**$\sum\delta_i/\lambda_i$ м^{2}К/Вт**	**$\delta_{із}$ м**	**$\delta_{ізд}$ м**	**$К_д$ Вт/м^{2}К**	**$t_з$ С**	**$\tau_в$ С**	**$t_{т.р}$ С**
Стіни зовнішні	-3	0,047	0,29	3,45	24	0,042	10	0,100	0,10730	**0,15**	**0,150**	**0,291**	-22	-2,7	-5,1
	12	0,047	0,52	1,92	24	0,042	10	0,100	0,10730	**0,079**	**0,150**	**0,291**	-22	11,0	-12,0
	-18…-20	0,047	0,22	4,55	24	0,042	8	0,125	0,10730	**0,201**	**0,225**	**0,198**	-22	-0,5	-22,0
Стіни внутрішні	-3	0,047	0,39	2,56	8	0,125	10	0,100	0,10730	**0,105**	**0,100**	**0,407**	18	17,1	-2,3
	12	0,047	0,64	1,56	8	0,125	10	0,100	0,10730	**0,058**	**0,100**	**0,407**	18	17,8	-4,1
	-20	0,047	0,29	3,45	8	0,125	9	0,111	0,10730	**0,146**	**0,150**	**0,283**	18	16,8	-2,2
Перегородки	-3/0	0,047	0,28	3,57	8	0,125	10	0,100	0,10730	**0,152**	**0,150**	**0,284**			
	-3/-3	0,047	0,58	1,72	10	0,100	8	0,125	0,10730	**0,065**	**0,075**	**0,519**			
	12/-18...20	0,047	0,33	3,03	10	0,100	8	0,125	0,10730	**0,127**	**0,150**	**0,284**			
	-20/-20..	0,047	0,58	1,72	10	0,100	10	0,100	0,10730	**0,067**	**0,075**	**0,525**			
	-3/-20	0,047	0,28	3,57	10	0,100	11	0,091	0,10730	**0,154**	**0,150**	**0,287**			
	-3…-5/12	0,047	0,52	1,92	8	0,125	9	0,111	0,10730	**0,074**	**0,075**	**0,516**			
	0/-20	0,047	0,28	3,57	8	0,125	11	0,091	0,10730	**0,153**	**0,150**	**0,285**			
	12/12	0,047	0,58	1,72	8	0,125	8	0,125	0,10730	**0,064**	**0,075**	**0,512**			
Підлога	0	0,047	0,41	2,44	6	6,000	6	0,167	0,069	**0,098**	**0,100**	**0,120**			
	-3…-5	0,047	0,29	3,45	0	0,000	7	0,143	0,069	**0,152**	**0,150**	**0,294**			
	12	0,047	0,41	2,44	0	0,000	8	0,125	0,069	**0,106**	**0,100**	**0,431**			
	-18…-20	0,047	0,21	4,76	0	0,000	11	0,091	0,069	**0,216**	**0,200**	**0,226**			
Покриття	-18…-20	0,047	0,22	4,55	24	0,042	7	0,143	0,07400	**0,201**	**0,150**	**0,290**			
	-5…-3	0,047	0,29	3,50	24	0,042	11	0,091	0,07400	**0,155**	**0,150**	**0,294**			
	0	0,047	0,32	3,13	24	0,042	11	0,091	0,07400	**0,138**	**0,150**	**0,294**			
	12	0,047	0,52	1,93	24	0,042	11	0,091	0,07400	**0,081**	**0,100**	**0,428**			

2.3.3. Розрахунок теплонадходжень до охолодних приміщень

Схематичний план приміщень з нанесеням розмірів камер та орієнтації по сторонам світу (рис.2.5.) необхідний для проведення розрахунків, оскільки на ньому відображаються загальне розміщення приміщень та орієнтація за сторонами світу, що вплавиє на теплонадходження. Також необхідно знати значення коефіцієнтів теплопередачі будівельних конструкцій (розрахунки зведено до табл.2.3.1), температуру та вологість в камерах, температури: зовнішнього повітря, суміжних приміщень, вінтажів та добове надходження вантажів у приміщення (камери).

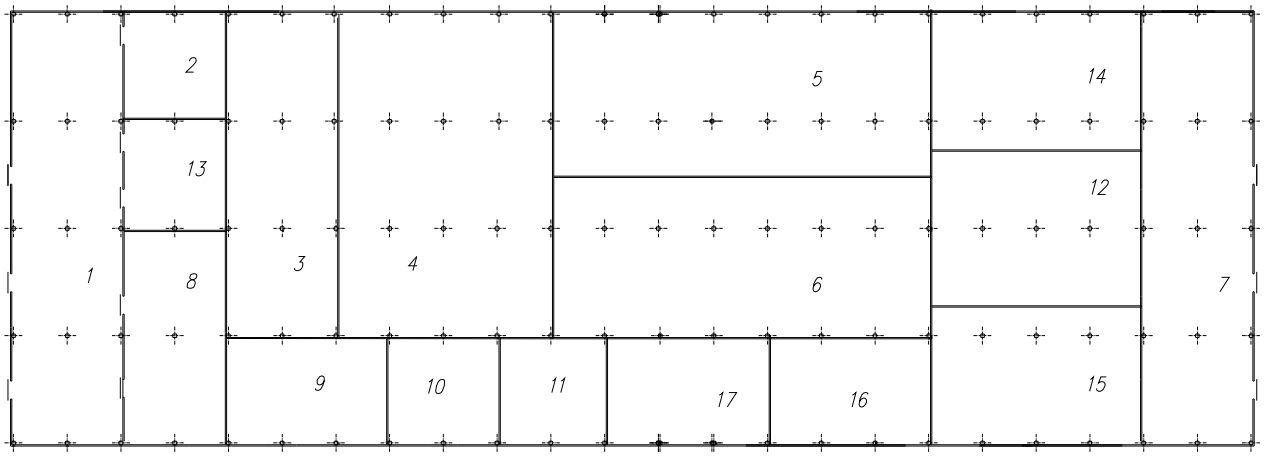
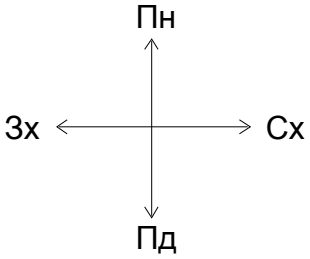


Рис.2.5. Схематичний план приміщень(нумерація проставлена згідно таблиці 2.1 та 2.2)



Розрахунок теплонадходження через будівельні конструкції за рахунок різниці температур

Через будівельні конструкції (стіни, підлога, покрівля), теплота надходить за рахунок різниці температур зовні та в камері, а також для зовнішніх стін та покрівлі - в результаті дії сонячної радіації.

Надходження теплоти від зовнішнього повітря та приміщень з більшою температурою визначаємо за формулою 9.2. [5]:

$$Q_1 := Q_{1т} + Q_{1с} \ , \text{Вт}$$

де $Q_{1т}$ - надходження теплоти через зовнішні стіни, Вт;

$Q_{1с}$ - надходження теплоти від дії сонячної радіації, Вт.

Надходження теплоти через зовнішні стіни під дією різниці температур визначаємоо за формулою 9.3. [5]:

$$Q_{1т} := K_д \cdot F \cdot \left(t_з - t_в\right) \text{ , Вт}$$

де F - площа стіни, $м^2$;

$t_з$ - температура ззовні, °С;

$t_в$ - температура в середині, °С.

Надходження теплоти від дії сонячної радіації визначаємо за формулою 9.7 [5]:

$$Q_{1с} := K_д \cdot F \cdot \Delta t_с \text{ , Вт}$$

де $\Delta t_с$ - надлишкова різниця температури від дії сонячної радіації (таблиця 9.1 [5]), °С.

Всі розрахунки зводимо до таблиці 2.3.2.

Розрахунок надходження теплоти під час термічної обробки продукції

Надходження теплоти під час термічної обробки продукції розраховуємо за формулою:

$$Q_2 := Q_{2п} + Q_{2т} \text{ , Вт}$$

де $Q_{2п}$ - надходження теплоти від продукції, Вт;

$Q_{2т}$ - надходження теплоти від тари і упаковки, Вт.

Надходження теплоти від продукції знаходимо за формулою [5]:

$$Q_{2п} := M_д \cdot \left(i_п - i_к\right) \cdot \frac{1000 \cdot 1000}{\tau \cdot 3600} \text{ , Вт}$$

де $M_д$ - добове надходженя продукції в приміщення, т/добу;

$i_п$ - ентальпія продукції при надходженні в приміщення (додаток 10 [5]), кДж/кг;

$i_к$ - ентальпія продукції після холодильного оброблення (додаток 10 [5]), кДж/кг;

$1000 \cdot 1000$ - коефіцієнти переведення із тон в кг, і з кДж/кг в Дж;

τ - час холодильного оброблення продукції, діб;

3600 - коефіцієнт переведення із годин в секунди.

Надходження теплоти від тари і упаковки знаходимо за формулою [5]:

$$Q_{2т} := M_{дт} \cdot C_т \cdot \left(t_п - t_к\right) \cdot \frac{1000 \cdot 1000}{\tau \cdot 3600} \text{ , Вт}$$

де $M_{дт}$ - добове надходженя тари в приміщення, т/д

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

$t_п$ - температура тари при надходжені в приміщення, °С;

$t_к$ - температура тари після холодильного оброблення °С.

Всі розрахунки зводимо до таблиці 2.3.3.

Таблиця 2.3.2.

Назва камер	Назва огородження	$К_д$ Вт/м^2	Розміри, м			F м^2	$t_з$ С	$t_в$ С	Δt С	$Δt_c$ С	$Q_{1т}$ Вт	$Q_{1с}$ Вт	Q_1 Вт
			L	B	H								
Експедиція сировини	Зс-Пн	0,291	12	-	4,8	57,6	28,7	12	16,7	0	280	0	280
	П-Сх	0,512	12	-	4,8	57,6	12	12	0	0	0	0	0
	П-Сх	0,516	12	-	4,8	57,6	-5	12	-17	0,0	-505	0	-505
	П-Сх	0,284	24	-	4,8	115,2	-18	12	-30	0	-981	0	-981
	Зс-Пд	0,291	12	-	4,8	57,6	28,7	12	16,7	11	280	184	464
	Зс-Зх	0,291	48	-	4,8	230,4	28,7	12	16,7	7,2	1118	482	1601
	Підлога	0,431	12	48	-	576	12	12	0	0	0	0	0
	Покриття	0,428	12	48	-	576	28,7	12	16,7	17,7	4121	4368	8489
Всього											4312	5034	**9346**
Склад спецій	Зс-Пн	0,291	12	-	4,8	57,6	28,7	12	16,7	0	280	0	280
	П-Сх	0,512	12	-	4,8	57,6	12	12	0		0	0	0
	П-Пд	0,516	12	-	4,8	57,6	-5	12	-17	14,0	-505	416	-89
	П-Зх	0,512	12	-	4,8	57,6	12	12	0	0	0	0	0
	Підлога	0,431	12	12	-	144	12	12	0	0	0	0	0
	Покриття	0,428	12	12	-	144	28,7	12	16,7	17,7	1030	1092	2122
Всього											805	1508	**2313**
Цех маринації	Зс-Пн	0,291	12	-	4,8	57,6	28,7	12	16,7	0	280	0	280
	П-Сх	0,512	36	-	4,8	172,8	12	12	0	0	0	0	0
	П-Пд	0,516	12	-	4,8	57,6	-3	12	-15	0,0	-446	0	-446
	П-Зх	0,284	12	-	4,8	57,6	-18	12	-30	0	-491	0	-491
	П-Зх	0,516	12	-	4,8	57,6	-5	12	-17	0	-505	0	-505
	П-Зх	0,512	12	-	4,8	57,6	12	12	0	0	0	0	0
	Підлога	0,431	12	36	-	432	12	12	0	0	0	0	0
	Покриття	0,428	12	36	-	432	28,7	12	16,7	17,7	3088	3273	6360
Всього											1926	3273	**5199**

Продовження таблиці 2.3.2.

Назва камер	Назва огородження	$К_д$ Вт/м^2	Розміри, м L	B	H	F м^2	$t_з$ С	$t_в$ С	Δt С	$Δt_с$ С	$Q_{1т}$ Вт	$Q_{1с}$ Вт	Q_1 Вт
Цех підготовки та формовки фаршу	Зс-Пн	0,291	24	-	4,8	115,2	28,7	12	16,7	0	559	0	559
	П-Сх	0,512	36		4,8	172,8	12	12	0	0	0	0	0
	П-Пд	0,516	24	-	4,8	115,2	-3	12	-15	0	-891	0	-891
	П-Зх	0,512	36	-	4,8	172,8	12	12	0	0	0	0	0
	Підлога	0,431	24	36	-	864	12	12	0	0	0	0	0
	Покриття	0,428	24	36	-	864	28,7	12	16,7	17,7	6176	6545	12721
Всього											5844	6545	**12389**
Цех упаковки №1	Зс-Пн	0,291	42	-	4,8	201,6	28,7	12	16,7	0	979	0	979
	П-Сх	0,516	15		4,8	72	0	12	-12	0	-446	0	-446
	П-Пд	0,512	42	-	4,8	201,6	12	12	0	0,0	0	0	0
	Вн-Зх	0,512	15	-	4,8	72	12	12	0	0	0	0	0
	Підлога	0,431	42	15	4,8	630	12	12	0	0	0	0	0
	Покриття	0,428	42	15	-	630	28,7	12	16,7	17,7	4503	4773	9276
Всього											5036	4773	**9809**
Цех упаковки №2	П-Пн	0,512	42	-	4,8	201,6	12	12	0	0	0	0	0
	П-Сх	0,284	15		4,8	72	-20	12	-32	0	-654	0	-654
	П-Пд	0,407	42	-	4,8	201,6	22	12	10	0	820	0	820
	П-Зх	0,512	15	-	4,8	72	12	12	0	0	0	0	0
	Підлога	0,431	42	15	-	630	12	12	0	0	0	0	0
	Покриття	0,428	42	15	-	630	28,7	12	16,7	17,7	4503	4773	9276
Всього											4669	4773	**9441**

Продовження таблиці 2.3.2.

Назва камер	Назва огородження	$К_д$ Вт/м^2	Розміри, м			F м^2	$t_з$ С	$t_в$ С	Δt С	$Δt_с$ С	$Q_{1т}$ Вт	$Q_{1с}$ Вт	Q_1 Вт
			L	B	H								
Експедиція готової продукції	Зс-Пн	0,291	12	-	4,8	57,6	28,7	12	16,7	0	280	0	280
	Зс-Сх	0,291	48	-	4,8	230,4	28,7	12	16,7	6	1120	402	1522
	Зс-Пд	0,291	12	-	4,8	57,6	28,7	12	16,7	11	280	184	464
	П-Зх	0,284	48	-	4,8	230,4	-20	12	-32	0	-2092	0	-2092
	Підлога	0,431	12	48	-	576	12	12	0	0	0	0	0
	Покриття	0,428	12	48	-	576	28,7	12	16,7	17,7	4117	4364	8481
Всього											3704	4950	**8654**
Камера зберігання охолодженої сировини	П-Пн	0,516	12	-	4,8	57,6	12	-5	17	0	505	0	505
	П-Сх	0,516	12	-	4,8	57,6	12	-5	17	0	505	0	505
	П-Пд	0,287	12	-	4,8	57,6	-18	-5	-13	0	-215	0	-215
	П-Зх	0,516	12	-	4,8	57,6	12	-5	17	0	505	0	505
	Підлога	0,294	12	12	-	144	1	-5	6	0	254	0	254
	Покриття	0,294	12	12	-	144	28,7	-5	33,7	17,7	1428	750	2178
Всього											2983	750	**3733**
Накопичувальна камера №1	П-Пн	0,516	18	-	4,8	86,4	12	-3	15	0	668	0	668
	П-Сх	0,512	12	-	4,8	57,6	-3	-3	0	0	0	0	0
	Зс-Пд	0,291	18	-	4,8	86,4	28,7	-3	31,7	14	796	352	1148
	П-Зх	0,287	12		4,8	57,6	-18	-3	-15	0	-248	0	-248
	Підлога	0,294	18	12	-	216	1	-3	4	0	254	0	254
	Покриття	0,294	18	12	-	216	28,7	-3	31,7	17,7	2015	1125	3140
Всього											3486	1477	**4962**

Продовження таблиці 2.3.2.

Назва камери	Назва огородження	$К_д$ Вт/м^2	Розміри, м			F м^2	$t_з$ С	$t_в$ С	Δt С	$Δt_с$ С	$Q_{1т}$ Вт	$Q_{1с}$ Вт	Q_1 Вт
			L	B	H								
Накопичувальна камера №2	П-Пн	0,516	12	-	4,8	57,6	12	-3	15	0	446	0	446
	П-Сх	0,512	12	-	4,8	57,6	-3	-3	0	0	0	0	0
	Зс-Пд	0,291	12	-	4,8	57,6	28,7	-3	31,7	14	531	235	766
	П-Зх	0,512	12	-	4,8	57,6	-3	-3	0	0	0	0	0
	Підлога	0,294	12	12	-	144	1	-3	4	0	169	0	169
	Покриття	0,294	12	12	-	144	28,7	-3	15	17,7	635	749	1384
Всього											1782	984	**2766**
Накопичувальна камера №3	П-Пн	0,516	12	-	4,8	57,6	12	-3	15	0	446	0	446
	Вс-Сх	0,407	12	-	4,8	57,6	22	-3	25	0	585	0	585
	Зс-Пд	0,291	12	-	4,8	57,6	28,7	-3	31,7	0	531	0	531
	П-Зх	0,512	12	-	4,8	57,6	-3	-3	0	0	0	0	0
	Підлога	0,294	12	12	-	144	1	-3	4	0	169	0	169
	Покриття	0,294	12	12	-	144	28,7	-3	15	17,7	635	749	1384
Всього											2367	749	**3116**
Камера зберігання готової продукції	Зс-Пн	0,283	24	-	4,8	115,2	28,7	0	28,7	0	936	0	936
	П-Сх	0,283	15	-	4,8	72	12	0	12	0	245	0	245
	П-Пд	0,512	24	-	4,8	115,2	-20	0	-20	0	-1180	0	-1180
	П-Зх	0,283	15	-	4,8	72	12	0	12	0	245	0	245
	Підлога	0,203	24	15	-	360	1	0	1	0	73	0	73
	Покриття	0,151	24	15	-	360	28,7	0	28,7	17,7	1560	962	2522
Всього											1878	962	**2840**

Продовження таблиці 2.3.2.

Назва камер	Назва огородження	$К_д$ Вт/м^2	Розміри, м			F м^2	$t_з$ С	$t_в$ С	Δt С	$Δt_с$ С	$Q_{1т}$ Вт	$Q_{1с}$ Вт	Q_1 Вт
			L	B	H								
Камера зберігання замороженої сировини	П-Пн	0,287	12	-	4,8	57,6	-5	-18	13	0	215	0	215
	П-Сх	0,284	24	-	4,8	115,2	12	-18	30	0	981	0	981
	Зс-Пд	0,198	12	-	4,8	57,6	28,7	-18	46,7	0	533	0	533
	П-Зх	0,284	24	-	4,8	115,2	12	-18	30	0	981	0	981
	Підлога	0,226	12	24	-	288	1	-18	19	0	1239	0	1239
	Покриття	0,290	12	24	-	288	28,7	-18	13	17,7	1085	1478	2563
Всього											5033	1478	**6511**
Камера зберігання замороженої продукції №1	П-Пн	0,285	24	-	4,8	115,2	0	-20	20	0	656	0	656
	П-Сх	0,284	18	-	4,8	86,4	12	-20	32	0	785	0	785
	П-Пд	0,512	24	-	4,8	115,2	-20	-20	0	0	0	0	0
	П-Зх	0,284	18	-	4,8	86,4	12	-20	32	0	785	0	785
	Підлога	0,226	24	18	-	432	1	-20	21	0	2055	0	2055
	Покриття	0,290	24	18	-	432	28,7	-20	20	17,7	2504	2216	4721
Всього											6784	2216	**9001**
Камера зберігання замороженої продукції №2	П-Пн	0,512	24	-	4,8	115,2	-20	-20	0	0	0	0	0
	П-Сх	0,284	15	-	4,8	72	12	-20	32	0	654	0	654
	Зс-Пд	0,198	24	-	4,8	115,2	28,7	-20	48,7	14	1108	319	1427
	Вн-Зх	0,283	15	-	4,8	72	22	-20	42	0	855	0	855
	Підлога	0,226	24	15	-	360	1	-20	21	0	1709	0	1709
	Покриття	0,290	24	15	-	360	28,7	-20	48,7	17,7	5084	1848	6932
Всього											9411	2167	**11578**

Таблиця 2.3.3.

Назва камери	$t_{кам}$ С	$M_д$ т	$M_{дт}$ т	$t_п$ С	$t_к$ С	$i_п$ кДж/кг	$i_к$ кДж/кг	$C_т$ кДж/кгК	τ год	1000*1000 / 3600*t	$Q_{2п}$ Вт	$Q_{2т}$ Вт	Q_2 Вт
Склад спецій	**12**	**45**	4,5	20	12	296	285	0,46	24	11,57	5729	192	**5921**
Камера зберігання охолодженої сировини	**-5**	**30**	3,0	10	0	264	232	0,46	18	15,43	14815	213	**15028**
Накопичувальна камера №1	**-3**	**15**	1,5	6	0	252	232	0,46	18	15,43	4630	64	**4694**
Накопичувальна камера №2	**-3**	**10**	1,0	6	0	252	232	0,46	18	15,43	3086	43	**3129**
Накопичувальна камера №3	**-3**	**10**	1,0	6	0	252	232	0,46	18	15,43	3086	43	**3129**
Камера зберігання готової продукції	**0**	**30**	3,0	6	0	252	232	0,46	18	15,43	9259	128	**9387**
Камера зберігання замороженої сировини	**-18**	**80**	8,0	-6	-18	67	5	0,46	48	5,79	28889	256	**29144**
Камера зберігання замороженої готової продукції №1	**-20**	**60**	6,0	-10	-18	45	0	0,46	24	11,57	31250	256	**31569**
Камера зберігання замороженої готової продукції №2	**-20**	**75**	7,5	-10	-18	45	0	0,46	24	11,57	39063	319	**39569**

Розрахунок надходження теплоти під час експлуатації приміщень

Експлуатаційні надходження теплоти знаходимо за формулою 9.18 [5]:

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

де q_1 - надходження теплоти від освітлення, Вт;

q_2 -надходження теплоти від людей, Вт;

q_3 - надходження теплоти від працючих електродвигунів, Вт;

q_4 - тнадходження теплоти від відкривання дверей, Вт.

Надходження теплоти від освітлення розраховуємо за формулою 9.13 [5]:

$$q_1 := A \cdot F \ , \text{Вт}$$

де A - питоме надходження теплоти від приладів на 1 $м^2$ підлоги (с.60 [5]), Вт/ $м^2$;

F - площа приміщення, $м^2$.

Надходження теплоти від перебування людей розраховуємо за формулою 9.14 [5]:

$$q_2 := 350 \cdot n \ , \text{Вт}$$

де 350 - надходження теплоти від однієї працюючої людини (с.60 [5]), Вт/ людина;

n - кількість людей (с.60 [5]).

Надходження теплоти від працюючих електродвигунів розраховуємо за формулою 9.15 [5]:

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

де $N_{ел}$ - сумарна потужність всіх електродвигунів (с.60 [5]), кВт;

1000 - коефіцієнт переведення із кВт в Вт.

Надходження теплоти від відкривання дверей розраховуємо за формулою 9.17 [5]:

$$q_4 := K \cdot F \ , \text{Вт}$$

де K - питоме надходження теплоти на 1 $м^2$ підлоги (таблиця 9.2 [5]), Вт/ $м^2$;

F - площа приміщення, $м^2$.

Всі розрахунки зводимо до таблиці 2.3.4.

Таблиця 2.3.4.

Назва камери	$F_д$ $м^2$	A $Вт/м^2$	q_1 Вт	n чол.	q_2 Вт	$N_{ел}$ кВт	q_3 Вт	K $Вт/м^2$	q_4 Вт	Q_4 Вт
Експедиція сировини	576	4,5	2592,0	10	3500	25	25000	40	23040	**54132**
Склад спецій	144	2,3	331,2	3	1050	6	6000	15	2160	**9541**
Цех маринації	432	4,5	1944,0	10	3500	36	36000	15	6480	**47924**
Цех підготовки фаршу і формовки	864	4,5	3888,0	10	3500	16	16000	20	17280	**40668**
Цех упаковки №1	756	4,5	3402,0	16	5600	195	195000	20	15120	**219122**
Цех упаковки №2	756	4,5	3402,0	20	7000	255	255000	20	15120	**280522**
Експедиція відвантаження готової продукції	576	4,5	2592,0	10	3500	25	25000	40	23040	**54132**
Камера зберігання охолодженої сировини	144	2,3	331,2	3	1050	8	8000	15	2160	**11541**
Накопичувальна камера №1	216	2,3	496,8	3	1050	10	10000	15	3240	**14787**
Накопичувальна камера №2	144	2,3	331,2	3	1050	8	8000	12	1728	**11109**
Накопичувальна камера №3	144	2,3	331,2	3	1050	8	8000	12	1728	**11109**
Камера зберігання готової продукції	360	2,3	828,0	3	1050	8	8000	12	4320	**14198**
Камера зберігання замороженої сировини	288	2,3	662,4	3	1050	8	8000	8	2304	**12016**
Камера зберігання замороженої готової продукції №1	360	1,2	432,0	4	1400	10	10000	8	2880	**14712**
Камера зберігання замороженої готової продукції №2	432	1,2	518,4	4	1400	8	8000	8	3456	**13374**

2.4. Розрахунок холодильних установок та вибір обладнання

Теплове навантаження на компресор $Q_{км}$ складається із усіх видів надходження теплоти, але іноді їх враховують на повністю, а частково, залежно від призначення виду холодильника чи особливостей холодильного оброблення продукції..

Теплове навантаження на компресор розраховуємо по наближеному методу рекомендованому для підприємств холодильної галузі з великою кількістю камер чи споживачів холоду.

Теплове навантаження на компресор від надходження теплоти через будівельні конструкції приймають:

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

Теплове навантаження на компресор від термічної обробки продукції приймають:

$Q_{2км} := Q_2$ - для для випадку термічної обробки (заморожування, охолодження, тощо), Вт;

$Q_{2км} := 0.50 \cdot Q_2$ - для приміщень зберігання охолодженої продукції, Вт;

$Q_{2км} := 0.60 \cdot Q_2$ - для приміщень зберігання замороженої продукції, Вт.

Теплове навантаження на компресор від експлуатаційного надходження теплоти приймають:

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

Розраховані теплові навантаження на обладнання та теплові навантаження на компресори холодильної машини заносимо до таблиці 2.4.1 та 2.4.2 і сумуємо за температурами кипіння холодильних агентів (агента).

Теоретичну холодильну потужність компресорів розраховуємо за формулою 9.20 [5]:

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

$\Sigma Q_{км}$ - сумарне навантаження на компресори (з табл.2.4.1 та 2.4.2);

Коефіцієнти цієї формули:

$b := 0.9$ - коефіцієнт враховує час роботи компресорів у складі холодильної машини протягом доби (для великих аміачних холодильних установок розрахунковий час роботи 22 години на добу);

Коефіцієнт k враховує втрати теплоти в трубопроводах і апаратах ХУ і залежить від температури кипіння холодильного агента:

$k_тн := 1.12$ - при використанні проміжного теплоносія ст.62 [5]);

$k_28 := 1.07$ - при безпосередньому кипінні холодильного агента при температурі $t_o := -28 \cdot °C$;

$k_42 := 1.1$ - при безпосередньому кипінні холодильного агента при температурі $t_o := -42 \cdot °C$.

Таблиця 2.4.1.

Назва приміщення	$t_{кам}$ °С	Q_1, Вт		Q_2, Вт		Q_4, Вт		Q, Вт	
		Обл.	КМ	Обл.	КМ	Обл.	КМ	Обл.	КМ
Система холодозабезпечення виробничих приміщень з температурою всередині +12°С (холодоносій 20% водний розчин пропіленгліколю)									
Експедиція сировини	12	9346	8412	0,0	0,0	54132	40599	63478	49011
Склад спецій	12	2313	2081	5920,8	3552,5	9541	7156	17775	12790
Цех маринації	12	5199	4679	0,0	0,0	47924	35943	53123	40622
Цех підготовки фаршу і формовки	12	12389	11150	0	0,0	40668	30501	53057	41651
Цех упаковки №1	12	9809	8828	0	0,0	219122	164342	228931	173169
Цех упаковки №2	12	9441	8497	0	0,0	280522	210392	289963	218889
Експедиція відвантаження готової продукції	12	8654	7789	0	0,0	54132	40599	62786	48388
Всього									**586519**
Система холодозабезпечення виробничих приміщень з температурою всередині 0…-5°С (холодоносій 40% водний розчин пропіленгліколю)									
Камера зберігання охолодженої сировини	-5	3733	3360	15028	9017	11541	8656	30302	21032
Накопичувальна камера №1	-3	4962	4466	4694	2816	14787	11090	24443	18372
Накопичувальна камера №2	-3	2766	2489	3129	1877	11109	8332	17004	12698
Накопичувальна камера №3	-3	3116	2805	3129	1877	11109	8332	17354	13014
Камера зберігання готової продукції	0	2840	2556	9387	5632	14198	10649	26425	18837
Охолодження води для приготування розсолу				48495	48495		0	48495	48495
Всього									**132449**
Система холодозабезпечення виробничих приміщень з температурою всередині -20…-18°С (безпосереднє кипіння аміаку при -28°С)									
Камера зберігання замороженої сировини	-18	6511	5860	29144	17487	12016	9012	47672	32359
Камера зберігання замороженої готової продукції №1	-20	9001	8101	31569	18941	14712	11034	55282	38076
Камера зберігання замороженої готової продукції №2	-20	11578	10420	39569	23741	13374	10031	64521	44192
Всього									**114627**
Система холодозабезпечення фризерів (безпосереднє кипіння аміаку при -42°С)									
Фризери (три)	-35	0	0	1548000	1548000	0	0	1539800	1548000
Фризери (один)	-35	0	0	175069	175069	0	0	175250	175069
Всього									**1723069**
Система холодозабезпечення кондиціонування повітря (льодяна вода +7/+12°С)									
Мережа "fan-coil" адміністративного корпусу		0	0	50	50	0	0	50	50
Приточна вентиляція адмінкорпусу		0	0	55	55	0	0	55	55
Приточна вентиляція виробничого корпусу		0	0	370	370	0	0	370	370
Всього									**475**

Таблиця 2.4.2.

Назва приміщення	$t_{кам}$ °С	Q_1, Вт		Q_2, Вт		Q_4, Вт		Q, Вт	
		Обл.	КМ	Обл.	КМ	Обл.	КМ	Обл.	КМ
Система холодозабезпечення виробничих приміщень з температурою всередині +12°С (холодоносій 20% водний розчин пропіленгліколю)									
Експедиція сировини	12	9346	8412	0,0	0,0	54132	40599	63478	49011
Склад спецій	12	2313	2081	5920,8	3552,5	9541	7156	17775	12790
Цех маринації	12	5199	4679	0,0	0,0	47924	35943	53123	40622
Цех підготовки фаршу і формовки	12	12389	11150	0	0,0	40668	30501	53057	41651
Цех упаковки №1	12	9809	8828	0	0,0	219122	164342	228931	173169
Цех упаковки №2	12	9441	8497	0	0,0	280522	210392	289963	218889
Експедиція відвантаження готової продукції	12	8654	7789	0	0,0	54132	40599	62786	48388
Всього									**584519**
Система холодозабезпечення виробничих приміщень з температурою всередині 0…-5°С (холодоносій 40% водний розчин пропіленгліколю)									
Камера зберігання охолодженої сировини	-5	3733	3360	15028	9017	11541	8656	30302	21032
Накопичувальна камера №1	-3	4962	4466	4694	2816	14787	11090	24443	18372
Накопичувальна камера №2	-3	2766	2489	3129	1877	11109	8332	17004	12698
Накопичувальна камера №3	-3	3116	2805	3129	1877	11109	8332	17354	13014
Камера зберігання готової продукції	0	2840	2556	9387	5632	14198	10649	26425	18837
Охолодження води для приготування розсолу				48495	48495		0	48495	48495
Всього									**132449**
Система холодозабезпечення виробничих приміщень з температурою всередині -20…-18°С (безпосереднє кипіння аміаку при -28°С)									
Камера зберігання замороженої сировини	-18	6511	5860	29144	17487	12016	9012	47672	32359
Камера зберігання замороженої готової продукції №1	-20	9001	8101	31569	18941	14712	11034	55282	38076
Камера зберігання замороженої готової продукції №2	-20	11578	10420	39569	23741	13374	10031	64521	44192
Всього									**114627**
Система холодозабезпечення фризерів (безпосереднє кипіння CO_2 при -50°С)									
Фризери (три)	-45	0	0	1548000	1548000	0	0	1539800	1548000
Фризери (один)	-45	0	0	175069	175069	0	0	175250	175069
Всього									**1723069**
Система холодозабезпечення кондиціонування повітря (льодяна вода +7/+12°С)									
Мережа "fan-coil" адміністративного корпусу		0	0	50	50	0	0	50	50
Приточна вентиляція адмінкорпусу		0	0	55	55	0	0	55	55
Приточна вентиляція виробничого корпусу		0	0	370	370	0	0	370	370
Всього									**475**

$k_{_50} := 1.15$ - при безпосередньому кипінні холодильного агента при температурі $t_o := -50 \cdot °C$.

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

Теоретична холодильна потужність компресорів системи кондиціонування повітря $t_o := 3 \cdot °C$ (проміжний холодоносій крижана вода +7/+12 °С):

$$\Sigma Q_{км_кд} := 475 \cdot кВт$$

$$Q_{от_3} := \frac{k_{_тн} \cdot \Sigma Q_{км_кд}}{b} \qquad Q_{от_3} = 591.111\,кВт$$

Теоретична холодильна потужність компресорів системи охолодження камер та цехів $t_o := -5 \cdot °C$ (проміжний холодоносій пропілен гліколь -1/+3 °С):

$$\Sigma Q_{км_5} := 586.519 \cdot кВт$$

$$Q_{от_5} := \frac{k_{_тн} \cdot \Sigma Q_{км_5}}{b} \qquad Q_{от_5} = 729.89\,кВт$$

Теоретична холодильна потужність компресорів системи охолодження камер та цехів $t_o := -18 \cdot °C$ (проміжний теплоносій пропілен гліколь -14/-10 °С):

$$\Sigma Q_{км_18} := 132.449 \cdot кВт$$

$$Q_{от_18} := \frac{k_{_тн} \cdot \Sigma Q_{км_18}}{b} \qquad Q_{от_18} = 164.825\,кВт$$

Теоретична холодильна потужність компресорів системи охолодження камер $t_o := -28 \cdot °C$ (безпосереднє кипіння):

$$\Sigma Q_{км_28} := 114.563 \cdot кВт$$

$$Q_{от_28} := \frac{k_{_28} \cdot \Sigma Q_{км_28}}{b} \qquad Q_{от_28} = 136.203\,кВт$$

Теоретична холодильна потужність компресорів системи охолодження фризерів $t_o := -28 \cdot °C$ (безпосереднє кипіння):

$$\Sigma Q_{км_42} := 1723.069 \cdot кВт$$

$$Q_{от_42} := \frac{k_{_42} \cdot \Sigma Q_{км_42}}{b} \qquad Q_{от_42} = 2.106 \times 10^3\,кВт$$

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

Теоретична холодильна потужність компресорів системи кондиціонування повітря $t_o := 3 \cdot °C$ (проміжний холодоносій крижана вода +7/+12 °С):

$$\Sigma Q_{км_кд} := 475 \cdot кВт$$

$$Q_{от_3} := \frac{k__{тн} \cdot \Sigma Q_{км_кд}}{b} \qquad Q_{от_3} = 591.111\,кВт$$

Теоретична холодильна потужність компресорів системи охолодження камер та цехів $t_o := -5 \cdot °C$ (проміжний холодоносій пропілен гліколь -1/+3 °С):

$$\Sigma Q_{км_5} := 586.519 \cdot кВт$$

$$Q_{от_5} := \frac{k__{тн} \cdot \Sigma Q_{км_5}}{b} \qquad Q_{от_5} = 729.89\,кВт$$

Теоретична холодильна потужність компресорів системи охолодження камер та цехів $t_o := -18 \cdot °C$ (проміжний холодоносій пропілен гліколь -14/-10 °С):

$$\Sigma Q_{км_18} := 132.449 \cdot кВт$$

$$Q_{от_18} := \frac{k__{тн} \cdot \Sigma Q_{км_18}}{b} \qquad Q_{от_18} = 164.825\,кВт$$

Теоретична холодильна потужність компресорів системи охолодження камер $t_o := -28 \cdot °C$ (безпосереднє кипіння):

$$\Sigma Q_{км_28} := 114.563 \cdot кВт$$

$$Q_{от_28} := \frac{k_28 \cdot \Sigma Q_{км_28}}{b} \qquad Q_{от_28} = 136.203\,кВт$$

Теоретична холодильна потужність компресорів для системи охолодження швидкоморозильних апаратів (ШМА) $t_o := -50 \cdot °C$ (безпосереднє кипіння):

$$\Sigma Q_{км_50} := 1723.069 \cdot кВт$$

$$Q_{от_50} := \frac{k_50 \cdot \Sigma Q_{км_50}}{b} \qquad Q_{от_50} = 2.202 \times 10^3\,кВт$$

2.4.3. Розрахунок холодильних машин

2.4.3.1. Розрахунок холодильних машин схеми №1

Охолодження води та пропілен гліколю у випарниках приймаємо - $\Delta t_{тн} := 4 \cdot °C$;

Різницю температур між киплячим холодильним агентом та холодоносіями на виході з випарників приймаємо $\Delta\theta := 4 \cdot °C$.

Температури Холодоносіїв на виході з випарників задані режимами: технологічним та зберігання продукції та сировини:

$t_{вод2} := 7 \cdot °C$ - температура крижаної води на виході з випарника;

$t_{гл2_20} := -1 \cdot °C$ - температура пропілен гліколю з концентрацією 20% на виході з випарника;

$t_{гл2_40} := -14 \cdot °C$ - температура пропілен гліколю з концентрацією 40% на виході з випарника.

Визначаємо температури кипіння холодильного агенту R717 у випарниках:

$t_{о_вод} := t_{вод2} - \Delta\theta$ $\quad t_{о_вод} = 3\,°C$

$t_{о_гл_20} := t_{гл2_20} - \Delta\theta$ $\quad t_{о_гл_20} = -5\,°C$

$t_{о_гл_40} := t_{гл2_40} - \Delta\theta$ $\quad t_{о_гл_40} = -18\,°C$

Визначаємо температуру кипіння аміаку у швидкоморозильних апаратах:

$\Delta\theta_{по} := 7 \cdot °C$ - прийнята різниця температур в повітроохолодниках ШМА;

$t_{фр} := -35 \cdot °C$ - температурар повітря у ШМА;

тоді: $t_{о_фр} := t_{фр} - \Delta\theta_{по}$ $\quad t_{о_фр} = -42\,°C$

Визначаємо температуру кипіння аміаку у повітроохолодниках камер зберігання замороженої продукції:

$\Delta\theta_{по} := 8 \cdot °C$ - прийнята різниця температур в повітроохолодниках;

$t_{к} := -20 \cdot °C$ - середня температура повітря у повітроохолодниках;

$t_{о_к} := t_{к} - \Delta\theta_{по}$ $\quad t_{о_к} = -28\,°C$

Визначаємо температуру парів аміаку на вході у компресори, прийнявши величину перегрівання:

$\Delta t_{п} := 5 \cdot °C$

Для компресора другого ступеня двоступеневої ХМ:

$t_{вс_2} := t_{о_гл_20} + \Delta t_{п}$ $\quad t_{вс_2} = 0\,°C$

Для компресора першого ступеня двоступеневої ХМ:

$t_{вс_1} := t_{о_фр} + \Delta t_{п}$ $\quad t_{вс_1} = -37\,°C$

Для компресора одноступеневої ХМ:

$t_{вс} := t_{о_к} + \Delta t_{п}$ $t_{вс} = -23\,°C$

У випарних конденсаторах вода не нагрівається, отже її температура може бути прийнята рівною температурі оборотної води. Температуру конденсації приймаємо на 8-11 °С більшою від температури оборотної води. Температуру оборотної води приймають вище на 5-6 °С від температури навколишнього повітря по мокрому термометру $t_{м.т.} := 21 \cdot °C$, визначену за розрахунковими параметрами повітря місцини, де планується побудова підприємства.

$\Delta t_{ω} := 5 \cdot °C$ $t_{ω} := t_{м.т.} + \Delta t_{ω}$ $t_{ω} = 26\,°C$

Температуру конденсації парів аміаку визначаємо за формулою:

$t_{к} := t_{ω} + 9 \cdot °C$ $t_{к} = 35\,°C$

Температуру переохолодження аміаку визначаємо за формулою:

$t_{п} := t_{к} - 2°C$ $t_{п} = 33\,°C$

Тепловий розрахунок двоступеневої холодильної машини

Тиск у компаундному ресивері приймаємо таким, щоб він відповідав температурі кипіння $t_{о_гл_20} = -5\,°C$.

$P_{пр} := 0.35 \cdot МПа$

Скориставшись програмою CoolPak будуємо цикл холодильної машини в h-lgp діаграмі, визначаємо параметри холодильного агента у характеринх точках та заносимо їх до табл.2.4.3.

Розраховуємо питому масову продуктивність R717 для усіх температур кипіння:

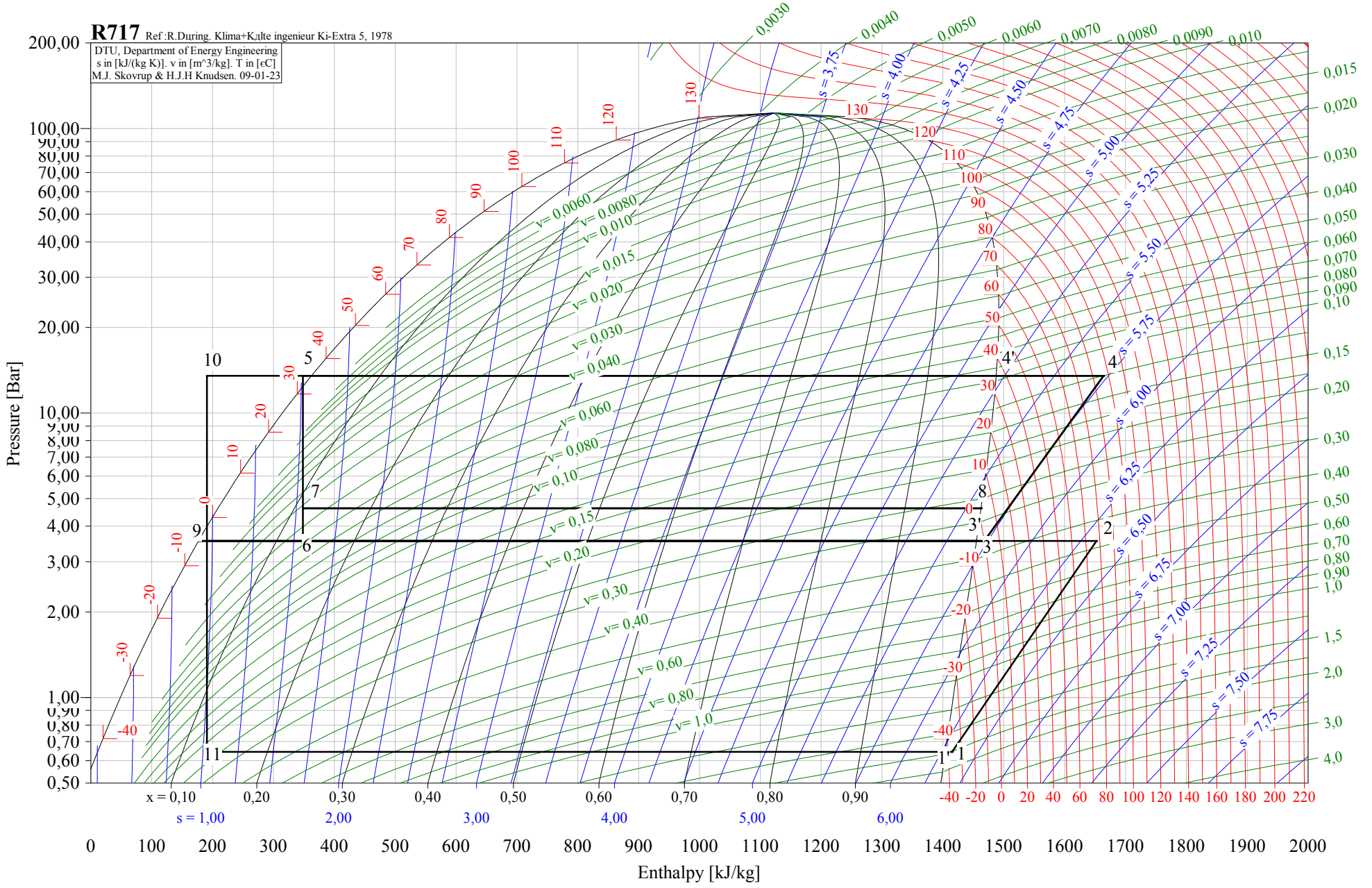
$q_{о_42} := h_1 - h_{11}$ $q_{о_42} = 1222 \frac{кДж}{кг}$

$q_{о_5} := h_3 - h_6$ $q_{о_5} = 1117 \frac{кДж}{кг}$

$q_{о_3} := h_8 - h_7$ $q_{о_3} = 1111 \frac{кДж}{кг}$

Розраховуємо питому теоретичну роботу компресорів першого ступеня ХМ:

$l_{т_42} := h_2 - h_1$ $l_{т_42} = 235 \frac{кДж}{кг}$


R717 Ref :R.During. Klima+Kälte ingenieur Ki-Extra 5, 1978
DTU, Department of Energy Engineering
s in [kJ/(kg K)]. v in [m^3/kg]. T in [ϵC]
M.J. Skovrup & H.J.H Knudsen. 09-01-23
Pressure [Bar]
Enthalpy [kJ/kg]
x = 0,10
s = 1,00
2,00
3,00
4,00
5,00
6,00
10
5
4'
4
7
8
9
6
3'
2
3
11
1'
1

Таблиця 2.4.3.

Точка	Тиск, МПа	Температура °С	Ентальпія кДж/кг	Питомий об'єм $м^3/кг$
1'	0,064	-42	1410	
1	0,064	-37	1415	1,757
2	0,35	77	1650	0,48
3'	0,35	-5	1464	
3	0,35	0	1470	0,36
4	1,35	96	1653	0,123
4'	1,35	35	1490	0,096
5	1,35	32	353	
6	0,35	-5	353	
7	0,48	3	353	
8	0,48	3	1464	
9	0,35	-5	185	
10	1,35	-2	193	
11	0,064	-42	193	

Розраховуємо питому теоретичну роботу компресорів другого ступеня:

$$l_{т2} := h_4 - h_3 \qquad l_{т2} = 183 \frac{кДж}{кг}$$

Розраховуємо питоме теплове навантаження на конденсатор:

$$q_{к_2} := h_4 - h_5 \qquad q_{к_2} = 1300 \frac{кДж}{кг}$$

Розраховуємо питоме теплове навантаження на змійовик КР:

$$q_{зм} := h_5 - h_{10} \qquad q_{зм} = 160 \frac{кДж}{кг}$$

Розраховуємо необхідну масову витрату холодоагента (ХА) у випарниках. Для повітроохолодників ШМА:

$$G_{т_42} := \frac{Q_{от_42}}{q_{о_42}} \qquad G_{т_42} = 1.7234 \frac{кг}{с}$$

Масова витрата ХА через випарники для охолодження пропіленгліколю (-1/+3):

$$G_{т_5} := \frac{Q_{от_5}}{q_{о_5}} \qquad G_{т_5} = 0.6534 \frac{кг}{с}$$

Масова витрата ХА через випарники для охолодження води (+7/+14):

$$G_{т_3} := \frac{Q_{от_3}}{q_{о_3}} \qquad G_{т_3} = 0.5321 \frac{кг}{с}$$

Масова витрата ХА в компресорах першого ступеня дорівнює масовій витраті у випарниках ШМА. Масову витрату ХА в компресорах другого ступеня визначаємо склавши тепловий баланс компаундного ресивера:

$$G_{км1_42} := G_{т_42}$$

$$G_{км2} := G_{т_5} + G_{т_3} + G_{км1_42}\cdot\frac{h_2 - h_6}{h_3 - h_6}$$

$$G_{км2} = 3.187\,\frac{кг}{с}$$

Розраховуємо коефіцієнт подавання компресорів.

Коефіцієнт подавання для гвинтового компресора, визначається залежно від відношення тисків Рк/Ро (з рис.11.2 [1]).

Для компресорів першого ступеня відношення тисків: $\frac{P_{о_5}}{P_{о_42}} = 5.469$

Коефіцієнт подавання $\lambda_1 := 0.86$

Для компресорів другого ступеня відношення тисків: $\frac{P_к}{P_{о_5}} = 3.857$

Коефіцієнт подавання: $\lambda_2 := 0.89$

Вибір компресорів першого ступеня

Розраховуємо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресорів першого ступеня за формулою:

$$V_{т_42} := \frac{G_{км1_42}\cdot\upsilon_1}{\lambda_1} \qquad V_{т_42} = 12675.277\,\frac{м^3}{год}$$

За отриманим значенням підбираємо три одноступеневі гвинтові компресорні агрегати MYCOM:

N320 VLD-MB продуктивністю 4710 м^3/год, потужність електродвигуна 315 кВт;

N320 VLD-MB продуктивністю 4710 м^3/год, потужність електродвигуна 315 кВт;

N320 VMD-MB продуктивністю 3930 м^3/год, потужність електродвигуна 315 кВт.

Розраховуємо теоретичну потужність компресорів за формулою:

$$N_т := G_{км1_42}\cdot\left(h_2 - h_1\right) \qquad N_т = 404.995\,кВт$$

Розраховуємо потужність на валу компресора за формулою:

де : $\eta_e := 0.59$ - ефективний ККД компресора залежно від ступеня стискання (за граф.1 [3] ст.21).

$$N_e := \frac{N_т}{\eta_e} \qquad N_e = 686.432\,кВт$$

Розраховуємо потужність споживану з електричної мережі за формулою:

$\eta_{ел} := 0.87$ $\quad N_{ел} := \frac{N_e}{\eta_{ел}}$ $\quad N_{ел} = 789.002\,кВт$

Компресори комплектується електродвигунами потужністю 315 кВт кожний.

Розрахунок охолодження мастила компресорів

Для холодильної установки, що розглядається приймаємо термосифонну систему охолодження (охолодження відбувається киплячим ХА у мастилоохолодниках, якими комплектуються компресорні агрегати). Холодильний агент, у мастилоохолодник із лінійного ресивера, а пара що утворюються надходять на конденсатор збільшуючи його теплове навантаження. Температура ХА в реальному процесі стискання за відсутності мастила (сухе стискання) визначається за ентальпією:

якщо прийняти значення індикаторного ККД $\eta_i := 0.74$

$h_{2c} := h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_i}$ $\quad h_{2c} = 1.733 \times 10^3 \frac{кДж}{кг}$

За величиною ентальпії знаходимо температуру в т.2с: $t_{2c} := 112 \cdot °C$ $\quad t_1 := -42 \cdot °C$

$T_{2c} := 273 \cdot К + t_{2c}$ $\quad T_{2c} = 385\,°C$

$T_1 := t_1 + 273 \cdot К$ $\quad T_1 = 231\,°C$

$\pi := \frac{P_{o_5}}{P_{o_42}}$ $\quad \pi = 5.469$ $\quad$ відношення тисків у компресорі;

$k := 1.4$ показник адіабати для R717

Приймаємо температуру холодильного агента в кінці процесу стискання за наявності мастила

$t_{2м} := 95 \cdot °C$

$T_{2м} := t_{2м} + 273 \cdot К$ $\quad T_{2м} = 368\,°C$

Теплоємність мастила визначаємо за формулою:

$c_м := [\, 1.69 + 0.0034 \cdot (T - 273)\,] \cdot \frac{1}{\sqrt{\rho \cdot 0.001}}$

$c_м = 2.136 \frac{кДж}{кг \cdot К}$

де ρ - густина мастила при обраній температурі. $\quad \rho := 875 \cdot \frac{кг}{м^3}$

Показники політропи сухого та стискання з мастилом у гвинтовому компресорі розраховуємо за фомулами:

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

$$n_1 = 1.43 \qquad n_2 = 1.378$$

Кількість теплоти, що відводиться мастилом визначаємо за формулою:

$$Q_{м_42} := \frac{G_{км1_42} \cdot T_1 \cdot c_м}{k} \cdot \left[\frac{n_1 - k}{n_1 - 1} \cdot \left[\pi \cdot \frac{\left(n_1 - 1\right)}{n_1} \right] + \frac{k - n_2}{n_2 - 1} \cdot \left[\pi \cdot \frac{\left(n_2 - 1\right)}{n_2} \right] \right]$$

$$Q_{м_42} = 123.619\,кВт$$

Питома теплота випаровування ХА у мастилоохолоднику:

$$q_{мо} := h_{4'} - h_5 \qquad q_{мо} = 1137 \frac{кДж}{кг}$$

Витрата ХА (аміаку) становитиме:

$$G_{мо_42} := \frac{Q_{м_42}}{q_{мо}} \qquad G_{мо_42} = 0.109 \frac{кг}{с}$$

Вибір компресорів другого ступеня стискання

Розраховуємо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресорів другого ступеня:

$$V_{2т} := \frac{G_{км2} \cdot \upsilon_3}{\lambda_2} \qquad V_{2т} = 4.64 \times 10^3 \frac{м^3}{год}$$

За отриманим значенням підбираємо три одноступеневі гвинтовий компресорні агрегати MYCOM:

N250 VSD-L продуктивністю 1570 м^3/год, потужність електродвигуна 315 кВт.

Розраховуємо теоретичну потужність, яка витрачається на стискання аміаку:

$$N_{2т} := G_{км2} \cdot \left(h_4 - h_3\right) \qquad N_{2т} = 583.146\,кВт$$

Розраховуємо потужність на валу компресора:

де : $\eta_e := 0.63$ - ефективний ККД компресора залежить від ступеня стискання (за граф.1 [3] ст.21).

$$N_e := \frac{N_т}{\eta_e} \qquad N_e = 642.849\,кВт$$

Розраховуємо електричну потужність споживану з електричної мережі:

$$\eta_{ел} := 0.87 \qquad N_{ел} := \frac{N_e}{\eta_{ел}} \qquad N_{ел} = 738.907\,кВт$$

Компресори комплектується електродвигунами потужністю 315 кВт кожний.

Розрахунок охолодження мастила компресорів

Систему охолодження приймаємо таку ж, як у попередньому випадку. Розрахунок проводимо за тією ж методикою:

$$h_{4c} := h_3 + \frac{h_4 - h_3}{\eta_i} \qquad h_{4c} = 1.717 \times 10^3 \frac{кДж}{кг}$$

За ентальпією знаходимо температуру в т.4с: $t_{4c} := 120 \cdot °C$ $t_3 := 0 \cdot °C$

$T_{4c} := 273 \cdot К + t_{2c}$ $T_{4c} = 385\,°C$

$T_3 := t_3 + 273 \cdot К$ $T_3 = 273\,°C$

$$\pi := \frac{P_к}{P_{o_5}} \qquad \pi = 3.857 \qquad k := 1.4$$

Приймаємо температуру в кінці стискання за наявності мастила $t_{4м} := 95 \cdot °C$

$T_{4м} := t_{4м} + 273 \cdot К$ $T_{4м} = 368\,°C$

$$c_м := [\, 1.69 + 0.0034 \cdot (T - 273)\,] \cdot \frac{1}{\sqrt{\rho \cdot 0.001}}$$

$$c_м = 2.136 \frac{кДж}{кг \cdot К}$$

$$n_1 := \frac{\log(\pi)}{\log(\pi) - \log\left(\frac{T_{4c}}{T_3}\right)} \qquad n_2 := \frac{\log(\pi)}{\log(\pi) - \log\left(\frac{T_{4м}}{T_3}\right)}$$

$n_1 = 1.342$ $n_2 = 1.284$

Кількість теплоти, що відводиться мастилом:

$$Q_{м_5} := \frac{G_{км2} \cdot T_3 \cdot c_м}{k} \cdot \left[\frac{n_1 - k}{n_1 - 1} \cdot \left[\pi \cdot \frac{\left(n_1 - 1\right)}{n_1} \right] + \frac{k - n_2}{n_2 - 1} \cdot \left[\pi \cdot \frac{\left(n_2 - 1\right)}{n_2} \right] \right]$$

$Q_{м_5} = 239.803\,кВт$

Питома теплота випаровування ХА у мастилоохолоднику:

$q_{мо_5} := h_{4'} - h_5$ $q_{мо_5} = 1137 \frac{кДж}{кг}$

Витрата аміаку на охолодження мастила становитиме:

$$G_{мо_5} := \frac{Q_{м_5}}{q_{мо}} \qquad G_{мо_5} = 0.211 \frac{кг}{с}$$

Тепловий розрахунок одноступеневої холодильної машини

Скориставшись програмою CoolPak будуємо цикл холодильної машини в h-lgp діаграмі, визначаємо параметри холодильного агента у характеринх точках та заносимо їх до табл.2.4.4.

Таблиця 2.4.4.

Точка	Тиск,МПа	Температура, °С	Ентальпія, кДж/кг	Питомий об'єм, $м^3/кг$
1'	0,132	-28	1432	
1	0,132	-23	1437	0,9
2	1,35	150	1801	0,148
2'	1,35	35	1485	
3	1,35	32	353	
4	0,21	-18	353	
5	0,21	-18	1439	0,48
6	0,132	-5	353	

Питома масовапродуктивність R717 для визначених температур кипіння:

$$q_{o_28} := h_{1'} - h_6 \qquad q_{o_28} = 1079 \frac{кДж}{кг}$$

$$q_{o_18} := h_5 - h_4 \qquad q_{o_18} = 1086 \frac{кДж}{кг}$$

Питома теоретичну робота компресора:

$$l := h_2 - h_1 \qquad l = 362 \frac{кДж}{кг}$$

Питоме теплове навантаження на конденсатор:

$$q_{к_1} := h_2 - h_3 \qquad q_{к_1} = 1448 \frac{кДж}{кг}$$

Розраховуємо необхідну масову витрату ХА через випарник охолодження пропілен гліколю (-10/-14):

$$G_{т_18} := \frac{Q_{от_18}}{q_{o_18}} \qquad G_{т_18} = 0.152 \frac{кг}{с}$$

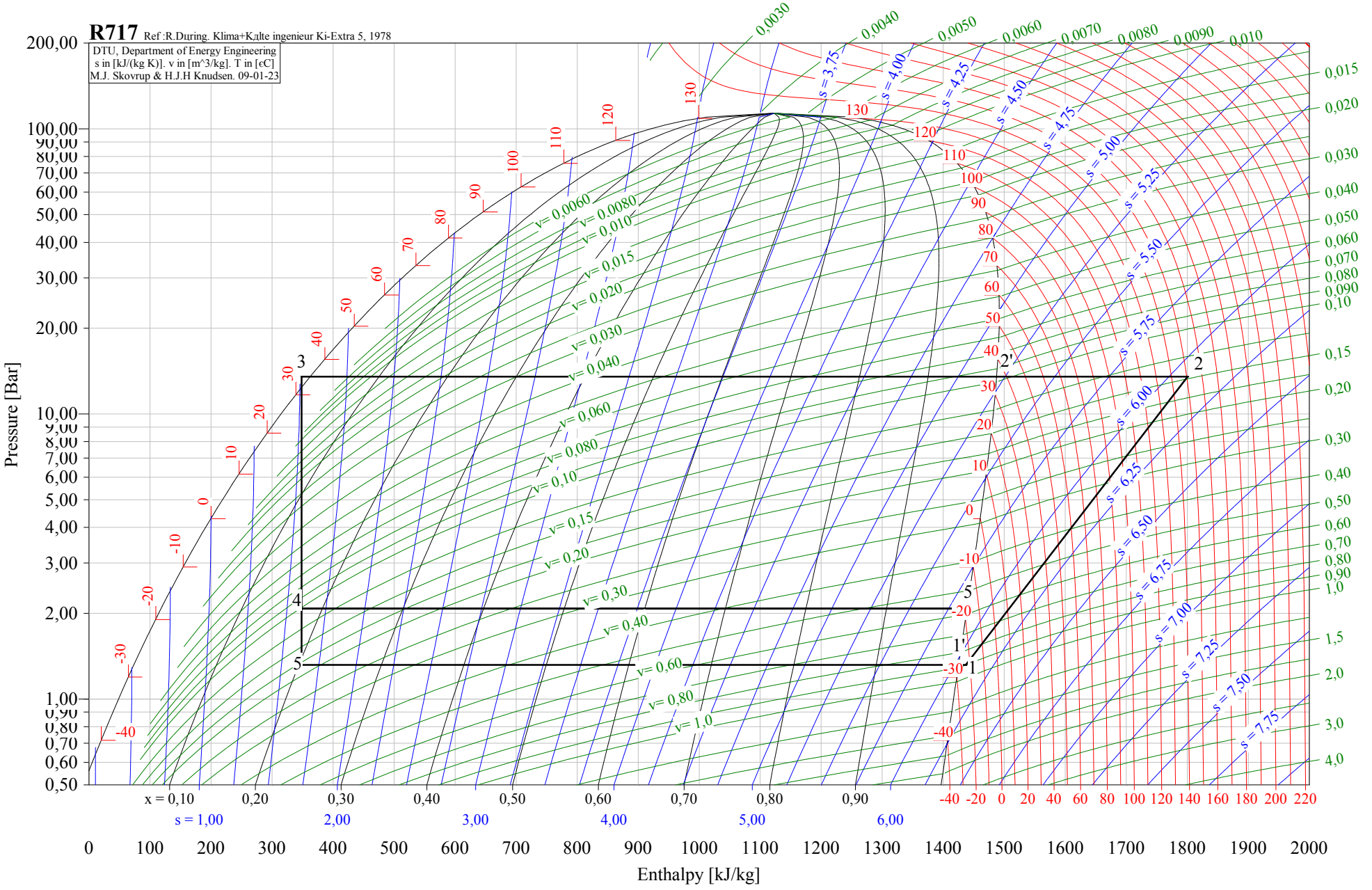
Розраховуємо масову витрату ХА через повітроохолодники камер зберігання замороженої продукції:

$$G_{т_28} := \frac{Q_{от_28}}{q_{o_28}} \qquad G_{т_28} = 0.126 \frac{кг}{с}$$

Сумарна витрата пари холодоагента через компресор:

$$G_{т_1} := G_{т_28} + G_{т_18} \qquad G_{т_1} = 0.278 \frac{кг}{с}$$

Необхідну теоретична об'ємна продуктивність компресора:


R717 Ref :R.During. Klima+Kälte ingenieur Ki-Extra 5, 1978
DTU, Department of Energy Engineering
s in [kJ/(kg K)]. v in [m^3/kg]. T in [ϵC]
M.J. Skovrup & H.J.H Knudsen. 09-01-23
Pressure [Bar]
Enthalpy [kJ/kg]
x = 0,10 0,20 0,30 0,40 0,50 0,60 0,70 0,80 0,90
s = 1,00 2,00 3,00 4,00 5,00 6,00
0 100 200 300 400 500 600 700 800 900 1000 1100 1200 1300 1400 1500 1600 1700 1800 1900 2000
-40 -20 0 20 40 60 80 100 120 140 160 180 200 220
1 1' 2 2' 3 4 5 5

$\lambda := 0.81$ - коефіцієнт подаванння компресора, визначаємо залежно від відношення тисків Рк/Ро=10,23 (з рис.11.2 [5]).

$$V_{т_1} := \frac{G_{т_1} \cdot \upsilon_1}{\lambda} \qquad V_{т_1} = 1112.014 \frac{м^3}{год} \qquad V_{т_1} = 0.309 \frac{м^3}{с}$$

За отриманою величиною підбираємо одноступеневий гвинтовий компресор агрегат MYCOM N250 VSD-L продуктивністю 1570 м^3/год, потужність електродвигуна 250 кВт.

Теоретична потужність, яка витрачається на стискання:

$$N_т := G_{т_1} \cdot (h_2 - h_1) \qquad N_т = 100.637\,кВт$$

Потужність на валу компресора:

де : $\eta_e := 0.63$ - ефективний ККД залежить від ступеня стискання (за граф.1 [3] ст.21).

$$N_e := \frac{N_т}{\eta_e} \qquad N_e = 159.742\,кВт$$

Електричну потужність:

$$\eta_{ел} := 0.85 \qquad N_{ел} := \frac{N_e}{\eta_{ел}} \qquad N_{ел} = 187.931\,кВт$$

Компресор укомплектований електродвигуном потужністю 250 кВт.

Розрахунок холодження мастила компресора

Систему охолодження приймаємо таку ж, як у попередніх випадках. Розрахунок проводимо за тією ж методикою.

$$h_{2c} := h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_i} \qquad h_{2c} = 1.928 \times 10^3 \frac{кДж}{кг}$$

$t_{2c} := 200 \cdot °C \qquad t_1 := -28 \cdot °C$

$T_{2c} := 273 \cdot К + t_{2c} \qquad T_{2c} = 473\,°C$

$T_1 := t_1 + 273 \cdot К \qquad T_1 = 245\,°C$

$$\pi := \frac{P_к}{P_{о_28}} \qquad \pi = 10.227$$

$k := 1.4$

Приймаємо температуру в кінці стискання за наявності мастила $t_{2м} := 95 \cdot °C$

$T_{2м} := t_{2м} + 273 \cdot К \qquad T_{2м} = 368\,°C$

$$c_м := [\ 1.69 + 0.0034\cdot(T - 273)\ ]\cdot\frac{1}{\sqrt{\rho\cdot 0.001}}$$

$$c_м = 2.136\,\frac{кДж}{кг\cdot К}$$

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

$$n_1 = 1.395 \qquad n_2 = 1.212$$

$$Q_{м_28} := \frac{G_{т_1}\cdot T_1\cdot c_м}{k}\cdot\left[\frac{n_1 - k}{n_1 - 1}\cdot\left[\pi\cdot\frac{\left(n_1 - 1\right)}{n_1}\right] + \frac{k - n_2}{n_2 - 1}\cdot\left[\pi\cdot\frac{\left(n_2 - 1\right)}{n_2}\right]\right]$$

$$Q_{м_28} = 160.654\,кВт$$

$$q_{мо_28} := h_{2'} - h_3 \qquad q_{мо_28} = 1132\,\frac{кДж}{кг}$$

Витрата ХА становитиме:

$$G_{мо_28} := \frac{Q_{м_28}}{q_{мо_28}} \qquad G_{мо_28} = 0.142\,\frac{кг}{с}$$

Підбір конденсатора холодильної установки

Температура охолодної води у випарних конденсаторах не змінюється, тому середня різниця температур для них:

$$\theta_{ср} := t_к - t_\omega \qquad \theta_{ср} = 9\,°C$$

У конденсатор надходить пара після компресорів холодильних машин та охолодників мастила. Сумарне теплове навантаження конденсаторів може бути знайдене за формулою:

$$Q_к := Q_{от_42} + Q_{от_5} + Q_{от_3} + Q_{от_18} + Q_{от_28} + N_{i_42} + N_{i_5} + N_{i_28} \cdots + Q_{м_42} + Q_{м_5} + Q_{м_28}$$

де: $N_i := N_e\cdot\eta_i$

$$Q_к = 5.347\times 10^3\,кВт$$

Розрахункова площу теплообмінної поверхні конденсатора за формулою 11.26 [5]:

$k_к := 400\cdot\frac{Вт}{м^2\cdot К}$ - коефіцієнт теплопередачі для випарного конденсатора (з таблиці 11.5 [5]);

$$F_к := \frac{Q_к}{k_к \cdot \theta_{ср}} \qquad F_к = 1.485 \times 10^3 \text{ м}^2$$

На основі отриманого значення $F_к$ підбираємо $n := 2$ конденсатори фірми Baltimore Aircoil: модель VCX-1100 та VCX-576. Технічна характеристика конденсаторыв наведена в таблиці 2.4.5:

Таблиця 2.4.5.

Марка конденсатора	**Розмірність**	**VXC-576**	**VXC-1100**
Площа теплопередаючої поверхні	**$м^2$**	**576**	**1100**
Кількість вентиляторів	**шт**	**2**	**4**
Потужність двигунів вентиляторів/насоса	**кВт**	**18,5*2/2,2*2**	**22*2/4*2**
Витрата води	**$м^3$/год**	**138,2**	**336,2**
Габаритні розміри			
довжина	**мм**	**7226**	**10903**
ширина	**мм**	**3026**	**3026**
висота	**мм**	**4055**	**4277**
Вага	**кг**	**12700**	**23620**

Загальна площа конденсаторів:

$$\Sigma F_к := (576 + 1100) \cdot м^2 \qquad \Sigma F_к = 1.676 \times 10^3 \text{ м}^2$$

$$\text{Запас} := \frac{\left|\Sigma F_к - F_к\right|}{\Sigma F_к} \cdot 100\% \qquad \text{Запас} = 11\%$$

Такий запас можна вважати достатнім. Як правило він приймається в межах 10-20%.

Знаходимо витрату води на конденсатори за формулою:

$$V_{ω.к} := V_{1ω.к} + V_{2ω.к} \qquad V_{ω.к} = 474.4 \frac{м^3}{год} \qquad V_{ω.к} = 131.778 \frac{л}{с}$$

Підбір повітроохолодників камер та приміщень

Камера зберігання замороженої сировини

$t_{кам} := -18 \cdot °C$ температура в камері;

$\Delta t_{по} := 10 \cdot °C$ - розрахункова різниця температур у повітроохолоднику;

$k_п := 15 \cdot \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$ - коефіцієнт теплопередачі аміачного повітроохолодника з оребреними трубами, при $t_о := -28 \cdot °C$

Знаходимо площу поверхні повітроохолодника за формулою 11.26 [1]:

$\Sigma Q_{обл_1} = 47672\,Вт$ - розрахункове теплове навантаження на повітроохолодник;

$$F_{по_1} := \frac{\Sigma Q_{обл_1}}{k_п \cdot \Delta t_{по}} \qquad F_{по_1} = 317.813\,м^2$$

Обираємо до встановлення 2 підвісних повітроохолодника Alfa-Laval типоряду AirMax INBA505C12 площею поверхні 160,8 м^2. Технічна характеристика повітроохолодника наведена в таблиці 2.4.6.

Загальна площа теплопередаючої поверхні повітроохолодників рівна:

$$\Sigma F_{по_1} := n \cdot F_{по} \qquad \Sigma F_{по_1} = 321.6\,м^2$$

Перевіряємо чи встановлені на повітреохолодники вентилятори забезпечать необхідну витрату повітря через них скориставшись формулою 11.39 [1]:

$\rho_{as} = 0.936 \frac{кг}{м^3}$ - густина повітря на виході зповітроохолодника;

$h_{as} = -15.319 \frac{кДж}{кг}$ - ентальпія повітря на виході з повітроохолдодника;

$h_{es} := -17.6 \cdot \frac{кДж}{кг}$ - ентальпія повітря на вході до повітроохолодника;

$$V_п := \frac{\Sigma Q_{обл_1}}{\rho_{as} \cdot (h_{as} - h_{es})} \qquad V_п = 22.326 \frac{м^3}{с}$$

$$V_{по} \cdot n = 24.76 \quad > \quad V_п = 22.326 \frac{м^3}{с}$$

Експедиції сировини

$t_{кам} := 12 \cdot °C$ температура в камері;

Середня логарифмічна різницю температур між пропілен гліколем та повітрям камери за вказаними температурами становитиме:

$t_1 := 13 \cdot °C$ температура повітря на вході до повітроохолодника;

$t_2 := 11 \cdot °C$ температура повітря на виході з повітроохолодника;

$t_{гл1} := -1 \cdot °C$ температура гліколю на вході до повітроохолодника;

$t_{гл2} := 3 \cdot °C$ температура гліколю на виході з повітроохолодника;

$$\theta_{ср} := \frac{\left(t_1 - t_{гл1}\right) - \left(t_2 - t_{гл2}\right)}{2.3 \cdot \log\left(\frac{t_1 - t_{гл1}}{t_2 - t_{гл2}}\right)} \qquad \theta_{ср} = 10.7\,°C$$

$k_п := 18 \cdot \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$ - коефіцієнт теплопередачі гліколевого повітроохолодника з оребреними трубами при $t_о := 12 \cdot °C$

Площа поверхні повітроохолодника для теплового навантаження:

$$\Sigma Q_{обл} := 63478 \cdot Вт$$

$$F_{по} := \frac{\Sigma Q_{обл}}{k_п \cdot \theta_{ср}} \qquad F_{по} = 328.55\,м^2$$

Обираємо до встановлення 4 підвісних повітроохолодники фірми Alfa-Laval типоряду AirMax INBA503B12 площею поверхні 96 м^2. Характеристики повітроохолодників наведено в таблиці 2.4.6.

Загальна площа теплопередаючої поверхні повітроохолодників рівна:

$$\Sigma F_{по_1} := n \cdot F_{по} \qquad \Sigma F_{по_1} = 384$$

Перевіряємо чи встановлені на повітреохолодники вентилятори забезпеча необхідну витрату повітря через них скориставшись формулою 11.39 [1]:

$\rho_{as} = 1.275 \frac{кг}{м^3}$ - густина повітря, що виходить з повітроохолодника;

$h_{ae} = 33.076 \frac{кДж}{кг}$ - ентальпія повітря, що виходить з повітроохолодника;

$h_{as} := 28.54 \cdot \frac{кДж}{кг}$ - ентальпія повітря, що входить до повітроохолодника;

$$V_п := \frac{\Sigma Q_{обл_1}}{\rho_{as} \cdot \left(h_{ae} - h_{as}\right)} \qquad V_п = 8.244 \frac{м^3}{с}$$

$$V_{по} \cdot n = 25.36 \quad > \quad V_п = 8.244 \frac{м^3}{с}$$

Для інших камер та приміщень розрахунок проводиться так само. Остаточні результати розрахунку представлені в табл. 2.4.7.

Розрахунок і підбір випарника для охолодження води системи кондиціонування

Теплове навантаження випарника:

$$Q_{от_3} = 591.111\,кВт$$

Середня логарифмічна різницю температур між пропілен гліколем та повітрям камери за вказаними температурами становитиме за формулою 11.34 [5]

Таблиця 2.4.6.

Марка повітроохолодника	Розмірність	INBA505C12	INBA503B12	INBA504C12	INBA504A12	INBA505C70
Поверхня теплопередачі	$м^2$	194	96	154,9	50,9	309,6
Об'ємна витрата повітря	$м^3$/год	37380	22820	29880	15480	36060
Місткість по аміаку	$дм^3$	58,0	29,0	47,0	15,0	58,0
Кількість вентиляторів	шт/мм	5*500	3*500	4*500	2*500	5*500
Крок ребер	мм	12,0	12,0	12,0	12,0	7,0
Потужність електродвигуна	Вт	3950,0	2370,0	3950,0	1580,0	3950,0
Габаритні розміри						
довжина	мм	4760	3060	3400	2210	4760
ширина	мм	820	820	820	820	820
висота	мм	1700	1700	1700	1700	1700
Вага	кг	432	246	345	159	415

Таблиця 2.4.7.

Назва приміщення	$t_{кам}$ °С	Δt.по °С	k Вт/м^{2}К	Qолб Вт	Fпо м^2	Повітреохолодник			$V_п$, м^3/с	$V_{по}$, м^3/с
						Марка	F, м^2	шт		
Експедиція сировини	12	10,7	17,5	63478	339	INBA503B12	96	4	8,20	25,40
Склад спецій	12	10,7	17,5	17775	95	INBA503B12	96	1	2,30	6,45
Цех маринації	12	10,7	17,5	53123	284	INBA504C12	155	2	7,40	16,60
Цех підготовки фаршу і формовки	12	10,7	17,5	53057	317	INBA502A12	51	7	7,30	29,96
Цех упаковки №1	12	10,7	17,5	228931	1223	INBA505C12	194	7	16,40	20,52
Цех упаковки №2	12	10,7	17,5	289963	1549	INBA505C70	310	6	45,68	61,56
Експедиція відвантаження готової продукції	12	10,7	17,5	62786	335	INBA503B12	96	4	7,95	25,40
Камера зберігання охолодженої сировини	-5	7	14,0	30302	309	INBA504C12	155	2	5,63	16,60
Накопичувальна камера №1	-3	9	15,5	24443	175	INBA503B12	96	2	3,85	12,90
Накопичувальна камера №2	-3	9	15,5	17004	122	INBA503B12	96	2	2,15	12,90
Накопичувальна камера №3	-3	9	15,5	17354	124	INBA503B12	96	2	2,23	12,90
Камера зберігання готової продукції	0	12	17,5	26425	126	INBA503B12	96	2	4,16	12,98
Камера зберігання замороженої сировини	-18	10	12,8	47672	372	INBA505C12	194	2	7,51	20,52
Камера зберігання замороженої готової продукції №1	-20	8	12,8	55282	540	INBA505C70	310	2	8,71	20,52
Камера зберігання замороженої готової продукції №2	-20	8	12,8	64521	609	INBA505C70	310	2	10,17	20,52

при умові, що вода нагрівається у споживача на 7 °С.

$t_{в_1} := 14 \cdot °C$ температура крижаної води на вході до випарника;

$t_{в_2} := 7 \cdot °C$ температура крижаної води на виході з випарника;

$t_о := 3 \cdot °C$ температура кипіння аміаку у випарнику.

$$\theta_{ср} := \frac{t_{в_1} - t_{в_2}}{\ln\left(\frac{t_{в_1} - t_о}{t_{в_2} - t_о}\right)} \qquad \theta_{ср} = 6.92\,°C$$

Розрахункова площа теплообмінної поверхні пластинчатого випарника за формулою 11.26 [5]:

$k_в := 1700 \cdot \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$ - прийнятий коефіцієнт теплопередачі пластинчатого випарника (з таблиці 11.5 [5]);

$$F_в := \frac{Q_{от_3}}{k_в \cdot \theta_{ср}} \qquad F_в = 50.249\,м^2$$

Обираємо випарник Alfa-Laval марки TL 500 KGL площею теплообмінної поверхні 50 м^2. Патрубки випарника мають діаметр 100 мм.

Розрахунок і підбір випарника для охолодження пропіленгліколю (-1/+3)

Теплове навантаження випарника:

$$Q_{от_5} = 729.89\,кВт$$

Розраховуємо середню логарифмічну різницю температур між киплячим холодильним агентом та пропілен гліколем, що охолоджується за формулою 11.34 [5] при умові, що він нагрівається у споживача на 4 °С.

$t_{г_1} := 3 \cdot °C$ температура гліколю на вході до випарника;

$t_{г_2} := -1 \cdot °C$ температура гліколю на виході з випарника;

$t_о := -5 \cdot °C$ температура кипіння ХА у випарнику.

$$\theta_{ср} := \frac{t_{г_1} - t_{г_2}}{\ln\left(\frac{t_{г_1} - t_о}{t_{г_2} - t_о}\right)} \qquad \theta_{ср} = 5.771\,°C$$

Розрахункова площа теплообмінної поверхні пластинчатого випарника за формулою 11.26 [5]:

$k_в := 1700 \cdot \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$ - прийнятий коефіцієнт теплопередачі пластинчатого випарника (з таблиці 11.5 [5]);

$$F_в := \frac{Q_{от_5}}{k_в \cdot \theta_{ср}} \qquad F_в = 74.4\,м^2$$

Обираємо випарник Alfa-Laval марки TL 750 KKL площею поверхні 75 м^2. Патрубки випарника мають діаметр - 200 мм.

Розрахунок і підбір випарника для охолодження пропіленгліколю (-14/-10)

Теплове навантаження випарника:

$$Q_{от_18} = 164.825\,кВт$$

озраховуємо середню логарифмічну різницю температур між киплячим холодильним агентом та пропілен гліколем, що охолоджується за формулою 11.34 [5] при умові, що він нагрівається у споживача на 4 °С.

$t_{г_1} := -10 \cdot °C$ температура гліколю на вході до випарника;

$t_{г_2} := -14 \cdot °C$ температура гліколю на виході з випарника;

$t_o := -18 \cdot °C$ температура кипіння ХА у випарнику.

$$\theta_{ср} := \frac{t_{г_1} - t_{г_2}}{\ln\left(\frac{t_{г_1} - t_o}{t_{г_2} - t_o}\right)} \qquad \theta_{ср} = 5.771\,°C$$

Розрахункова площа теплообмінної поверхні пластинчатого випарника за формулою 11.26 [5]:

$k_в := 1700 \cdot \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$ - прийнятий коефіцієнт теплопередачі пластинчатого випарника (з таблиці 11.5 [5]);

$$F_в := \frac{Q_{от_18}}{k_в \cdot \theta_{ср}} \qquad F_в = 16.801\,м^2$$

Обираємо випарник Alfa-Laval марки TL 400 KFL площею поверхні 25 м^2. Патрубки випарника мають діаметр - 100 мм.

Розрахунок лінійного ресивера

Об'єм лінійного ресивера за умови його заповнення під час експлуатації в межах 50 - 80%, для систем з нижнім подаванням холодоагенту визначаємо по формулі V-39 [6]:

$$V_{лр} := \frac{0.6 \cdot V_{вип}}{0.5} \cdot 1.2$$

де: 0.6 - коефіцієнт заповнення системи з нижнім подаванням;

1.2 - коефіцієнт запасу;

$V_{вип}$ - об'єм охолодної системи, який включає в себе об'єми приладів охолодження та зливних трубопроводів.

Розрахунок об'єму випарної системи зведено до таблиці 2.4.8.

Таблиця 2.4.8.

Приміщення	Прилад (трубопровід)	К-ть, шт	К-ть ХА, $м^3$	Всього, $м^3$
Камера зберігання замороженої сировини	**INBA505C12**	**2**	**0,058**	**0,116**
готової продукції №1	**INBA505C70**	**2**	**0,058**	**0,116**
Камера зберігання замороженої готової продукції №2	**INBA505C70**	**2**	**0,058**	**0,116**
Випарник	**TL 500 KGL**	**1**	**0,029**	**0,029**
Випарник	**TL 650 KKL**	**1**	**0,031**	**0,031**
Випарник	**TL 400 KFL**	**1**	**0,023**	**0,023**
Конденсатор	**VCX-576**	**1**	**0,318**	**0,318**
Конденсатор	**VCX-1100**	**1**	**0,635**	**0,635**
Повітроохолодники фризерів продуктивністю 3т/год		**2**	**0,875**	**1,75**
Повітроохолодники фризерів продуктивністю 1,5т/год		**2**	**0,42**	**0,84**
Зливний трубопровід ($Д_у$=125 мм, L=20 м 2 шт.)			**0,245**	**0,245**
Всього в приладах охолодження				4,219

$$V_{вип} := 4.219 \cdot м^3$$

Необхідний об'єм лінійного ресивера: $V_{лр} = 6.075\,м^3$

Обираємо горизонтальний ресивер марки 7,5 РЦВЗ. Технічна арактеристика ресивера наведено в таблиці 2.4.9.

Розрахунок і вибір дренажного ресивера

Дренажний ресивер обираємо такого об'єму, щоб при умові заповнення на 80% він вмістив весь рідкий аміак із приладів охолодження найбільшої випарної системи. Необхідний об'єм дренажного ресивера розраховуємо за формулою:

$$V_{д.р} := \frac{V_{вип}}{0.8} \cdot 1.2 \qquad V_{д.р} = 6.328\,м^3$$

Обираємо ресивер 7,5 РЦЗ. Характеристика наведена в таблиці 2.4.9.

Розрахунок і вибір циркуляційних ресиверів

Об'єм компаундного циркуляційного ресивера для температури кипіння $t_{о_гл_40} = -18\,°C$ для систем з нижнім подаванням ХА в прилади охолодження визначаємо виходячи з допустимої швидкості парів холодильного агента у паровому просторі ресивера 0,5 м/с при умові його заповнення на 30%. Знайдемо необхідний діаметр ресивера:

$$\omega := 0.5 \cdot \frac{м}{с} \qquad D_{кр} := 1.3 \sqrt{\frac{4 \cdot G_{т_1} \cdot \upsilon 1}{\pi \cdot \omega}} \qquad D_{кр} = 1.038\,м$$

Вибираємо горизонтальний циркуляційний ресивер діаметром 1,2 м.

Обираємо ресивер марки 4 РЦЗ, характеристики даного ресивера наведено в таблиці 2.4.10.

Таблиця 2.4.9.

Марка лінійного ресивера	**Розмірність**	**7,5 РЦВЗ**
Місткість	**$м^3$**	**7,50**
Габаритні розміри		
діаметр корпуса	**мм**	**1400**
товщина корпуса	**мм**	**12**
довжина	**мм**	**4700**
Вага	**кг**	**3250**

Таблиця 2.4.10.

Марка лінійного ресивера	**Розмірність**	**4 РЦЗ**
Місткість	**$м^3$**	**4,00**
Габаритні розміри		
діаметр корпуса	**мм**	**1200**
товщина корпуса	**мм**	**12**
довжина	**мм**	**3705**
Вага	**кг**	**3620**

Об'єм циркуляційного ресивера для температури кипіння $t_{о_гл_20} = -5\,°C$ для систем з нижнім подаванням ХА в прилади охолодження визначаємо виходячи з допустимої швидкості парів холодильного агента у паровому просторі ресивера 0,5 м/с при умові його заповнення на 30%. Знайдемо необхідний діаметр ресивера:

$$\omega := 0.5\cdot\frac{м}{с} \qquad D_{кр} := 1.3\sqrt{\frac{4\cdot G_{км2}\cdot \upsilon_3}{\pi\cdot\omega}} \qquad D_{кр} = 2.222\,м$$

Обираємо ресивер марки 25 РЦВЗ. Технічна характеристика ресивера наведена в таблиці 2.4.11.

Таблиця 2.4.11.

Марка лінійного ресивера	**Розмірність**	**25 РЦВЗ**
Місткість	**$м^3$**	**25,00**
Габаритні розміри		
діаметр корпуса	**мм**	**2200**
товщина корпуса	**мм**	**12**
довжина	**мм**	**6400**
Вага	**кг**	**4760**

Об'єм циркуляційного ресивера зі стояком на температуру кипіння $t_{о_фр} = -42\,°C$ для систем з нижнім подаванням холодильного агенту в прилади охолодження визначаємо виходячи з допустимої швидкості парів холодильного

агента у паровому просторі ресивера 0,6 м/с при умові його заповнення на 30%. Знайдемо необхідний діаметр ресивера:

$$\omega := 0.5 \cdot \frac{м}{с} \qquad D_{цр} := 1.3 \sqrt{\frac{4 \cdot G_{км1_42} \cdot \upsilon 1}{\pi \cdot \omega}} \qquad D_{цр} := 1.9 \cdot м$$

Обираємо ресивер марки 12,5 РЦВЗ. Технічна характеристика ресивера наведена в таблиці 2.4.12.

Таблиця 2.4.12.

Марка лінійного ресивера	**Розмірність**	**12,5 РЦВЗ**
Місткість	**$м^3$**	**12,50**
Габаритні розміри		
діаметр корпуса	**мм**	**2000**
товщина корпуса	**мм**	**12**
довжина	**мм**	**5820**
Вага	**кг**	**4760**

Визначення діаметрів трубопроводів, гідравлічних втрат та вибір насосів

Діаметр трубопроводів визначаємо за формулою:

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

де: $\omega_{вс} := 0.8...1.0 \frac{м}{с}$ - швидкість рідин на всмоктуванні до насосів із таблиці 16.1 [5];

$\omega н := 1...1.3 \frac{м}{с}$ - швидкість рідини на стороні нагнітання;

$\omega вс := 10...12 \frac{м}{с}$ - швидкість пари аміаку на стороні всмоктування у компресор;

$\omega нг := 12...25 \frac{м}{с}$ - швидкість парів аміаку на стороні нагнітання;

$\omega зл := 0.5...0.7 \frac{м}{с}$ - швидкість аміаку у зливному трубопроводі з конденсатора в ресивер;

V - витрата речовини, $м^3/с$.

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 речовини, $кг/м^3$;

ω - швидкість речовини 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 $Re < 2300$

$$\lambda_{Л} := \frac{64}{Re}$$

для перехідного режиму течії $Re > 2300$

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

$k := 0.2мм$ - шорсткість труб (для стальних труб с.152 [5]).

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

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

де: ν - кінематична вязкість води, $м^2/с$.

Параметри речовин обираємо за таблицями теплофізичних властивостей відповідних речовин.

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

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

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

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

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

Результати розрахунку зводимо до таблиці 2.4.13 та використовуємо щоб обрати насоси системи оборотного водопостачання та подавання холодоносіїв на виробництво. Технічні характеристики обраних насосів наведено табл. 2.4.14.

Таблиця 2.4.13.

Назва трубопровода	Теплове навантаження, кВт	Швидкість прийнята, м/с	Витрата, кг/с	Густина, кг/м^3	В'язкість, м^2/с 10^6	Re	Об'ємна витрата, м^3/с	Розрахунковий діаметр, м	Довжина, м	Сумарний місцевий опір	Втрати тиску, Па	Рекомендований діаметр, мм
Парові трубопроводи												
Паропровід від фризерів №1 та №3		20,0	0,934	0,57			1,641	0,323				350,0
Паропровід від фризерів №2 та №4		20,0	0,789	0,57			1,384	0,297				300,0
Паропровід з камер зберігання заморожених продуктів		20,0	0,126	1,11			0,113	0,085				100,0
Паропровід з випарника льодяної води		20,0	0,651	3,85			0,169	0,104				100,0
Паропровід з випарника охолодження гліколю (-1/+3)		15,0	0,529	2,86			0,185	0,125				125,0
Паровий колектор випарників л.води та гліколю (-1/+3)		12,0	1,180	2,90			0,407	0,208				250,0
Паропровід з випарника охолодження гліколю (-10/-14)		10,0	0,152	2,08			0,073	0,096				125,0
Всмоктувальний колектор компресорів першого ступеня		20,0	1,723	0,57			3,024	0,439				350,0
Всмоктувальний колектор компресорів другого ступеня		20,0	3,181	2,78			1,145	0,270				250,0
Всмоктувальний трубопровід верхньої гілки каскадної ХМ		10,0	0,278	1,11			0,250	0,179				250,0
Нагнітальний трубопровід компресорів першого ступеня на КР		17,0	1,723	2,08			0,827	0,249				250,0
Нагнітальний трубопровід компресорів другого ступеня на КД		12,0	3,181	8,13			0,391	0,204				250,0
Нагнітальний трубопровід компресора верхньої гілки каскадної ХМ		12,0	0,278	6,76			0,041	0,066				80,0
Всмоктувальний трубопровід нижньої гілки каскадної ХМ												
Нагнітальний трубопровід нижньої гілки каскадної ХМ												
Паропровід з охолодників мастила на КД		5,0	0,566	10,42			0,054	0,118				150,0
Рідинні трубопроводи												
Льодяна вода на систему кондиціонування	587,38	1,5	35,0	1000,0	1,53	147059	0,0350	0,173	160,0	110,0	265604,8	150,0
Пропілен гліколь (-1/+3) на виробництво	727,4	1,0	43,4	1123,0	1,53	163399	0,0386	0,222	120,0	126,0	102609,3	250,0
Пропілен гліколь (-10-14) на виробництво	164,83	1,0	9,8	1152,0	1,53	98039	0,0085	0,104	120,0	144,0	137418,5	150,0
Рідкий аміак з конденсаторів на ЛР		0,7	4,025	592,0	0,23	380435	0,0068	0,111	25,0	32,0	8070,2	125,0
Рідкий аміак з ЛР на камери заморожених продуктів		0,7	0,126	592,0	0,23	97391	0,0002	0,020	120,0	69,0	124306,1	32,0
Рідкий аміак на фризери		0,7	1,723	694	0,41	169492	0,0025	0,067	120,0	72,0	106361,5	100,0
Рідкий аміак на випарник льодяної води		0,5	0,651	592	0,28	71429	0,0011	0,053	5,0	29,0	73239,6	40,0
Рідкий аміак на випарник пропілен гліколю (-1/+3)		0,5	0,529	645	0,31	129032	0,0008	0,046	5,0	26,0	2691,9	80,0
Рідкий аміак на випарник пропілен гліколю (-10/-14)		0,5	0,152	662	0,34	58824	0,0002	0,024	5,0	29,0	3622,7	40,0

Таблиця 2.4.14.

Назва трубопровода	Витрата, кг/с	Об'ємна витрата, $м^3$/год	Необхідний напір, кПа	Тип насосу	Подача насоса, $м^3$/год	Напір, кПа	Потужність ел.двигуна, кВт	Маса, кг	Кількість
Подача води на кондиціювання	35,0	126,0	265,6	8К-12а	190	270	30	238	1+1
Подача пропілен гліколю (-1/+3) на виробництво	43,4	139,0	102,6	4К-90/20	80	228	7,5	68	2+1
Подача пропілен гліколю (-10/-14) на виробництво	9,8	30,6	137,4	2К-20/30б	25	164	2,2	19,8	2+1
Вуглекислотні насоси подачі на фризери	1,723	9,00	106,4	WITT GP51	2,5…15	120…360	4,5	87	2+1
На випарник пропілен гліколю (-10/-14)	0,152	0,7	3,6	WITT GP41	0,6…2	20…120	1,2	45	1+1

2.4.3.2. Розрахунок холодильних машин схеми №2

Для схеми холодильної установки №2 температури теплоносіїв (води та пропіленгліколю), температури кипіння холодильного агента - аміаку у випарниках та повітроохолодниках камер, а також температурні режими роботи теплообмінників приймаємо такими ж, як і у попередній схемі. Температуру кипіння аміаку у випарнику-конденсаторі каскадної машини приймаємо рівну температурі кипіння аміаку у камерах зберігання готової продукції, :

$t_{о_к} := t_к - \Delta\theta_{по}$ $\quad t_{о_к} = -28\,°C$

Визначаємо температуру кипіння вуглекислоти у фризерах:

$\Delta\theta_{по} := 5\cdot°C$ - повний тепловий напір в повітроохолодниках фризерів;

$t_{фр} := -45\cdot°C$ - температура повітря у фризерах;

тоді: $t_{о_фр} := t_{фр} - \Delta\theta_{по}$ $\quad t_{о_фр} = -50\,°C$

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

$\Delta t_п := 5\cdot°C$

Температура конденсації аміаку приймаємо таку ж , як у попередній схемі, а температуру конденсації вуглекислоти приймаємо на $10\,°C$ вищою від температури випаровування аміаку.

Визначаємо температуру конденсації за формулою:

$t_{к_co2} := t_{о_к} + 10\cdot°C$ $\quad t_{к_co2} = -18\,°C$

Визначаємо температуру переохолодження вуглекислоти за формулою:

$t_{п_co2} := t_{к_co2} - 3°C$ $\quad t_{п_co2} = -21\,°C$

Тепловий розрахунок каскадної холодильної машини

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

Скориставшись програмою CoolPak будуємо цикл холодильної машини в h-lgp діаграмі та визначаємо параметри холодильного агента, які заносимо до табл.2.4.15.

Таблиця 2.4.15

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

Визначаємо питому масову продуктивність CO_2

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

Визначаємо питому теоретичну роботу компресора:

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

Визначаємо питоме навантаження на конденсатор:

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

Розраховуємо необхідну масову витрату холодоагента через компресори:

$$G_{т_50} := \frac{Q_{от_50}}{q_{o_50}} \qquad G_{т_50} = 7.725 \frac{кг}{с}$$

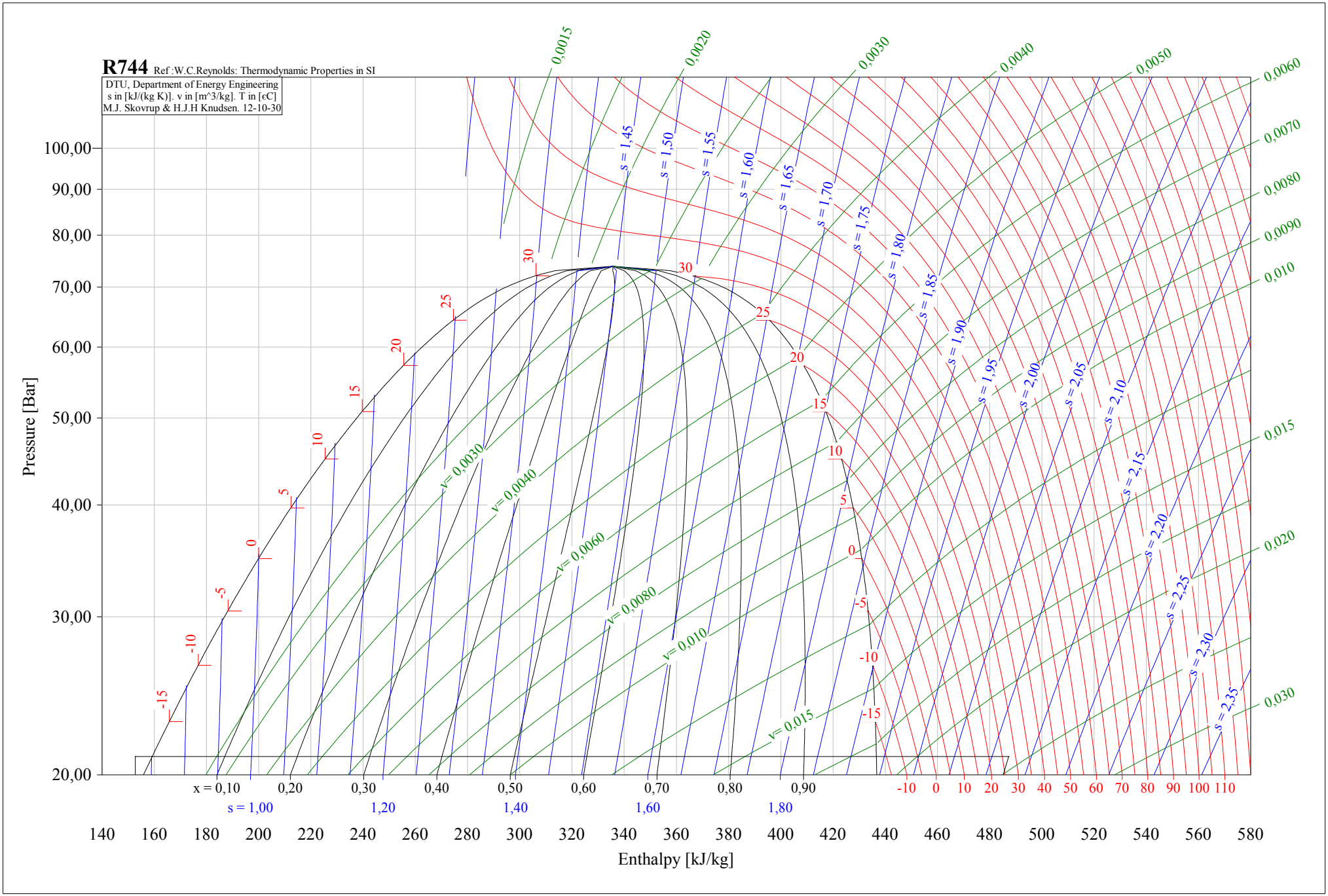
Необхідну теоретична об'ємна продуктивність компресора:

$\lambda := 0.87$ - коефіцієнт подавання компресора, визначаємо залежно від відношення тисків Рк/Ро=3.1, для гвинтових компресорів MYCOM. (з рис.11.2 [5]).

$$V_{т_50} := \frac{G_{т_50} \cdot \upsilon_1}{\lambda} \qquad V_{т_50} = 1822.096 \frac{м^3}{год} \qquad V_{т_50} = 0.506 \frac{м^3}{с}$$

За отриманою величиною підбираємо одноступеневий гвинтовий компресор агрегат MYCOM N320 VSD-S продуктивністю 1850 $м^3$/год, потужність електродвигуна 600 кВт.

За отриманою величиною може бути підібрана також (як варіант)


R744 Ref :W.C.Reynolds: Thermodynamic Properties in SI
DTU, Department of Energy Engineering
s in [kJ/(kg K)]. v in [m^3/kg]. T in [ϵC]
M.J. Skovrup & H.J.H Knudsen. 12-10-30
Pressure [Bar]
Enthalpy [kJ/kg]
100,00
90,00
80,00
70,00
60,00
50,00
40,00
30,00
20,00
140 160 180 200 220 240 260 280 300 320 340 360 380 400 420 440 460 480 500 520 540 560 580
x = 0,10 0,20 0,30 0,40 0,50 0,60 0,70 0,80 0,90
s = 1,00 1,20 1,40 1,60 1,80
-10 0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100 110
0,0015 0,0020 0,0030 0,0040 0,0050 0,0060 0,0070 0,0080 0,0090 0,010 0,015 0,020 0,030
v= 0,0030 v= 0,0040 v= 0,0060 v= 0,0080 v= 0,010 v= 0,015
s = 1,45 s = 1,50 s = 1,55 s = 1,60 s = 1,65 s = 1,70 s = 1,75 s = 1,80 s = 1,85 s = 1,90 s = 1,95 s = 2,00 s = 2,05 s = 2,10 s = 2,15 s = 2,20 s = 2,25 s = 2,30 s = 2,35
-15 -10 -5 0 5 10 15 20 25 30

агрегатовану холодильну каскадну машину фірми Джонсон Контрол на базі поршневих компресорів Sabro HPC108 для CO_2 продуктивністю 0,1255 м^3/с, потужність електродвигуна 200 кВт, теплообмінником CO_2/NH_3 марки ECQS 6040 D2, циркуляційний ресивер місткістю 1450 л з насосами для вуглекислоти PSH 0825 потужністю 4,5 кВт. До встановлення необхідно чотири таких машини.

Теоретична потужність, яка витрачається на стискання:

$$N_т := G_{т_50}\cdot\left(h_2 - h_1\right) \qquad N_т = 386.263\,кВт$$

Розраховуємо потужність на валу компресора за формулою:

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

$$N_e := \frac{N_т}{\eta_e} \qquad N_e = 515.017\,кВт$$

Розраховуємо електричну потужність (споживану з мережі):

$$\eta_{ел} := 0.87 \qquad N_{ел} := \frac{N_e}{\eta_{ел}} \qquad N_{ел} = 591.974\,кВт$$

Компресор укомплектований електродвигуном потужністю 600 кВт.

Розрахунок холодження мастила компресорів

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

$$h_{2c} := h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_i} \qquad h_{2c} = 496.524\,\frac{кДж}{кг}$$

Знаходимо температуру в т.2с: $t_{2c} := 42\cdot°C$

Одержана температура показує, що охолоджувати мастило немає потреби. Його температура за такої температури холодильного агента в кінці процесі стискання буде в оптимальних межах.

Теплове навантаження на конденсатор-випарник

Теплове навантаження випарника-конденсатора становитиме:

$$Q_{к_в} := G_{т_50}\cdot\left(h_{2c} - h_3\right) \qquad Q_{к_в} = 2.662\times 10^3\,кВт$$

Тепловий розрахунок двоступеневої холодильної машини

Тиск у компаундному ресивері приймаємо таким, щоб він відповідав температурі кипіння $t_{o_гл_20} = -5\,°C$.

$$P_{пр} := 0.35 \cdot МПа$$

Скориставшись програмою CoolPak будуємо цикл холодильної машини в h-lgp діаграмі та визначаємо параметри холодильного агента та заносимо їх до табл.2.4.16.

Таблиця 2.4.16.

Точка	Тиск, МПа	Температура °С	Ентальпія кДж/кг	Питомий об'єм $м^3/кг$
1'	0,132	-28	1430	
1	0,132	-23	1437	0,9
2	0,35	42	1569	0,42
3'	0,35	-5	1464	
3	0,35	0	1470	0,36
4	1,35	96	1653	0,123
4'	1,35	35	1490	0,096
5	1,35	32	353	
6	0,35	-5	353	
7	0,48	3	353	
8	0,48	3	1464	
9	0,35	-5	185	
10	1,35	-2	193	
11	0,132	-28	193	
12	0,28	-18	193	
13	0,28	-18	1440	

Питома масова продуктивність R717 для усіх температур кипіння:

$$q_{o_28} := h_1 - h_{11} \qquad q_{o_28} = 1244 \frac{кДж}{кг}$$

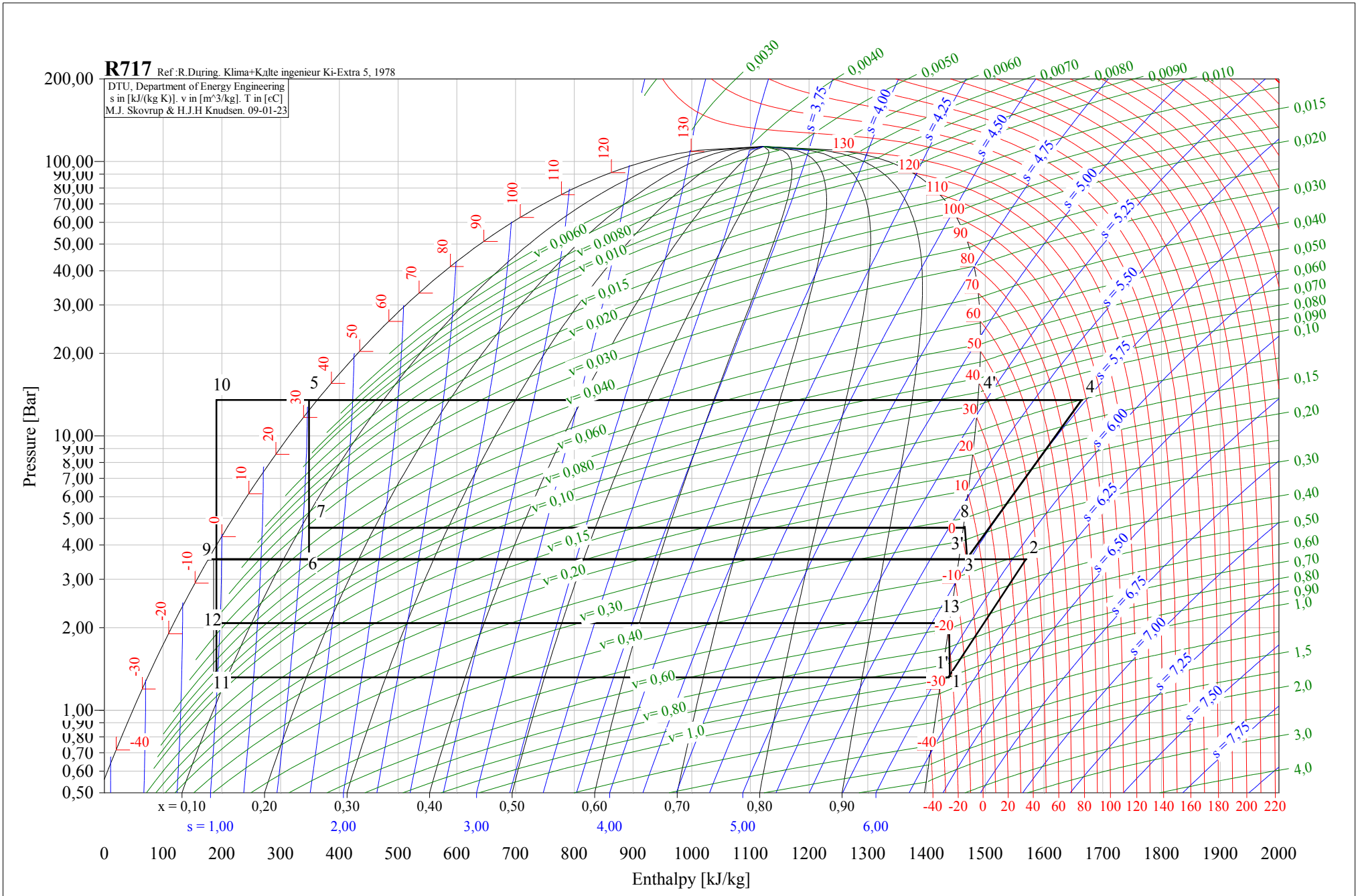
$$q_{o_5} := h_3 - h_6 \qquad q_{o_5} = 1117 \frac{кДж}{кг}$$

$$q_{o_3} := h_8 - h_7 \qquad q_{o_3} = 1111 \frac{кДж}{кг}$$

$$q_{o_18} := h_{13} - h_{12} \qquad q_{o_18} = 1247 \frac{кДж}{кг}$$

Питома теоретична робота компресорів першого ступеня:

$$l_{т_28} := h_2 - h_1 \qquad l_{т_28} = 132 \frac{кДж}{кг}$$


R717 Ref :R.During. Klima+Kälte ingenieur Ki-Extra 5, 1978
DTU, Department of Energy Engineering
s in [kJ/(kg K)]. v in [m^3/kg]. T in [ϵC]
M.J. Skovrup & H.J.H Knudsen. 09-01-23
Pressure [Bar]
Enthalpy [kJ/kg]
x = 0,10
0,20
0,30
0,40
0,50
0,60
0,70
0,80
0,90
s = 1,00
2,00
3,00
4,00
5,00
6,00
1
1'
2
3
3'
4
4'
5
6
7
8
9
10
11
12
13

Питома теоретична робота компресорів другого ступеня:

$$l_{т2} := h_4 - h_3 \qquad l_{т2} = 183 \frac{кДж}{кг}$$

Питоме теплове навантаження на конденсатор:

$$q_{к_2} := h_4 - h_5 \qquad q_{к_2} = 1300 \frac{кДж}{кг}$$

Питоме теплове навантаження на змійовик КР:

$$q_{зм} := h_5 - h_{10} \qquad q_{зм} = 160 \frac{кДж}{кг}$$

Необхідна масова витрата холодоагента у випарниках.
Для випарника-конденсатора каскадної холодильної машини:

$$G_{т_в_к} := \frac{Q_{к_в}}{q_{о_28}} \qquad G_{т_в_к} = 2.1395 \frac{кг}{с}$$

Витрата холодильного агента через випарники охолодження пропіленгліколю (-1/+3):

$$G_{т_5} := \frac{Q_{от_5}}{q_{о_5}} \qquad G_{т_5} = 0.6534 \frac{кг}{с}$$

Витрата через випарники для охолодження води (+7/+14):

$$G_{т_3} := \frac{Q_{от_3}}{q_{о_3}} \qquad G_{т_3} = 0.5321 \frac{кг}{с}$$

Витрата холодоагента через випарник охолодження пропілен гліколю (-10/-14):

$$G_{т_18} := \frac{Q_{от_18}}{q_{о_18}} \qquad G_{т_18} = 0.132 \frac{кг}{с}$$

Витрата холодоагента через повітроохолодники камер зберігання замороженої продукції:

$$G_{т_28} := \frac{Q_{от_28}}{q_{о_28}} \qquad G_{т_28} = 0.109 \frac{кг}{с}$$

Загальна витрата пари холодоагента через компресори першого ступеня становитиме:

$$G_{км1} := G_{т_28} + G_{т_18} + G_{т_в_к} \qquad G_{км1} = 2.381 \frac{кг}{с}$$

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

$$G_{км2} := G_{т_5} + G_{т_3} + G_{км1} \cdot \frac{h_2 - h_6}{h_3 - h_6}$$

$$G_{км2} = 3.778 \frac{кг}{с}$$

Визначаємо коефіцієнт подавання компресорів холодильної машини.

Коефіцієнт подавання гвинтового компресора, визначаємо залежно від відношення тисків Рк/Ро (з рис.11.2 [1]).

Для компресорів першого ступеня стискання відношення тисків: $\frac{P_{o_5}}{P_{o_28}} = 2.652$

Коефіцієнт подавання: $\lambda_1 := 0.89$

Для компресорів другого ступеня стискання відношення тисків: $\frac{P_к}{P_{o_5}} = 3.857$

Коефіцієнт подачі: $\lambda_2 := 0.87$

Вибір компресорів першого ступеня стискання

Необхідна теоретична об'ємна продуктивність компресорів першого ступеня стискання:

$$V_{км1} := \frac{G_{км1} \cdot \upsilon_1}{\lambda_1} \qquad V_{км1} = 8668.506 \frac{м^3}{год}$$

За отриманою величиною підбираємо два одноступеневі гвинтові компресорні агрегати MYCOM:

N320 VLD-MB продуктивністю 4710 м^3/год, потужність електродвигуна 200 кВт;

N320 VLD-MB продуктивністю 4710 м^3/год, потужність електродвигуна 200 кВт.

Визначаємо теоретичну потужність компресорів:

$$N_т := G_{км1_42} \cdot (h_2 - h_1) \qquad N_т = 227.486 кВт$$

Розраховуємо потужність на валу компресора за формулою:

де : $\eta_e := 0.73$ - ефективний ККД компресора залежить від ступеня стискання (за граф.1 [3] ст.21).

$$N_e := \frac{N_т}{\eta_e} \qquad N_e = 311.625 кВт$$

Розраховуємо потужність споживану з електричної мережі:

$\eta_{ел} := 0.87$ $\qquad N_{ел} := \frac{N_e}{\eta_{ел}} \qquad N_{ел} = 358.19 кВт$

Компресори комплектується електродвигунами потужністю 200 кВт кожний.

Розрахунок охолодження мастила компресора

Температура холодильного агента в реальному процесі стискання без мастила (сухе стискання) визначається за ентальпією:

$\eta_i := 0.74$ індикаторний ККД;

$$h_{1c} := h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_i} \qquad h_{1c} = 1.615 \times 10^3 \frac{кДж}{кг}$$

За ентальпією знаходимо температуру в т.2с: $t_{2c} := 64 \cdot °C$ $t_1 := -23 \cdot °C$

$T_{2c} := 273 \cdot К + t_{2c}$ $T_{2c} = 337\,°C$

$T_1 := t_1 + 273 \cdot К$ $T_1 = 250\,°C$

$\pi := \frac{P_{o_5}}{P_{o_28}}$ $\pi = 2.652$ відношення тисків у компресорі;

$k := 1.4$ показник адіабати для R717

Приймаємо температуру в кінці стискання за наявності мастила $t_{2м} := 60 \cdot °C$

$T_{2м} := t_{2м} + 273 \cdot К$ $T_{2м} = 333\,°C$

Теплоємність мастила:

$$c_м := [\ 1.69 + 0.0034 \cdot (T - 273)\ ] \cdot \frac{1}{\sqrt{\rho \cdot 0.001}}$$

$$c_м = 2.136 \frac{кДж}{кг \cdot К}$$

де ρ - густина мастила при заданій температурі. $\rho := 880 \cdot \frac{кг}{м^3}$

Політропи сухого стискання та стискання з мастилом:

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

$n_1 = 1.441$ $n_2 = 1.416$

Кількість теплоти, яка відводится:

$$Q_{км1} := \frac{G_{км1} \cdot T_1 \cdot c_м}{k} \cdot \left[\frac{n_1 - k}{n_1 - 1} \cdot \left[\pi \cdot \frac{\left(n_1 - 1\right)}{n_1} \right] + \frac{k - n_2}{n_2 - 1} \cdot \left[\pi \cdot \frac{\left(n_2 - 1\right)}{n_2} \right] \right]$$

$Q_{км1} = 41.289\,кВт$

Питома теплота випаровування ХА мастилоохолоднику:

$q_{мо} := h_{4'} - h_5$ $q_{мо} = 1137 \frac{кДж}{кг}$

Витрата ХА (аміаку) становитиме:

$$G_{мо_1} := \frac{Q_{км1}}{q_{мо}} \qquad G_{мо_1} = 0.036\,\frac{кг}{с}$$

Вибір компресорів другого ступеня стискання

Необхідна теоретична об'ємна продуктивність компресорів другого ступеня:

$$V_{2т} := \frac{G_{км2}\cdot \upsilon_3}{\lambda_2} \qquad V_{2т} = 5.627\times 10^3\,\frac{м^3}{год}$$

За отриманою величиною підбираємо три одноступеневі гвинтовий компресорні агрегати MYCOM N320 VSD-S продуктивністю 1850 м^3/год, потужність електродвигуна 400 кВт.

Теоретична потужність, яка витрачається на стискання аміаку:

$$N_{2т} := G_{км2}\cdot\left(h_4 - h_3\right) \qquad N_{2т} = 691.319\,кВт$$

Розраховуємо потужність на валу компресора за формулою:

де : $\eta_e := 0.68$ - ефективний ККД компресора визначаємо залежно від ступеня стискання (за граф.1 [3] ст.21).

$$N_e := \frac{N_{2т}}{\eta_e} \qquad N_e = 1.017\times 10^3\,кВт$$

Електрична потужність (споживана з мережі):

$$\eta_{ел} := 0.87 \qquad N_{ел} := \frac{N_e}{\eta_{ел}} \qquad N_{ел} = 1.169\times 10^3\,кВт$$

Компресори комплектується електродвигунами потужністю 400 кВт кожний.

Розрахунок охолодження мастила компресорів

Температура ХА в реальному процесі стискання без мастила визначається за ентальпією:

$$h_{4c} := h_3 + \frac{h_4 - h_3}{\eta_i} \qquad h_{4c} = 1.717\times 10^3\,\frac{кДж}{кг}$$

За ентальпією знаходимо температуру в т.2с: $t_{4c} := 122\cdot °C$ $t_3 := 0\cdot °C$

$T_{4c} := 273\cdot К + t_{2c}$ $T_{4c} = 337\,°C$

$T_3 := t_3 + 273\cdot К$ $T_3 = 273\,°C$

$\pi := \frac{P_к}{P_{o_5}}$ $\pi = 3.857$ відношення тисків у компресорі;

$k := 1.4$ показник адіабати для R717

Задаємось температурою в кінці стискання з мастилом $t_{4м} := 95\cdot °C$

$T_{4м} := t_{4м} + 273 \cdot К$ $\quad T_{4м} = 368\,°C$

Теплоємність мастила:

$$c_м := [\ 1.69 + 0.0034 \cdot (T - 273)\ ] \cdot \frac{1}{\sqrt{\rho \cdot 0.001}}$$

$$c_м = 2.136 \frac{кДж}{кг \cdot К}$$

Показники політропи сухого стискання та стискання з мастилом:

$$n_1 := \frac{\log(\pi)}{\log(\pi) - \log\left(\frac{T_{4c}}{T_3}\right)} \qquad n_2 := \frac{\log(\pi)}{\log(\pi) - \log\left(\frac{T_{4м}}{T_3}\right)}$$

$n_1 := 1.435$ $\qquad n_2 = 1.284$

Теплота, яка відводиться мастилом:

$$Q_{м_5} := \frac{G_{км2} \cdot T_3 \cdot c_м}{k} \cdot \left[\frac{n_1 - k}{n_1 - 1} \cdot \left[\pi \cdot \frac{\left(n_1 - 1\right)}{n_1} \right] + \frac{k - n_2}{n_2 - 1} \cdot \left[\pi \cdot \frac{\left(n_2 - 1\right)}{n_2} \right] \right]$$

$Q_{м_5} = 696.233\,кВт$

Питома теплота випаровування ХА у мастилоохолоднику:

$q_{мо_5} := h_{4'} - h_5$ $\qquad q_{мо_5} = 1137 \frac{кДж}{кг}$

Витрата ХА (аміаку) становитиме:

$$G_{мо_5} := \frac{Q_{м_5}}{q_{мо}} \qquad G_{мо_5} = 0.612 \frac{кг}{с}$$

Вибір обладнання для схеми №2

Вибір обладнання проводимо лише в частині де воно відрізняється від попередньої схеми. Не потребують повторного розрахунку повітроохолодники камер, пластинчасті охолодники гліколю та крижаної води, насоси гліколю та крижаної води, насоси на камери зберігання замороженої продукції.

Розрахунок і вибір конденсатора аміачної холодильної установки

Температурний режим конденсатора відповідає попередній схемі.

У конденсаторі конденсується пара після компресорів двоступеневої холодильної машини та мастилоохолодників. Тоді теплове навантаження конденсаторів:

$$Q_к := G_{км2}\cdot\left(h_{4c} - h_5\right) \qquad Q_к = 5.154\times 10^3\ кВт$$

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

$k_к := 425\cdot\frac{Вт}{м^2\cdot К}$ - коефіцієнт теплопередачі для випарного аміачного конденсатора (з таблиці 11.5 [5]);

$$F_к := \frac{Q_к}{k_к\cdot\theta_{ср}} \qquad F_к = 1.347\times 10^3\ м^2$$

На основі отриманого значення $F_к$ конденсатори для схеми №2 можна обрати фірми Baltimore Aircoil: модель VCX-980 та VCX-576. Технічна характеристика конденсаторыв наведена в таблиці 2.4.17:

Таблиця 2.4.17.

Марка конденсатора	**Розмірність**	**VXC-576**	**VXC-980**
Площа теплопередаючої поверхні	**$м^2$**	**576**	**980**
Кількість вентиляторів	**шт**	**2**	**4**
Потужність двигунів вентиляторів/насоса	**кВт**	**18,5*2/2,2*2**	**22*2/4*2**
Витрата води	**$м^3$/год**	**138,2**	**336,0**
Габаритні розміри			
довжина	**мм**	**7226**	**10903**
ширина	**мм**	**3026**	**3026**
висота	**мм**	**4055**	**4277**
Вага	**кг**	**12700**	**23620**

Загальна площа конденсаторів:

$$\Sigma F_к := (576 + 1100)\cdot м^2 \qquad \Sigma F_к = 1.676\times 10^3\ м^2$$

$$Запас := \frac{\left|\Sigma F_к - F_к\right|}{\Sigma F_к} \cdot 100\% \qquad Запас = 20\%$$

$10 \cdot \% - 20 \cdot \%$ - рекомендований запас теплообмінної поверхні конденсаторів.

Витрата охолодної води на конденсатори :

$$V_{ω.к} := V_{1ω.к} + V_{2ω.к} \qquad V_{ω.к} = 474.4 \frac{м^3}{год} \qquad V_{ω.к} = 131.778 \frac{л}{с}$$

Розрахунок лінійного ресивера

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

$$V_{лр} := \frac{0.6 \cdot V_{вип}}{0.5} \cdot 1.2$$

де: 0.6 - коефіцієнт заповнення системи з нижньою подачою;

1.2 - коефіцієнт запасу для ЛР:

$V_{вип}$ - об'єм випарної системи та зливних трубопроводів.

Розрахунок об'єму випарної системи зведено до таблиці 2.4.18.

Таблиця 2.4.18.

Камера	Апарат	К-ть, шт	Вміст аміаку, $м^3$	Загалом, $м^3$
Камера зберігання замороженої сировини	**INBA505C12**	**2**	**0,058**	**0,116**
готової продукції №1	**INBA505C70**	**2**	**0,058**	**0,116**
Камера зберігання замороженої готової продукції №2	**INBA505C70**	**2**	**0,058**	**0,116**
Випарник	**TL 500 KGL**	**1**	**0,029**	**0,029**
Випарник	**TL 750 KKL**	**1**	**0,031**	**0,031**
Випарник	**TL 400 KFL**	**1**	**0,023**	**0,023**
Конденсатор	**VCX-576**	**1**	**0,318**	**0,318**
Конденсатор	**VCX-980**	**1**	**0,544**	**0,544**
Випарник конденсатор	**ECQS 6040 D2**	**1**	**0,62**	**0,62**
Зливний трубопровід ($Д_у$=125 мм, L=20 м 2 шт.)			**0,245**	**0,245**
Всього в приладах охолодження				2,158

$$V_{вип} := 2.158 \cdot м^3$$

Тоді необхідний о'єм лінійного ресивера: $V_{лр} = 3.108\,м^3$

Вибираємо горизонтальний ресивер марки 3,5 РДВ, характеристики ресивера наведено в таблиці 2.4.19.

Розрахунок і вибір дренажного ресивера

Дренажний ресивер обираємо такої місткості, щоб при умові заповнення не більше чим на 80% він вмістив рідкий аміак із приладів охолодження випарної системи. Розраховуємо дренажний ресивер по формулі:

$$V_{д.р} := \frac{V_{вип}}{0.8} \cdot 1.2 \qquad V_{д.р} = 3.237\,м^3$$

Обираємо горизонтальний ресивер марки 3,5 РДВ, характеристики даного ресивера наведено в таблиці 2.4.19.

Розрахунок і вибір циркуляційних ресиверів

Об'єм циркуляційного ресивера зі стояком на температуру кипіння $t_{о_к} = -28\,°C$ для систем з нижньою подачою холодильного агенту визначаємо виходячи з допустимої швидкості парів холодильного агента у паровому просторі ресивера 0,5 м/с при умові його заповнення на 30%. Знайдемо необхідний діаметр ресивера:

$$\omega := 0.7 \cdot \frac{м}{с} \qquad D_{кр} := 1.3 \sqrt{\frac{4 \cdot G_{км1} \cdot \upsilon_1}{\pi \cdot \omega}} \qquad D_{кр} = 2.567\,м$$

Обираємо два горизонтальних циркуляційних ресивери діаметром 2,5 м.

Обираємо горизонтальний ресивер марки 25 РЦВЗ, характеристики даного ресивера наведено в таблиці 2.4.11.

Таблиця 2.4.19.

Марка лінійного ресивера	**Розмірність**	**3,5РДВ**
Місткість	**$м^3$**	**3,50**
Габаритні розміри		
діаметр корпуса	**мм**	**1200**
товщина корпуса	**мм**	**12**
довжина	**мм**	**3500**
Вага	**кг**	**2530**

Об'єм циркуляційного ресивера зі стояком на температуру кипіння $t_{о_гл_20} = -5\,°C$ для систем з нижньою подачою холодильного агенту визначаємо виходячи з допустимої швидкості парів холодильного агента у паровому просторі ресивера 0,5 м/с при умові його заповнення на 30%. Знайдемо необхідний діаметр ресивера:

$$\omega := 0.6 \cdot \frac{м}{с} \qquad D_{кр} := 1.3 \sqrt{\frac{4 \cdot G_{км2} \cdot \upsilon_3}{\pi \cdot \omega}} \qquad D_{кр} = 2.209\,м$$

Вибираємо горизонтальний циркуляційний ресивер діаметром 2,2 м.

Вибираємо горизонтальний ресивер марки 25 РЦВЗ, характеристики даного ресивера наведено в таблиці 2.4.12.

Об'єм циркуляційного ресивера зі стояком на температуру кипіння

$t_{о_фр} = -50\,°C$ для систем з нижньою подачою холодильного агенту визначаємо виходячи з допустимої швидкості парів холодильного агента у паровому просторі ресивера 0,6 м/с при умові його заповнення на 30%. Знайдемо необхідний діаметр ресивера:

$$\omega := 0.5 \cdot \frac{м}{с} \qquad D_{цр} := 1.3 \sqrt{\frac{4 \cdot G_{т_50} \cdot \upsilon_1}{\pi \cdot \omega}} \qquad D_{цр} := 1.9 \cdot м$$

Вибираємо горизонтальний циркуляційний ресивер діаметром 2 м.

Вибираємо горизонтальний ресивер марки 12,5 РЦВЗ, характеристики даного ресивера наведено в таблиці 2.4.12.

Визначення діаметрів трубопроводів, гідравлічних втрат та вибір насосів

Розрахунки проводимо так само, як і для попередньої схеми. Результати розрахунків зводимо до таблиці 2.4.20 тиа 2.4.21. Відмінність полягає у діаметрах вуглекислотних та деяких аміачних трубопроводів.

Таблиця 2.4.20.

Назва трубопровода	Теплове навантаження, кВт	Швидкість прийнята, м/с	Витрата, кг/с	Густина, кг/м^3	В'язкість, м^2/с 10^6	Re	Об'ємна витрата, м^3/с	Розрахунковий діаметр, м	Довжина, м	Сумарний місцевий опір	Втрати тиску, Па	Рекомендований діаметр, мм
Парові трубопроводи												
Паропровід від фризерів №1 та №3		20,0	4,200	17,54			0,239	0,123				125,0
Паропровід від фризерів №2 та №4		20,0	3,540	17,54			0,202	0,113				125,0
Паропровід з камер зберігання заморожених продуктів		20,0	0,126	1,11			0,113	0,085				100,0
Паропровід з випарника льодяної води		20,0	0,651	3,85			0,169	0,104				100,0
Паропровід з випарника охолодження гліколю (-1/+3)		15,0	0,529	2,86			0,185	0,125				125,0
Паровий колектор випарників л.води та гліколю (-1/+3)		12,0	1,180	2,90			0,407	0,208				250,0
Паропровід з випарника охолодження гліколю (-10/-14)		10,0	0,152	2,08			0,073	0,096				125,0
Всмоктувальний колектор компресорів першого ступеня		20,0	2,381	1,11			2,143	0,369				350,0
Всмоктувальний колектор компресорів другого ступеня		20,0	3,772	2,78			1,358	0,294				300,0
Всмоктувальний трубопровід верхньої гілки каскадної ХМ		20,0	2,140	1,11			1,928	0,350				350,0
Нагнітальний трубопровід компресорів першого ступеня на КР		17,0	2,381	2,38			1,000	0,274				275,0
Нагнітальний трубопровід компресорів другого ступеня на КД		12,0	3,181	3,77			0,843	0,299				300,0
Всмоктувальний трубопровід нижньої гілки каскадної ХМ		20,0	7,725	17,54			0,440	0,167				175,0
Нагнітальний трубопровід нижньої гілки каскадної ХМ		20,0	7,725	17,54			0,440	0,167				175,0
Паропровід з охолодників мастила на КД		5,0	0,566	10,42			0,054	0,118				150,0
Рідинні трубопроводи												
Льодяна вода на систему кондиціонування	587,38	1,5	35,0	1000,0	1,53	147059	0,0350	0,173	160,0	110,0	265604,8	150,0
Пропілен гліколь (-1/+3) на виробництво	727,4	1,0	43,4	1123,0	1,53	163399	0,0386	0,222	120,0	126,0	102609,3	250,0
Пропілен гліколь (-10-14) на виробництво	164,83	1,0	9,8	1152,0	1,53	98039	0,0085	0,104	120,0	144,0	137418,5	150,0
Рідкий аміак з конденсаторів на ЛР		0,7	4,025	592,0	0,23	380435	0,0068	0,111	25,0	32,0	8070,2	125,0
Рідка вуглекислота на фризери		0,7	7,725	2703	0,41	169492	0,0029	0,072	120,0	72,0	211605,5	100,0
Рідкий аміак на випарник льодяної води		0,5	0,651	592	0,28	71429	0,0011	0,053	5,0	29,0	73239,6	40,0
Рідкий аміак на випарник пропілен гліколю (-1/+3)		0,5	0,529	645	0,31	129032	0,0008	0,046	5,0	26,0	2691,9	80,0
Рідкий аміак на випарник пропілен гліколю (-10/-14)		0,5	0,152	662	0,34	58824	0,0002	0,024	5,0	29,0	3622,7	40,0

Таблиця 2.4.21.

Назва трубопровода	Витрата, кг/с	Об'ємна витрата, $м^3$/год	Необхідний напір, кПа	Тип насосу	Подача насоса, $м^3$/год	Напір, кПа	Потужність ел.двигуна, кВт	Маса, кг	Кількість
Подача води на кондиціювання	35,0	126,0	265,6	8К-12а	190	270	30	238	1+1
Подача пропілен гліколю (-1/+3) на виробництво	43,4	139,0	102,6	4К-90/20	80	228	7,5	68	2+1
Подача пропілен гліколю (-10/-14) на виробництво	9,8	30,6	137,4	2К-20/30б	25	164	2,2	19,8	2+1
Вуглекислотні насоси подачі на фризери	7,725	10,26	106,4	WITT GP51	2,5…15	120…360	4,5	87	2+1
На випарник пропілен гліколю (-10/-14)	0,152	0,7	3,6	WITT GP41	0,6…2	20…120	1,2	45	1+1

3. РОЗРАХУНОК ЕЛЕКТРОПОСТАЧАННЯ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК

Розділ розроблено, використовуючи завдання кваліфікаційної роботи, вимоги з безпечної експлуатації аміачних холодильних установок, норми Правил побудови електроустановок (ПУЕ), чинних санітарних норм, а також відповідно до вимог правил та державних стандартів.

3.1. Опис схеми електропостачання

У кваліфікаційній роботі розроблено проект системи електропостачання компресорного цеху холодильної установки з урахуванням підключення всього обраного обладнання. Система включає в себе такі компоненти: трансформаторну підстанцію, розподільчі низьковольтні та високовольтні пристрої; електричні мережі машинного відділення.

На стороні високої напруги трансформаторної підстанції з'єднання з енергосистемою встановлені: запобіжники, роз'єднувач, вимірювальний трансформатор струму, які підключені до шаф розподільчих пристроїв (КРП) з U=0.4 кВ. Розподіл електроенергії на підприємстві для освітлення здійснюється на напрузі 380/220 В. Для ремонтних робіт використовуються трансформатори 220/12 В.

Приймачі електроенергії холодильного господарства переважно віднесені до 2-ї категорії. Для створення резерву вибрана двохтрансформаторна схема електрозабезпечення, яка обумовлена потребою одночасного живлення власних споживачів та споживачів іншого джерела, яке може бути вимкнутим (у випадку аварійних ситуацій чи під час ревізії). Живлення електроенергією здійснюється від трансформатора, розташованого в приміщенні трансформаторної підстанції.

На стороні низької напруги джерела живлення використовується резервування, відоме як "прихований резерв", шляхом перемикання перемички між двома секціями розподільчого пристрою. Для здійснення цієї комутації встановлені рубильники та один автомат. У випадку аварійного режиму роботи трансформатора, який вийшов із ладу, вимикається власним рубильником на стороні низької напруги, а секцію розподільчого пристрою цього трансформатора, за допомогою міжсекційного автомата та перемички, під'єднують до роботи сусідньої секції.

Важливо відзначити, що приймання електроенергії від розподільчих пунктів та розділ між електроприймачами забезпечуються через розподільчі пункти (РП). Для окремих приміщень та установок, таких як електрощити агрегатованих холодильних машин (чилерів), насоси оборотного водопостачання, вибрано радіальні схеми електроспоживання, тоді як для освітлювальної мережі використані магістральні схеми.

3.2. Розрахунок цехової мережі

Технічна характеристика електроприймачів наведена в таблиці 3.1.

№ n/n	Назва обладнання	К-ть	Рн, кВт	n, об/хв	ККД	cos j
1	Компресорний агрегат MYCOM N320VLD-MB	2	315	2910	0,88	0,92
2	Компресорний агрегат MYCOM N320VMD-MB	1	315,0	2910	0,88	0,92
3	Компресорний агрегат MYCOM N250VSD-L	3	315,0	2910	0,88	0,92
4	Компресорний агрегат MYCOM N250VSD-L	1	250,0	2910	0,88	0,92
5	Вентилятори конденсатора Baltimore VXC-576	2	18,5	1480	0,70	0,91
6	Насоси конденсатора Baltimore VXC-576	2	2,2	1450	0,80	0,85
7	Вентилятори конденсатора Baltimore VXC-1100	2	22,0	1480	0,70	0,91
8	Насоси конденсатора Baltimore VXC-1100	2	4,0	1450	0,80	0,85
9	Витяжний вентилятор КМ-цеху (робочий)	2	5,5	1480	0,7	0,91
10	Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний)	1	5,5	1480	0,7	0,91
11	Приточний вентилятор КМ-цеху	2	7,5	1480	0,7	0,91
12	Насос льодяної води 8К-12а	2	30,0	1480	0,8	0,85
13	Насос пропіленгліколю 4К-90/20	3	7,5	1480	0,8	0,85
14	Насос пропіленгліколю 2К-30/20б	3	2,2	1480	0,8	0,85
15	Насос аміачний WITT GP51	3	4,5	1480	0,75	0,85
16	Насос аміачний WITT GP41	2	1,2	1480	0,75	0,85
20	Пожежна сигналізація	1	0,2			
21	Освітлення	1	2			

3.2.1. Розрахунок і вибір низьковольтного обладнання

Згідно з обладнанням, яке визначено на схемі електропостачання, проводимо розрахунки для електричних пристроїв, таких як автоматичні вимикачі, магнітні пускачі та теплові реле

Вибір автоматів здійснюється відповідно до номінальних значень струмів: автомата - $I_{на}$ та електромагнітного розмикача - $I_{ер}$ враховуючи такі умови:

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

Обираємо автоматичні вимикачі та внесемо відповідні дані до таблиці 3.2.

Магнітні пускачі вибираються відповідно до контактної системи (номінальному струму пускача $I_{н.мп}$) та розрахункового струму $I_{р}$ лінії дотримуючись умови:

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

Обираємо необхідний тип теплового реле для встановлення в магнітний пускач, враховуючи середнє значення струму теплового реле з урахуванням границі струму, при якому теплове реле не спрацьовує $I_{ст.т.р.}$, тобто:

$$I_{ср.т.р.} \geq 1.1 \cdot I_{л}$$

Обираємо магнітні пускачі та відповідні до них теплові реле, а потім вносимо відповідні дані у таблицю 3.2.

Таблиця 3.2.

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	$I_н$, А	$I_п$, А	Автоматичний вимикач				Магнітний пускач		Теплове реле		
					1.25*$I_п$, А	Тип	$I_н$, А	$I_{ер}$, А	Тип	$I_н$, А	1.1*$I_н$, А	Тип	$I_{уст}$, А
1	Компресорний агрегат MYCOM N320VLD-MB	2	562	3 653	4 567	ABB S6-800 (силовий)	800,0	6 000					
2	Компресорний агрегат MYCOM N320VMD-MB	1	562	3 653	4 567	ABB S6-800 (силовий)	800,0	6 000					
3	Компресорний агрегат MYCOM N250VSD-L	3	562	3 653	2 980	ABB S5-630 (силовий)	630,0	4 000					
4	Компресорний агрегат MYCOM N250VSD-L	1	446	2 899	3 624	ABB S5-630 (силовий)	630,0	4 000					
5	Вентилятори конденсатора Baltimore VXC-576	2	42	273	342	3RV1031-4JA10	63	500	ПМЛ-4210	63	46	РТЛ-2059	47…64
6	Насоси конденсатора Baltimore VXC-576	2	5	33	42	3RV1021-4BA10	20	500	ПМЛ-2110	25	6	РТЛ-101404	25,0
7	Вентилятори конденсатора Baltimore VXC-1100	2	50	325	407	3RV1031-4JA10	63	500	ПМЛ-4210	63	55	РТЛ-2059	47…64
8	Насоси конденсатора Baltimore VXC-1100	2	9	59	74	3RV1021-1HA15	10	200	ПМЛ-1210	10	10	РТЛ-1010	3,8…6
9	Витяжний вентилятор КМ-цеху (робочий)	2	13	85	107	3RV1021-4BA10	20	500	ПМЛ-2110	25	14	РТЛ-101404	25,0
10	Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний)	1	13	85	107	3RV1021-4BA10	20	500	ПМЛ-2110	25	14	РТЛ-101404	25,0
11	Приточний вентилятор КМ-цеху	2	17	111	139	3RV1021-4BA10	20	500	ПМЛ-2110	25	19	РТЛ-101404	25,0
12	Насос льодяної води 8К-12а	2	64	416	520	3RV1041-4MA10	100	500	ПМЛ-6210	125	70	РТЛ-2064	63…81
13	Насос пропіленгліколю 4К-90/20	3	16	104	130	3RV1021-4BA10	20	500	ПМЛ-2110	25	18	РТЛ-101404	25,0
14	Насос пропіленгліколю 2К-30/20б	3	5	33	42	3RV1021-4BA10	20	500	ПМЛ-2110	25	6	РТЛ-101404	25,0
15	Насос аміачний WITT GP51	3	11	72	90	3RV1021-4BA10	20	500	ПМЛ-2110	25	12	РТЛ-101404	25,0
16	Насос аміачний WITT GP41	2	3	20	25	3RV1021-1HA15	10	200	ПМЛ-1210	10	3	РТЛ-1010	3,8…6
20	Пожежна сигналізація	1	2		0	АП50-3Т	8,5	60	ПМЛ-1210	10	2	РТЛ-1012	14,0
21	Освітлення	1	9		0	АП50-3Т	8,5	60					
22	Електрощит компресорного приміщення	1	4 246	3653*	4 566	S5-400 (силовий)	400,0	3 000					

*З урахуванням почерговості включення обладнання

3.2.2. Розрахунок і вибір шафи РП. Розрахунок електричних навантажень

Електроприймачі, що приєднані до розподільчого пункту РП1, включені до таблиці 3.3. Навантаження визначено за методом коефіцієнтів використання та максимуму. Повний розрахунок таблиці наведено для перших рядків, а інші позначення отримано аналогічно.

Таблиця 3.3.

№ n/n	Назва обладнання	К-ть	$P_н$, кВт	Кв	$P_{зм}$, кВт	cosϕ	tgϕ	$Q_{зм}$, квар
1	**Вентилятори конденсатора Baltimore VXC-576**	**2**	**18,5**	**0,75**	**13,88**	**0,91**	**0,45**	**6,244**
2	**Насоси конденсатора Baltimore VXC-576**	**2**	**2,2**	**0,75**	**1,65**	**0,85**	**0,61**	**1,007**
	Вентилятори конденсатора Baltimore VXC-1100	**2**	**22,0**	**0,75**	**16,50**	**0,91**	**0,45**	**7,425**
3	**Насоси конденсатора Baltimore VXC-1100**	**2**	**4,0**	**0,75**	**3,00**	**0,85**	**0,61**	**1,830**
	Сума	**8**	**93,4**		**70,1**			**33,18**

Активна потужність, середня за максимального змінного навантаженя:

$$P_{зм} := P_н \cdot К_в \quad , кВт$$

де $К_u$ - коефіцієнт використання.

Реактивна потужність за максимального змінного навантаженя:

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

Групове значення коефіцієнта використання для n-прийомників:

$$К_{в.гр.} := \frac{\Sigma P_{зм}}{\Sigma P_н} \qquad К_{в.гр.} = 0.751$$

Визначаємо додатковий коефіцієнт m:

$$m := \frac{P_{max}}{P_{min}} \qquad m = 10$$

Оскільки коефіцієнт m>3, то ефективне число споживачів $n_e = 84.909$

З таблиці 8.1 [9] $К_м$=f(n_e, Кв), знаходимо $К_м := 1.03$.

Розрахункові значення активної, реактивної та повної потужності:

$$P_p := К_м \cdot \Sigma P_{зм} \qquad P_p = 72.203 кВт$$

$$Q_p := 1.1 \cdot \Sigma Q_{зм} \qquad Q_p = 36.498 квар$$

$$S_p := \sqrt{P_p^2 + Q_p^2} \qquad S_p = 80.904 кВ \cdot А$$

Коефіцієнт потужності розподільчого пристрою:

$$\cos\phi := \frac{P_p}{S_p} \qquad \cos\phi = 0.892$$

Значення розрахункового максимального струму:

$$I_p := \frac{S_p}{\sqrt{3}\cdot U} \qquad I_p = 116.774\,I$$

Значення короткочасного максимального струму:

$I_{п.max} := 325\cdot A$ значення пускового струму найбільшого споживача підключених до РП-1

$$I_{max} := I_{п.max} + I_p \qquad I_{max} = 441.774\,I$$

Для підключення соживачів обираємошину ШРА-74, розраховану на номінальний струм 630А.

Для РП1 обираємо стандартну шафу ПР11-3091(1093)-21УЗ призначену на підключення до 12 споживачів та номінальний струм роботи 630А.
Все обране обладнання може бути встановлено у цю шафу.

Розрахунок РП2 проводимо так само, як у попередньому випадку.

Електроприймачі, що приєднані до розподільчого пункту РП2, включені до таблиці 3.4:

№ п/п	Назва обладнання	К-ть	$P_н$, кВт	Кв	$P_{зм}$, кВт	cos ϰ	tg ϰ	$Q_{зм}$, квар
1	**Приточний вентилятор КМ-цеху**	**2**	**7,5**	**0,75**	**5,63**	**0,70**	**1,02**	**5,74**
2	**Витяжний вентилятор КМ-цеху (робочий)**	**2**	**5,5**	**0,75**	**4,13**	**0,70**	**1,02**	**4,21**
3	**Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний)**	**1**	**5,5**	**0,75**	**4,13**	**0,70**	**1,02**	**4,21**
	Сума	**5**	**31,5**		**23,6**			**24,10**

Активна потужність, середня за максимального змінного навантаженя:

$$P_{зм} := P_н\cdot K_в \quad , \text{кВт}$$

де $K_в$ - коефіцієнт використання.

Реактивна потужність за максимального змінного навантаженя:

$Q_{зм} := P_{зм}\cdot tg\phi$, кВт

Групове значення коефіцієнта використання для n-прийомників:

$$K_{u.гр.} := \frac{\Sigma P_{зм}}{\Sigma P_н} \qquad K_{u.гр.} = 0.749$$

Визначаємо додатковий коефіцієнт m:

$$m := \frac{P_{max}}{P_{min}} \qquad m = 1.364$$

Оскільки коефіцієнт m>3, то ефективне число споживачів $n_e = 11.455$

З таблиці 8.1 [9] $К_м$=f(n_e, Кв), знаходимо $K_м := 1.13$.

Розрахункові значення активної, реактивної та повної потужності:

$$P_p := K_м \cdot \Sigma P_{зм} \qquad P_p = 26.668\,кВт$$

$$Q_p := 1.1 \cdot \Sigma Q_{зм} \qquad Q_p = 26.51\,квар$$

$$S_p := \sqrt{P_p^{\,2} + Q_p^{\,2}} \qquad S_p = 37.603\,кВ \cdot А$$

Коефіцієнт потужності розподільчого пристрою:

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

Значення розрахункового максимального струму:

$$I_p := \frac{S_p}{\sqrt{3} \cdot U} \qquad I_p = 54.275 I$$

Значення короткочасного максимального струму:

$I_{п.max} := 111 \cdot А$ значення пускового струму найбільшого споживача підключених до РП-2

$$I_{max} := I_{п.max} + I_p \qquad I_{max} = 165.275\,А$$

Для підключення соживачів обираємошину ШРА-74, розраховану на номінальний струм 630А.

Для РП3 обираємо стандартну шафу ПР11А-3061(1061)-21УЗ призначену на підключення до 8 споживачів та номінальний струм роботи 250А.
Все обране обладнання може бути встановлено у цю шафу.

Розрахунок РП3 проводимо так само, як у попередньому випадку.

Електроприймачі, що приєднані до розподільчого пункту РП3, включені до таблиці 3.5:

№ п/п	Назва обладнання	К-ть	$P_н$, кВт	Кв	$P_{зм}$, кВт	cos ϰ	tg ϰ	$Q_{зм}$, квар
1	Насос льодяної води 8К-12а	2	30,0	0,75	22,50	0,85	0,61	13,725
2	Насос пропіленгліколю 4К-90/20	3	7,5	0,75	5,63	0,85	0,61	3,431
3	Насос пропіленгліколю 2К-30/20б	3	2,2	0,75	1,65	0,85	0,61	1,007
4	Насос аміачний WITT GP51	3	4,5	0,75	3,38	0,85	0,61	2,059
5	Насос аміачний WITT GP41	2	1,2	0,75	0,90	0,85	0,61	0,549
	Сума	13	105,0		78,8			48,04

Активна потужність, середня за максимального змінного навантаженя:

$$P_{зм} := P_н \cdot K_в \quad , кВт$$

де $K_в$ - коефіцієнт використання.

Реактивна потужність за максимального змінного навантаженя:

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

Групове значення коефіцієнта використання для n-прийомників:

$$K_{u.гр.} := \frac{\Sigma P_{зм}}{\Sigma P_н} \qquad K_{u.гр.} = 0.75$$

Визначаємо додатковий коефіцієнт m:

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

Оскільки коефіцієнт m>3, то ефективне число споживачів $n_e = 38.182$

З таблиці 8.1 [9] $K_м = f(n_e, Kв)$, знаходимо $K_м := 1.01$.

Розрахункові значення активної, реактивної та повної потужності:

$$P_p := K_м \cdot \Sigma P_{зм} \qquad P_p = 79.588\,кВт$$

$$Q_p := 1.1 \cdot \Sigma Q_{зм} \qquad Q_p = 52.844\,квар$$

$$S_p := \sqrt{P_p^{\,2} + Q_p^{\,2}} \qquad S_p = 95.534\,кВ \cdot А$$

Коефіцієнт потужності розподільчого пристрою:

$$cos\phi := \frac{P_p}{S_p} \qquad cos\phi = 0.833$$

Значення розрахункового максимального струму:

$$I_p := \frac{S_p}{\sqrt{3} \cdot U} \qquad I_p = 137.891\,I$$

Значення короткочасного максимального струму:

$I_{п.max} := 416 \cdot А$ значення пускового струму найбільшого споживача підключених до РП-3

$$I_{max} := I_{п.max} + I_p \qquad I_{max} = 553.891\,А$$

Для підключення соживачів обираємошину ШРА-74, розраховану на номінальний струм 630А.

Для РП3 обираємо стандартну шафу ПР11А-3099(1045)-21УЗ призначену на підключення до 18 споживачів та номінальний струм роботи 630А.
Все обране обладнання може бути встановлено у цю шафу.

3.2.3. Розрахунок і вибір РпТП

Для розподільчого пункту трансформаторної підстанції РпТП) обрано панелі серії ПАР з'єднаний кабелем з лінійною панеллю типу ПАР11-525412. Параметри: $I_н$ =1600 А, U=380 В.

Розрахунок електричних навантажень на шинах розподільчого пункту трансформаторної підстанції машинного відділення використовується для подальшого вибору потужності трансформатора. Електроприймачі, які з'єднані з розподільчим пунктом трансформаторної підстанції, внесені до таблиці 3.6.:

№ n/n	Назва обладнання	К-ть	$P_н$, кВт	K_u	$P_{зм}$, кВт	cos⁡	tg⁡	$Q_{зм}$, квар
1	РП 1	1	93,4	0,75	70,1	0,89	0,51	35,7
2	РП 2	1	31,5	0,75	23,6	0,71	0,99	23,4
3	РП 3	1	105,0	0,75	78,8	0,83	0,67	52,8
4	Освітлення		2,0	0,70	1,4	0,70	1,02	1,4
5	Освітлення аварійне		1,0	1,00	1,0	1,00	0,00	0,0
6	Компресорний агрегат MYCOM N320VLD-MB	2	315	0,75	236,3	0,92	0,43	101,6
7	Компресорний агрегат MYCOM N320VMD-MB	1	315,0	0,75	236,3	0,92	0,43	101,6
8	Компресорний агрегат MYCOM N250VSD-L	3	315,0	0,75	236,3	0,92	0,43	101,6
9	Компресорний агрегат MYCOM N250VSD-L	1	250,0	0,75	187,5	0,92	0,43	80,6
	Сума	10	2 372,9		1 779,7			803,5

Додатковий коефіцієнт m:

$$m := \frac{P_{max}}{P_{min}} \qquad m = 10.01$$

Коефіцієнт використання для n-прийомників:

$$K_{u.гр.} := \frac{\Sigma P_{зм}}{\Sigma P_н} \qquad K_{u.гр.} = 0.75$$

Так як коефіцієнт m>3, а ефективне число споживачів $n_e = 150.66$

З таблиці 8.1 [9] $K_м = f(n_e, K_u)$, знаходимо $K_м := 1.03$.

Розрахункові значення активної, реактивної та повної потужності:

$$P_р := K_м \cdot \Sigma P_{зм} \qquad P_р = 1833\,кВт$$

$$Q_р := 1.1 \cdot \Sigma Q_{зм} \qquad Q_р = 883.9\,квар$$

$$S_p := \sqrt{P_p^{\,2} + Q_p^{\,2}} \qquad S_p = 2.035 \times 10^3 \text{ кВ·А}$$

Розрахункове значення струму на стороні низької і високої напруги:

$$I_{рн} := \frac{S_p}{\sqrt{3}\cdot U} \qquad I_{рн} = 3.092 \times 10^3 \text{ I}$$

$$I_{рв} := \frac{S_p}{\sqrt{3}\cdot U} \qquad I_{рв} = 117.493 \text{ I}$$

3.2.4. Розподіл електричної енергії в компресорному цеху

Для проведення кабелів в компресорному цеху та загалом по підприємству передбачено використання спеціальних лотків та земельних труб. Вибір марки кабелю робиться на користь АВВГ. Розмір перерізу кабелю визначається залежно від розрахункового струму лінії.

Переріз кабелю, обраний під час проектування, необхідно перевірити на відповідність прийнятим до встановлення приладам захисту.

Для автоматичного вимикача:

$I_{доп} > 0.22 \cdot I_з$

де $I_{доп}$ - тривале допустиме навантаження;

$I_з$ - струм спрацювання приладу захисту.

Втрату напруги ув обраних кабелях не повинна перевищувати 5% від $U_н$(ПУЕ):

$$\Delta U := \frac{\left(105 \cdot r \cdot P_н \cdot L\right)}{U_н^{\,2} \cdot S}$$

де r - питомий опір кабелю, Ом/мм$_2$;

$P_н$ - активна потужність прийомника, кВт;

S - переріз кабелю, мм^2;

L - довжина кабелю, м;

$U_н$ - номінальна лінійна напруга в кабелі, В.

Виконуємо розрахунок кабелів, результати розрахунків заносимо до таблиці 3.7.

3.3. Визначення кількості та потужності трансформаторів за критерієм надійності

Для забезпечення надійного та безперервного електропостачання приймачів I та II категорії обрано підстанцію з двома трансформаторами. У випадку виходу з ладу одного із трансформаторів, залишений в резерві трансформатор, враховуючи наявні навантаження, забезпечить живлення. Такий підхід гарантує надійну подачу електроенергії для всіх споживачів

Потужність силових трансформаторів обрана з урахуванням: а) економічного та доцільного режиму роботи; б) необхідного резерву для живлення

Таблиця 3.7.

№ n/n	Найменування обладнання	Довжина, м	Ін, А	Тип кабелю	S, мм2	К-ть і переріз	Втрати, %
1	Компресорний агрегат MYCOM N320VLD-MB	32	562	АВВГ	120,0	4*120	1,83
2	Компресорний агрегат MYCOM N320VMD-MB	36	562	АВВГ	120,0	4*120	2,06
3	Компресорний агрегат MYCOM N250VSD-L	42	562	АВВГ	120,0	4*120	2,41
4	Компресорний агрегат MYCOM N250VSD-L	48	446	АВВГ	120,0	4*120	2,18
5	Вентилятори конденсатора Baltimore VXC-576	60	42	АВВГ	16,0	4*16	1,51
6	Насоси конденсатора Baltimore VXC-576	52	5	АВВГ	4,0	4*4	0,62
7	Вентилятори конденсатора Baltimore VXC-1100	60	50	АВВГ	16,0	4*16	1,80
8	Насоси конденсатора Baltimore VXC-1100	52	9	АВВГ	4,0	4*4	1,13
9	Витяжний вентилятор КМ-цеху (робочий)	45	13	АВВГ	4,0	4*4	1,35
10	Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний)	45	13	АВВГ	4,0	4*4	1,35
11	Приточний вентилятор КМ-цеху	32	17	АВВГ	4,0	4*4	1,31
12	Насос льодяної води 8К-12а	24	64	АВВГ	16,0	4*16	0,98
13	Насос пропіленгліколю 4К-90/20	28	16	АВВГ	6,0	4*6	0,76
14	Насос пропіленгліколю 2К-30/20б	32	5	АВВГ	4,0	4*4	0,38
15	Насос аміачний WITT GP51	28	11	АВВГ	4,0	4*4	0,69
16	Насос аміачний WITT GP41	48	3	АВВГ	4,0	4*4	0,31
17	Пожежна сигналізація	30	2	ПВС	1,5	3*1,5	0,09
15	Освітлення	30	9	ПВС	1,5	3*1,5	0,87
16	РП1	10	117	АВВГ	16,0	4*16	1,27
17	РП2	10	54	АВВГ	16,0	4*16	0,43
18	РП3	10	138	АВВГ	16,0	4*16	1,43
19	Електрощитова компресорної	120	4127	АВВГ	740,0	4*4*185	4,85

споживачів з урахуванням допустимих перевантажень трансформаторів:

$$К_т = 1.15 < 1.4$$

Номінальна потужність трансформаторів обрана відповідно до розрахункового максимального навантаження S_p. t0ta0t0nt03гідно з Правилами устрою електроустановок (ПУЕ), номінальна потужність трансформатора вибрана не більше, ніж на 75% від прогнозованого максимального навантаження, тобто $К_1$=0,75.

Величина допустимого перевантаження $К_2(t)$=1,1, де t=12 год/добу, кВт

Умова обрання: $S_н \geq \frac{S_p}{\left[\beta_{u\cdot(t)} \cdot К_1\right]}$ де S_p - розрахункова потужність.

$$S_{p.} := 2027.9 \cdot кВ \cdot А$$

$$S_{н.} > \frac{2027.9}{1.1 \cdot 0.75} = 2458$$

Отже, вибираємо варіант, при якому до встановлення приймаємо 2 трансформатори потужністю 2500 кВА, характеристика трансформатора наведена в таблиці 3.8. Один трансформатор в резерві.

Таблиця 3.8.

Тип	Потужність, кВА	Номінальна напруга, кВ		Втрати, кВт		Напруга КЗ, %	Струм ХХ, %	Схема і група з'єднання обмоток
-	-	ВН	НН	Х/Х	К/З			
ТМ 2500	2500	10	0,4	2,05	16,0	6,0	2,5	Y/Yн=0

3.4. Розрахунок схеми холодильної установки №2

Технічна характеристика електроприймачів схеми №2 холодильної установки наведена в таблиці 3.9.

Таблиця 3.9.

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	Рн, кВт	n, об/хв	ККД	cos j
1	Компресорний агрегат MYCOM N320VLD-MB	2	200	2910	0,88	0,92
2	Компресорний агрегат MYCOM N320VSD-L	3	400,0	2910	0,88	0,92
3	Компресорний агрегат MYCOM N320VSD-S	1	600,0	2910	0,88	0,92
4	Вентилятори конденсатора Baltimore VXC-576	2	18,5	1480	0,70	0,91
5	Насоси конденсатора Baltimore VXC-576	2	2,2	1450	0,80	0,85
6	Вентилятори конденсатора Baltimore VXC-980	2	22,0	1480	0,70	0,91
7	Насоси конденсатора Baltimore VXC-980	2	4,0	1450	0,80	0,85
8	Витяжний вентилятор КМ-цеху (робочий)	2	5,5	1480	0,7	0,91
9	Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний)	1	5,5	1480	0,7	0,91
10	Приточний вентилятор КМ-цеху	2	7,5	1480	0,7	0,91
11	Насос льодяної води 8К-12а	2	30,0	1480	0,8	0,85
12	Насос пропіленгліколю 4К-90/20	3	7,5	1480	0,8	0,85
13	Насос пропіленгліколю 2К-30/20б	3	2,2	1480	0,8	0,85
14	Насос аміачний WITT GP51	3	4,5	1480	0,75	0,85
15	Насос аміачний WITT GP41	2	1,2	1480	0,75	0,85
16	Пожежна сигналізація	1	0,2			
17	Освітлення	1	2			

Розрахунок і вибір низьковольтного обладнання, шаф РП, електричних навантажень проводимо аналогічно попередній схемі. Різниця буде лише у підключенні компресорів. Інше обладнання лишається без змін.

Результати вибору МП і теплові реле до них для схеми холодильної установки №2 заносимо дані у таблицю 3.10.

Розрахунок і вибір РпТП

Для розподільчого пункту трансформаторної підстанції РпТП) обрано панелі серії ПАР з'єднаний кабелем з лінійною панеллю типу ПАР11-525412. Параметри: $I_н$ =1600 А, U=380 В.

Розрахунок електричних навантажень на шинах розподільчого пункту трансформаторної підстанції машинного відділення використовується для подальшого вибору потужності трансформатора. Електроприймачі, які з'єднані з розподільчим пунктом трансформаторної підстанції, внесені до таблиці 3.11.

Таблиця 3.10.

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	$I_н$, А	$I_п$, А	Автоматичний вимикач				Магнітний пускач		Теплове реле		
					1.25*$I_п$, А	Тип	$I_н$, А	$I_{ер}$, А	Тип	$I_н$, А	1.1*$I_н$, А	Тип	$I_{уст}$, А
1	Компресорний агрегат MYCOM N320VLD-MB	2	357	2 321	2 902	ABB S6-800 (силовий)	800,0	6 000					
2	Компресорний агрегат MYCOM N320VSD-L	1	714	4 641	5 802	ABB S6-800 (силовий)	800,0	6 000					
3	Компресорний агрегат MYCOM N320VSD-S	3	1 070	6 955	2 980	ABB S8-1200 (силовий)	630,0	8 000					
5	Вентилятори конденсатора Baltimore VXC-576	2	42	273	342	3RV1031-4JA10	63	500	ПМЛ-4210	63	46	РТЛ-2059	47…64
6	Насоси конденсатора Baltimore VXC-576	2	5	33	42	3RV1021-4BA10	20	500	ПМЛ-2110	25	6	РТЛ-101404	25,0
7	Вентилятори конденсатора Baltimore VXC-980	2	50	325	407	3RV1031-4JA10	63	500	ПМЛ-4210	63	55	РТЛ-2059	47…64
8	Насоси конденсатора Baltimore VXC-980	2	9	59	74	3RV1021-1HA15	10	200	ПМЛ-1210	10	10	РТЛ-1010	3,8…6
9	Витяжний вентилятор КМ-цеху (робочий)	2	13	85	107	3RV1021-4BA10	20	500	ПМЛ-2110	25	14	РТЛ-101404	25,0
10	Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний)	1	13	85	107	3RV1021-4BA10	20	500	ПМЛ-2110	25	14	РТЛ-101404	25,0
11	Приточний вентилятор КМ-цеху	2	17	111	139	3RV1021-4BA10	20	500	ПМЛ-2110	25	19	РТЛ-101404	25,0
12	Насос льодяної води 8К-12а	2	64	416	520	3RV1041-4MA10	100	500	ПМЛ-6210	125	70	РТЛ-2064	63…81
13	Насос пропіленгліколю 4К-90/20	3	16	104	130	3RV1021-4BA10	20	500	ПМЛ-2110	25	18	РТЛ-101404	25,0
14	Насос пропіленгліколю 2К-30/20б	3	5	33	42	3RV1021-4BA10	20	500	ПМЛ-2110	25	6	РТЛ-101404	25,0
15	Насос аміачний WITT GP51	3	11	72	90	3RV1021-4BA10	20	500	ПМЛ-2110	25	12	РТЛ-101404	25,0
16	Насос аміачний WITT GP41	2	3	20	25	3RV1021-1HA15	10	200	ПМЛ-1210	10	3	РТЛ-1010	3,8…6
20	Пожежна сигналізація	1	2		0	АП50-3Т	8,5	60	ПМЛ-1210	10	2	РТЛ-1012	14,0
21	Освітлення	1	9		0	АП50-3Т	8,5	60					
22	Електрощит компресорного приміщення	1	5 512	3653*	4 566	S5-400 (силовий)	400,0	3 000					

*З урахуванням почерговості включення обладнання

Таблиця 3.11.

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	$P_н$, кВт	K_u	$P_{зм}$, кВт	cosξ	tgξ	$Q_{зм}$, квар
1	РП 1	1	93,4	0,75	70,1	0,89	0,51	35,7
2	РП 2	1	31,5	0,75	23,6	0,71	0,99	23,4
3	РП 3	1	105,0	0,75	78,8	0,83	0,67	52,8
4	Освітлення		2,0	0,70	1,4	0,70	1,02	1,4
5	Освітлення аварійне		1,0	1,00	1,0	1,00	0,00	0,0
6	Компресорний агрегат MYCOM N320VLD-MB	2	200	0,75	150,0	0,92	0,43	64,5
7	Компресорний агрегат MYCOM N320VSD-L	1	400	0,75	300,0	0,92	0,43	129,0
8	Компресорний агрегат MYCOM N320VSD-S	3	600	0,75	450,0	0,92	0,43	193,5
	Сума	9	2 832,9		2 124,7			951,8

Додатковий коефіцієнт m:

$$m := \frac{P_{max}}{P_{min}} \qquad m = 19.048$$

Значення коефіцієнта використання для n-прийомників:

$$K_{u.гр.} := \frac{\Sigma P_{зм}}{\Sigma P_н} \qquad K_{u.гр.} = 0.75 \qquad n_e := \frac{2\cdot\Sigma P_н}{P_{min}}$$

Так як коефіцієнт m>3, а ефективне число споживачів $n_e = 179.867$

З таблиці 8.1 [9] $K_м$=f(n_e, K_u), знаходимо $K_м := 1.04$.

Розрахункові значення активної, реактивної та повної потужності:

$$P_p := K_м\cdot\Sigma P_{зм} \qquad P_p = 2210\,кВт$$

$$Q_p := 1.1\cdot\Sigma Q_{зм} \qquad Q_p = 1047\,квар$$

$$S_p := \sqrt{P_p^{\,2} + Q_p^{\,2}} \qquad S_p = 2.445\times 10^3\,кВ\cdot А$$

Розрахункове значення струму на стороні низької і високої напруги:

$$I_{рн} := \frac{S_p}{\sqrt{3}\cdot U} \qquad I_{рн} = 3.715\times 10^3\,А$$

$$I_{рв} := \frac{S_p}{\sqrt{3}\cdot U} \qquad I_{рв} = 141.172\,А$$

Перевіряємо можливість встановлення раніше обраного трансформатора.

$$S_{p.} := 2426\cdot кВ\cdot А$$

$$S_{н.} > \frac{2426}{1.1\cdot 0.75} = 2941$$

Отже, вибираємо варіант, при якому до встановлення необхідно прийняти два трансформатори потужністю 1600 кВА, характеристика трансформатора наведена в таблиці 3.13. Обидва трансформатори робочі.

Таблиця 3.13

Тип	Потужність, кВА	Номінальна напруга, кВ		Втрати, кВт		Напруга КЗ, %	Струм ХХ, %	Схема і група з'єднання обмоток
-	-	ВН	НН	Х/Х	К/З			
ТМ 1600	1600	10	0,4	2,05	16,0	6,0	2,5	Y/Yн=0

Уточнюємо розрахунок кабелів та зводимо його до таблиці 3.12.

Таблиця 3.12.

№ n/n	Найменування обладнання	Довжина, м	Ін, А	Тип кабелю	S, мм2	К-ть і переріз	Втрати, %
1	Компресорний агрегат MYCOM N320VLD-MB	32	357	ВВГ	120,0	4*120	1,83
2	Компресорний агрегат MYCOM N320VSD-L	36	714	ВВГ	120,0	4*120	2,06
3	Компресорний агрегат MYCOM N320VSD-S	42	1 070	ВВГ	120,0	4*120	2,41
4	Вентилятори конденсатора Baltimore VXC-576	60	42	ВВГ	16,0	4*16	1,51
5	Насоси конденсатора Baltimore VXC-576	52	5	ВВГ	4,0	4*4	0,62
6	Вентилятори конденсатора Baltimore VXC-1100	60	50	ВВГ	16,0	4*16	1,80
7	Насоси конденсатора Baltimore VXC-1100	52	9	ВВГ	4,0	4*4	1,13
8	Витяжний вентилятор КМ-цеху (робочий)	45	13	ВВГ	4,0	4*4	1,35
9	Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний)	45	13	ВВГ	4,0	4*4	1,35
10	Приточний вентилятор КМ-цеху	32	17	ВВГ	4,0	4*4	1,31
11	Насос льодяної води 8К-12а	24	64	ВВГ	16,0	4*16	0,98
12	Насос пропіленгліколю 4К-90/20	28	16	ВВГ	6,0	4*6	0,76
13	Насос пропіленгліколю 2К-30/20б	32	5	ВВГ	4,0	4*4	0,38
14	Насос аміачний WITT GP51	28	11	ВВГ	4,0	4*4	0,69
15	Насос аміачний WITT GP41	48	3	ВВГ	4,0	4*4	0,31
16	Пожежна сигналізація	30	2	ПВС	1,5	3*1,5	0,09
17	Освітлення	30	9	ПВС	1,5	3*1,5	0,87
18	РП1	10	117	ВВГ	16,0	4*16	1,27
19	РП2	10	54	ВВГ	16,0	4*16	0,43
20	РП3	10	138	ВВГ	16,0	4*16	1,43
21	Електрощитова компресорної	120	4590	ВВГ	740,0	4*4*185	4,85

4. АНАЛІЗ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВПРОВАДЖЕННЯ РОЗГЛЯНУТИХ СХЕМ

Вступ

Мета економічного аналізу полягає у визначенні вартості холодильної установки, вартості обладнання, витрат на енергію, витрат на оплату праці, а також у визначенні амортизаційних відрахувань та основних показників економічної ефективності впровадження проекту компресорного цеху заводу м'ясних напівфабрикатів залежно від обраних схемних рішень.

Під час проектування, будівництва та введення в роботу компресорного відділення виконуються такі етапи робіт:

- дослідницькі та геологічно-розвідувальні роботи;
- проектування;
- нульовий цикл будівництва;
- будівництво комунікацій;
- надземний цикл будівництва;
- оздоблювально-ізоляційні роботи;
- закупівля та монтаж обладнання;
- укомплектування персоналу компресорного цеху;
- інші роботи.

4.1. Вихідні дані

Вихідні дані включають проектні показники споживання електроенергії та води холодильним обладнанням компресорного цеху, вартість закупленого обладнання та витратних матеріалів, а також вартість споживаної електроенергії та води. Також у вихідних даних врахована розмір заробітної плати виробничого персоналу. Розрахунки проектного споживання електроенергії та води представлені у таблиці 4.1.1 та 4.1.2:

Таблиця 4.1.1 Розрахункові річні витрати електроенергії та води (схема 1)

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	$P_н$, кВт	$P_{ел}$, кВт	$\Delta P_{ел}$, кВт	Рік, тис. кВт год
1	Компресорний агрегат MYCOM N320VLD-MB	2	315	283,5	567,0	3 062
2	Компресорний агрегат MYCOM N320VMD-MB	1	315,0	283,5	283,5	1 531
3	Компресорний агрегат MYCOM N250VSD-L	3	315,0	283,5	850,5	4 593
4	Компресорний агрегат MYCOM N250VSD-L	1	250,0	225,0	225,0	1 215
5	Вентилятори конденсатора Baltimore VXC-576	2	18,5	16,7	33,3	100
6	Насоси конденсатора Baltimore VXC-576	2	2,2	2,0	4,0	12
7	Вентилятори конденсатора Baltimore VXC-1100	2	22,0	19,8	39,6	119
8	Насоси конденсатора Baltimore VXC-1100	2	4,0	3,6	7,2	22
9	Витяжний вентилятор КМ-цеху (робочий)	2	5,5	5,0	9,9	30
10	Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний)	1	5,5	5,0	5,0	2
11	Приточний вентилятор КМ-цеху	2	7,5	6,8	13,5	41
12	Насос льодяної води 8К-12а	2	30,0	27,0	54,0	162
13	Насос пропіленгліколю 4К-90/20	3	7,5	6,8	20,3	61
14	Насос пропіленгліколю 2К-30/20б	3	2,2	2,0	5,9	18
15	Насос аміачний WITT GP51	3	4,5	4,1	12,2	61
16	Насос аміачний WITT GP41	2	1,2	1,1	2,2	11
17	Пожежна сигналізація	1	0,2	0,2	0,2	1
18	Освітлення	1	2	1,8	1,8	13
19	Річна витрати електроенергії					11 027

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	$V_{вод}$, $м^3$/год	$\Delta V_{вод}$, $м^3$/год	Рік, тис. $м^3$
1	Підживлення конденсаторів свіжою водою	2	504,00	504,00	50,80
	Річна витрати свіжої води				50,80

Таблиця 4.1.2. Розрахункові річні витрати електроенергії та води (схема 2)

№ n/n	Найменування обладнання	К-ть	$P_н$, кВт	$P_{ел}$, кВт	$\Delta P_{ел}$, кВт	Рік, тис. кВт год
1	Компресорний агрегат MYCOM N320VLD-MB	2	200	180,0	360,0	1 536
2	Компресорний агрегат MYCOM N250VSD-L	3	400	360,0	1 080,0	4 607
3	Компресорний агрегат MYCOM N250VSD-S	1	600	540,0	540,0	2 304
4	Вентилятори конденсатора Baltimore VXC-576	2	18,5	16,7	33,3	100
5	Насоси конденсатора Baltimore VXC-576	2	2,2	2,0	4,0	12
6	Вентилятори конденсатора Baltimore VXC-1100	2	22,0	19,8	39,6	119
7	Насоси конденсатора Baltimore VXC-1100	2	4,0	3,6	7,2	22
8	Витяжний вентилятор КМ-цеху (робочий)	2	5,5	5,0	9,9	30
9	Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний)	1	5,5	5,0	5,0	2
10	Приточний вентилятор КМ-цеху	2	7,5	6,8	13,5	41
11	Насос льодяної води 8К-12а	2	30,0	27,0	54,0	162
12	Насос пропіленгліколю 4К-90/20	3	7,5	6,8	20,3	61
13	Насос пропіленгліколю 2К-30/20б	3	2,2	2,0	5,9	18
14	Насос аміачний WITT GP51	3	4,5	4,1	12,2	61
15	Насос аміачний WITT GP41	2	1,2	1,1	2,2	9
16	Пожежна сигналізація	1	0,2	0,2	0,2	1
17	Освітлення	1	2	1,8	1,8	13
19	Річна витрати електроенергії					9 081
№ n/n	Найменування обладнання	К-ть	$V_{вод}$, м^3/год		$\Delta V_{вод}$, м^3/год	Рік, тис. м^3
1	Підживлення конденсаторів свіжою водою	2	504,00		504,00	50,80
	Річна витрати свіжої води					50,80

4.2. Розрахунок капітальних витрат реалізації проекту

Капітальні витрати на реалізацію проекту:

$K := B_{п.р} + B_{буд} + B_{обл} + B_{т.з} + B_{т.у} + B_{н.р} + B_{м} + B_{ін}$

де $B_{п.р}$ - витрати на проектні роботи (4-5% загальної розрахункової вартості об'єкта будівництва;

$B_{буд}$ - витрати на будівництво;

$B_{обл}$ - витрати на обладнання;

$B_{т.з}$ - витрати та транспорт і закупівлю (транспорт 4-5%, заготівля 1-1,25% від вартості обладнання);

$B_{т.у}$ - вартість тари і пакування;

$B_{н.р}$ - витрати на вантажно-розвантажувальні роботи;

$B_{м}$ - витрати на монтаж обладнання (8-10% від його вартості);

$B_{ін}$ - інші (0,5-2% від загальних).

Витрат на будівництво компресорного цеху холодильної установки (табл. 4.2.) визначаємо скориставшись цінником на промислове виданий "Центром моніторингу та експертизи цін" за серпень 2021 року. Згідно типових проектів орієнтовна площа компресорного цеху з допоміжними приміщеннями та холодильних камер, прийнятих до розгляду в розділі 2 становить 1080 м^2

Таблиця 4.2. Вартість будівництва

№ п/п	Назва робіт	Вартість грн/м2	Загальна вартість, тис.грв
1	Нульовий цикл	200	216,0
2	Наземний цикл	5600	6048,0
3	Оздоблювальні та ізоляційні роботи	720	777,6
4	Комунікації	920	993,6
8	Загальна вартість	7440	8035,2

Розрахунок витрат на придбання та монтаж обладнання наведено залежно від схем холодильних установок наведено в таблиці 4.3 та 4.4.

Холодильна установка №1

Витрати на придбання обладнання:

$$\Sigma B_{обл} = 43888.73 \text{ тис_грн}$$

Витрати на проектні роботи прийнявши їх у розмірі 5% від кошторисної вартості об'єкта:

$$B_{п.р} := 0.05\left(B_{буд} + \Sigma B_{обл}\right) = \quad 0.05 \cdot (8032.2 + 43888.73) = 2.596 \times 10^3 \quad \text{тис_грн}$$

Інші витрати в розмірі 1,5% від загальних витрат:

$$B_{ін} := 0.015\left(B_{буд} + \Sigma B_{обл} + B_{п.р}\right) = 0.015 \cdot (8032.2 + 43888.73 + 2596) = 817.754 \quad \text{тис_грн}$$

Загальна сума інвестицій становитиме:

$$IB := B_{п.р} + B_{буд} + \Sigma B_{обл} + B_{ін}$$

$$IB = 8032.2 + 43888.73 + 2596 + 817.754 = 55334.7 \quad \text{тис_грн}$$

Холодильна установка №2

Витрати на придбання обладнання:

$$\Sigma B_{обл} = 39887.41 \text{ тис_грн}$$

Витрати на проектні роботи прийнявши їх у розмірі 5% від кошторисної об'єкта:

$$B_{п.р} := 0.05\left(B_{буд} + \Sigma B_{обл}\right) = \quad 0.05 \cdot (8032.2 + 39887.41) = 2.396 \times 10^3 \quad \text{тис_грн}$$

Інші витрати в розмірі 1,5% від загальних витрат:

$$B_{ін} := 0.015\left(B_{буд} + \Sigma B_{обл} + B_{п.р}\right) = 0.015 \cdot (8032.2 + 39887.41 + 2396) = 754.734 \quad \text{тис_грн}$$

Загальна сума інвестицій становитиме:

$$IB := B_{п.р} + B_{буд} + \Sigma B_{обл} + B_{ін}$$

$$IB = 8032.2 + 39887.41 + 2396 + 754.734 = 51070.3 \quad \text{тис_грн}$$

Таблиця 4.3. Витрати на монтаж і придбання обладнання (схема 1)

№ n/n	Найменування обладнання	Кількість	Витрати на одиницю обладнання, тис. грн.					Загальні витрати, тис. грн.
			Придбання обладнання	Монтажні роботи	Тара і упаковка	Транспортно-заготівельні	Вантажні	
1	Компресорний агрегат MYCOM N320VLD-MB	2	3500,0	350,00	35,00	210,00	175,00	8540,00
2	Компресорний агрегат MYCOM N320VMD-MB	1	3500,0	350,00	35,00	210,00	175,00	4270,00
3	Компресорний агрегат MYCOM N250VSD-L	3	3000,0	300,00	30,00	180,00	150,00	10980,00
4	Компресорний агрегат MYCOM N250VSD-L	1	3000,0	300,00	30,00	180,00	150,00	3660,00
6	Конденсатор VXC-1100	2	3300,0	330,00	33,00	198,00	165,00	8052,00
7	Конденсатор VXC-576	2	1750,0	175,00	17,50	105,00	87,50	4270,00
11	Витяжний вентилятор КМ-цеху (робочий)	2	37,5	3,75	0,38	2,25	1,88	91,50
12	Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний)	1	37,5	3,75	0,38	2,25	1,88	45,75
13	Приточний вентилятор КМ-цеху	2	36,4	3,64	0,36	2,18	1,82	88,82
14	Насос льодяної води 8К-12а	2	60,2	6,02	0,60	3,61	3,01	146,89
15	Насос пропіленгліколю 4К-90/20	3	34,2	3,42	0,34	2,05	1,71	125,17
16	Насос пропіленгліколю 2К-30/20б	3	46,8	4,68	0,47	2,81	2,34	171,29
17	Насос аміачний WITT GP51	3	35,0	3,50	0,35	2,10	1,75	128,10
18	Насос аміачний WITT GP41	2	30,0	3,00	0,30	1,80	1,50	73,20
21	Лінійний ресивер 7,5РВЦ3	2	112,0	11,200	1,120	6,720	5,600	273,28
22	Циркуляційний ресивер 4РЦ3	1	80,0	8,000	0,800	4,800	4,000	97,60
23	Циркуляційний ресивер 12,5РЦВ3	1	144,0	14,400	1,440	8,640	7,200	175,68
24	Компаундний ресивер 25РВЦ3	1	424,0	42,400	4,240	25,440	21,200	517,28
25	Дренажний ресивер 7,5РЦ3	1	112,0	11,200	1,120	6,720	5,600	136,64
26	Хімводоочистка	1	155,0	15,500	1,550	9,300	7,750	189,10
27	Випарник охолодження води TL500KGL	1	250,0	25,000	2,500	15,000	12,500	305,00
28	Випарник охолодження гліколю TL750KGL	1	300,0	30,000	3,000	18,000	15,000	366,00
29	Випарник охолодження води TL400KGL	1	100,0	10,000	1,000	6,000	5,000	122,00
30	Маслозбірник	1	52,0	5,200	0,520	3,120	2,600	63,44
	Разом			1836,76	200,97	1205,80	1004,83	42888,73

Таблиця 4.4. Витрати на монтаж і придбання обладнання (схема 2)

№ n/n	Найменування обладнання	Кількість	Витрати на одиницю обладнання, тис. грн.					Загальні витрати, тис. грн.
			Придбання обладнання	Монтажні роботи	Тара і упаковка	Транспортно-заготівельні	Вантажні	
1	Компресорний агрегат MYCOM N320VLD-MB	2	3500,0	350,00	35,00	210,00	175,00	8540,00
2	Компресорний агрегат MYCOM N320VSD-L	3	3500,0	350,00	35,00	210,00	175,00	12810,00
4	Компресорний агрегат MYCOM N320VSD-S	1	3500,0	350,00	35,00	210,00	175,00	4270,00
6	Конденсатор VXC-980	2	2300,0	230,00	23,00	138,00	115,00	5612,00
7	Конденсатор VXC-576	2	1750,0	175,00	17,50	105,00	87,50	4270,00
11	Витяжний вентилятор КМ-цеху (робочий)	2	37,5	3,75	0,38	2,25	1,88	91,50
12	Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний)	1	37,5	3,75	0,38	2,25	1,88	45,75
13	Приточний вентилятор КМ-цеху	2	36,4	3,64	0,36	2,18	1,82	88,82
14	Насос льодяної води 8К-12а	2	60,2	6,02	0,60	3,61	3,01	146,89
15	Насос пропіленгліколю 4К-90/20	3	34,2	3,42	0,34	2,05	1,71	125,17
16	Насос пропіленгліколю 2К-30/20б	3	46,8	4,68	0,47	2,81	2,34	171,29
17	Насос аміачний WITT GP51	3	35,0	3,50	0,35	2,10	1,75	128,10
18	Насос аміачний WITT GP41	2	30,0	3,00	0,30	1,80	1,50	73,20
21	Лінійний ресивер 3,5РВЦ3	2	20,0	2,000	0,200	1,200	1,000	48,80
22	Циркуляційний ресивер 4РЦ3	1	80,0	8,000	0,800	4,800	4,000	97,60
23	Циркуляційний ресивер 12,5РЦВ3	1	144,0	14,400	1,440	8,640	7,200	175,68
24	Компаундний ресивер 25РВЦ3	1	424,0	42,400	4,240	25,440	21,200	517,28
25	Дренажний ресивер 3,5РЦ3	1	75,0	7,500	0,750	4,500	3,750	91,50
26	Хімводоочистка	1	155,0	15,500	1,550	9,300	7,750	189,10
27	Випарник охолодження води TL500KGL	1	250,0	25,000	2,500	15,000	12,500	305,00
28	Випарник охолодження гліколю TL750KGL	1	300,0	30,000	3,000	18,000	15,000	366,00
29	Випарник охолодження води TL400KGL	1	100,0	10,000	1,000	6,000	5,000	122,00
30	Випарник конденсатор CQS 6040 D2	4	325,0	32,500	3,250	19,500	16,250	1586,00
31	Маслозбірник	1	12,9	1,290	0,129	0,774	0,645	15,74
	Разом			1486,76	167,54	1005,21	837,68	39887,41

4.3. Споживання ресурсів

Річне споживання електроенергії холодильною установкою можна визначити за формулою:

$$W_p := \Sigma N_н \cdot K_c \cdot n$$

де $\Sigma N_н$ -номінальна потужність встановленого електродвигуна, кВт;

K_c -коефіцієнт попиту (для компресорів та насосів K_c=0,7);

n -час роботи обладнання при відповідних режимах роботи, год. Приймається з табл.16.2[1] і становить для компресорів - 5400, насосів водяних -3000, насосів холодильного агента - 5000, вентиляторів - 3000.

За результатами розрахунку річне споживання електроенергії та води для різних схемних рішень зведено табл. 4.1.1 та 4.1.2.

Для схеми з використанням вуглекислоти враховано скорочення часу роботи компресорів першого ступеня та каскадної ХМ, які працюють забезпечуючи роботи ШМА на 21%, за рахунок скорочення часу заморозки.

Холодильна установка №1

Річне споживання електроенергії холодильним господарством фабрики становить $E_p = 11027\,тис_кВт_год$. Ціна за 1 кВт*год електроенергії становить $C_{ел} := 6.0 \cdot \frac{грн}{кВт_год}$.

Витрати на споживання електричної енергії за проектними розрахунками:

$$B_{ел.р} := E_p \cdot C_{ел} = 11027 \cdot 6.0 = 6.616 \times 10^4 \quad тис_грн$$

Холодильна установка №2

Річне споживання електроенергії холодильним господарством фабрики становить $E_p = 9081\,тис_кВт_год$. Ціна за 1 кВт*год електроенергії становить .

Витрати на споживання електричної енергії за проектними розрахунками:

$$B_{ел.р} := E_p \cdot C_{ел} = 9081 \cdot 6.0 = 5.449 \times 10^4 \quad тис_грн$$

Річне споживання води компресорним відділенням холодильної установки становить $V_p = 5.08 \times 10^4\,м^3$. Ціна за 1 $м^3$ води становить:

$$C_{вод} := 58.64 \cdot \frac{грн}{м^3}$$

Витрати на споживання води за проектними розрахунками:

$$B_{вод.р} := V_p \cdot C_{вод} = 50.8 \cdot 58.64 = 2.979 \times 10^3 \quad тис_грн$$

4.4. Витрати на оплату праці

Фонд основної заробітної плати працівників компресорного цеху ХУ наведено в таблиці 4.5. Для двох схем холодильних установок проектну кількість працівників та фонд оплати приймаємо однаковим.

Таблиця 4.5. Фонд заробітної плати робітників компресорного цеху

№ п/п	Професія	Розряд	Тарифна ставка	К-ть, чол		Місячний фонд, грн.		Річний фонд, грн.	
			грн/год	Базова	Проектна	Базовий	Проектний	Базовий	Проектний
1	Машиніст ХУ	III	2	4	4	8500	8500	102000	102000
2	Машиніст ХУ	IV	2,5	4	4	10200	10200	122400	122400
3	Слюсар-ремонтник	-	2,2	2	2	7500	7500	90000	90000
	Разом				10		26200		314400

Визначаємо додатковий фонд заробітної плати за формулою:

$$ФЗП_{д.р} := ФЗП_{осн} \cdot Д = 314400 \cdot 0.08 = 25152 \text{ грн}$$

де Д - прийнятий коефіцієнт доплат (приймаємо Д = 8%).

Розраховуємо повний фонд заробітної плати за формулою:

$$ФЗП_{п.р} := ФЗП_{осн} + ФЗП_{д.р} = 314400 + 25152 = 339552 \text{ грн}$$

Визначаємо нарахування на заробітну плату за формулою:

$$НЗП := ФЗП_{п.р} \cdot в = 339552 \cdot 0.22 = 74701.4 \text{ грн}$$

де в - коефіцієнт нарахувань на заробітну плату (в = 22%).

Витрату на оплату праці визначаємо за формулою:

$$ВОП_{р} := ФЗП_{п.р} + НЗП = 339552 + 74701.4 = 414253.4 \text{ грн}$$

Фонд основної заробітної плати апрату управління наведено в таблиці 4.6.

Таблиця 4.6. Фонд основної заробітної плати апарату управління

№ п/п	Професія	Посадовий оклад	К-ть, чол	Місячний фонд, грн.	Річний фонд, грн.
		грн.	Базова	Базовий	Базовий
1	Механік	13000	2	13000	156000
2	Начальник цеху	18200	1	18200	218400
	Разом				374400

Додатковий фонд заробітної плати апарату управління:

$$ФЗП_{д.у} := ФЗП_{осн.у} \cdot Д = 374400 \cdot 0.12 = 44928 \quad грн$$

де Д - прийнятий коефіцієнт доплат (приймаємо Д = 12%).

Повний фонд заробітної плати апарату управління:

$$ФЗП_{п.у} := ФЗП_{осн.у} + ФЗП_{д.у} = 374400 + 44928 = 419328 \quad грн$$

Нарахування на заробітну плату:

$$НЗПУ := ФЗП_{п.у} \cdot в = 71232 \cdot 0.22 = 15671 \quad грн$$

де в - коефіцієнт нарахувань на заробітну плату (в = 22%).

Витрату на оплату праці:

$$ВОП_{у} := ФЗП_{п.у} + НЗПУ = 419328 + 15671 = 434999 \quad грн$$

Загальні витрати на оплату праці по компресорному цеху:

$$ВОП_{заг} := ВОП_{р} + ВОП_{у} = 414253.4 + 434999 = 849252.4 \quad грн$$

4.5. Амортизаційні відрахування

Амортизаційні відрахування є елементом собівартості. Норми амортизаційних відрахувань:

для основного обладнання та будівель відповідають мінімальному корисному терміну експлуатації. Податковий кодекс України визначає терміни у 5 років амортизації для обладнання та 20 років амортизації будівель.

Холодильна установка №1

Витрати на амортизацію будівель складають:

$$A_{хол} := \frac{B_{буд}}{20} = \frac{8035.2}{20} = 401.76 \quad тис_грн$$

Витрати на амортизацію обладнання:

$$A_{обл} := \frac{\Sigma B_{обл} + B_{п.р} + B_{ін}}{5} = \frac{43888.73 + 2596 + 817.754}{5} = 9460.5 \quad тис_грн$$

Загальна сума амортизаційних витрат:

$$\Sigma A := A_{хол} + A_{обл} = 401.76 + 9460.5 = 9862.3 \quad тис_грн$$

Холодильна установка №2

Витрати на амортизацію будівель складають:

$$A_{хол} := \frac{B_{буд}}{20} = \frac{8035.2}{20} = 401.76 \quad тис_грн$$

Витрати на амортизацію основного технологічного обладнання:

$$A_{обл} := \frac{\Sigma B_{обл} + B_{п.р} + B_{ін}}{5} = \frac{39887.41 + 2396 + 754.734}{5} = 8607.63 \quad тис_грн$$

Загальна сума амортизаційних витрат:

$$\Sigma A := A_{хол} + A_{обл} = 401.76 + 8607.63 = 9009.4 \quad тис_грн$$

4.6. Визначення інших витрат

До інших витрат відносяться пускові витрати, витрати на утримання та експлуатацію обладнання, цехові витрати, які розраховуються як окремі статті.

Холодильна установка №1

Витрати на поточний ремонт обладнання приймаємо 20% від амортизаційних відрахувань на обладнання:

$$B_{і.рем} := A_{обл} \cdot 20\% = 9460.5 \cdot 0.2 = 1.892 \times 10^3 \quad тис_грн$$

Пускові витрати приймаємо 2% від вартості обладнання:

$$B_{і.пуск} := \Sigma B_{обл} \cdot 2\% = 43888.73 \cdot 0.02 = 877.775 \quad тис_грн$$

Інші витрати приймаємо 3% від загальної суми амортизаційних відрахувань:

$$B_{і.ін} := \Sigma A \cdot 3\% = 9862.3 \cdot 0.03 = 295.869 \quad тис_грн$$

Загальна сума інших витрат складає:

$$\Sigma B_і := B_{і.рем} + B_{і.пуск} + B_{і.ін} = 1892 + 877.775 + 295.869 = 3.066 \times 10^3 \quad тис_грн$$

Холодильна установка №2

$$B_{і.рем} := A_{обл} \cdot 20\% = 8607.63 \cdot 0.2 = 1.722 \times 10^3 \quad тис_грн$$

Пускові витрати приймаємо 2% від вартості обладнання:

$$B_{і.пуск} := \Sigma B_{обл} \cdot 2\% = 39887.41 \cdot 0.02 = 797.748 \quad тис_грн$$

Інші витрати приймаємо 3% від загальної суми амортизаційних відрахувань:

$$B_{і.ін} := \Sigma A \cdot 3\% = 9009.4 \cdot 0.03 = 270.282 \quad тис_грн$$

Загальна сума інших витрат складає:

$$\Sigma B_і := B_{і.рем} + B_{і.пуск} + B_{і.ін} = 1722 + 797.748 + 270.282 = 2.79 \times 10^3 \quad тис_грн$$

4.7. Визначення показників економічної ефективності впровадження проектів

Результати розрахунків проведених у попередніх пунктах зводимо у порівняльну таблицю (таблиця 4.6).

Таблиця 4.6. Основні показники економічної ефективності

№ п/п	Статі витрат	Значення показників, тис. грн.	Значення показників, тис. грн.
		ХУ №1	ХУ №2
1	Електроенергія	66160,00	54490,00
2	Вода	2979,00	2979,00
3	Оплата праці	849,25	849,25
4	Амортизація	9862,30	9009,40
5	Інші витрати	3066,00	2790,00
	Разом	82916,55	70117,65

Холодильна установка №1

Собівартість вироблення штучного холоду становить $C_1 = 82916.6$ тис_грн

Рентабельність роботи холодильної установки, приймаємо у розмірі 30%. Отже річний прибуток від реалізації, який припадає на холодильну установку становитиме:

$$\Delta C := C_1 \cdot R = 82916.55 \cdot 0.30 = 24875 \quad \text{тис_грн}$$

Чистий грошовий потік рівний:

$$ЧГП := \Delta C \cdot 0.82 + \Sigma A = 24875 \cdot 0.82 + 9862.3 = 30259.8 \quad \text{тис_грн}$$

де: 0,82 коефіцієнт, що враховує сплату податку на прибуток при ставці податку 18% (згідно законодавства на 1 січня 2022 року), ΣА - загальна сума амортизації у випадку побудови нових підприємств, що очікуються.

Життэвий цикл пректу (термін служби):

$$Тсл = 5 \quad \text{років}$$

Дисконтну ставку приймаємо у розмірі $P = 25\%$. Ця величина характеризує можливий рівень втрат чистих грошових потоків під впливом різних чинників протягом життєвого циклу.

Теперішня вартість за життєвий цикл:

$$ТВ := \sum_{t=1}^{5} \frac{ЧГП}{(1+P)^t}$$

$$ТВ = \frac{30259.8}{(1+0.25)^1} + \frac{30259.8}{(1+0.25)^2} + \frac{30259.8}{(1+0.25)^3} + \frac{30259.8}{(1+0.25)^4} + \frac{30259.8}{(1+0.25)^5} = 81377.1$$

тис_грн

Розрахунок оціночних показників

Чистий приведений дохід визначаємо за формулою:

$$ЧПД := ТВ - ІВ$$

Під чистим приведеним доходом розуміється різниця між приведеним до теперішньої вартості сумою чистого грошового потоку за період експлуатації нового обладнання і сумою інвестиційних витрат на реалізацію проекту.

$$ЧПД = 81377.1 - 55334.7 = 26042.4 \quad тис_грн$$

Так як чистий приведений дохід більше 0 і становить 26042.4 тис.грв, то проет доцільно впроваджувати.

Індекс дохідності, який дозволяє співставити об'єм інвестиційних витрат з майбутнім чистим грошовим потоком по проекту визначається за формулою:

$$ІД := \frac{ТВ}{ІВ} \qquad ІД = \frac{81377.1}{55334.7} = 1.471$$

Індекс рентабельності, який характеризує прибутковість проекту, визначається за формулою:

$$ІР := \frac{\Delta C \cdot 0.82}{ІВ} = \frac{24875 \cdot 0.82}{55334.7} = 0.369 > 0$$

Недисконтований період повернення інвестицій:

$$ПОн := \frac{ІВ}{ЧГП} \qquad ПОн = \frac{55334.7}{30259.8} = 1.829 \quad роки$$

Середньорічна теперішня вартість:

$$ТВср := \frac{ТВ}{t} \qquad ТВср = \frac{81377.1}{5} = 16275.4 \quad тис \cdot грн$$

Дисконтний період повернення інвестицій (гарантований):

$$ПОд := \frac{ІВ}{ТВср} \qquad ПОд = \frac{55334.7}{16275.4} = 3.4 \quad роки \quad < \quad Тсл = 5$$

Холодильна установка №2

Собівартість вироблення штучного холоду становить $C_2 = 70117.65$ тис_грн

Прибуток від реалізації, який припадає на холодильну установку за умови, що випуск продукції є незмінним (рентабльність становитиме 1,18 від рентабельності перхошо схемного рішення, або R=36)

$$\Delta C := C_2 \cdot R = 70117.65 \cdot 0.36 = 25242.4 \quad тис_грн$$

Чистий грошовий потік рівний:

$$ЧГП := \Delta C \cdot 0.82 + \Sigma A = 25242.4 \cdot 0.82 + 9009.4 = 29708.2 \quad тис_грн$$

Життєвий цикл:

$$Тсл = 5 \quad років$$

Дисконтна ставка $P = 25\%$.

Теперішня вартість проекту:

$$ТВ = \frac{29708.2}{(1+0.25)^1} + \frac{29708.2}{(1+0.25)^2} + \frac{29708.2}{(1+0.25)^3} + \frac{29708.2}{(1+0.25)^4} + \frac{29708.2}{(1+0.25)^5} = 79893.7 \quad тис_грн$$

Розрахунок оціночних показників

Чистий приведений дохід::

$$ЧПД := ТВ - ІВ$$

$$ЧПД = 79893.7 - 51070.3 = 28823.4 \quad тис_грн$$

Так як чистий приведений дохід більше 0 і становить 28823.4 тис.грв, то проет доцільно впроваджувати.

Індекс дохідності:

$$ІД := \frac{ТВ}{ІВ} \qquad ІД = \frac{79893.7}{51070.3} = 1.564$$

Індекс рентабельності:

$$ІР := \frac{\Delta C \cdot 0.82}{ІВ} = \frac{25242.4}{51070.3} = 0.494 > 0$$

Недисконтований період повернення інвестицій:

$$ПОн := \frac{ІВ}{ЧГП} \qquad ПОн = \frac{51070.3}{29708.2} = 1.719 \text{ роки}$$

Середньорічна теперішня вартість:

$$ТВср := \frac{ТВ}{t} \qquad ТВср = \frac{79893.7}{5} = 15978.7 \quad тис \cdot грн$$

Дисконтний період повернення інвестицій (гарантований):

$$ПОд := \frac{ІВ}{ТВср} \qquad ПОд = \frac{51070.3}{15978.7} = 3.196 \quad роки < Тсл = 5$$

Таблиця 4.7. Економічні показники впровадження схемних рішень (тис.грн.)

№ пор	Показники	Розмірність	Значення	
			ХУ №1	ХУ №2
1	Загальна сума інвестицій	тис.грн.	55334,7	51070,3
2	Додатковий прибуток	тис.грн.	24875	25242,4
3	Чистий грошовий потік	тис.грн.	30259,8	29,708,2
4	Чистий приведений дохід	тис.грн.	26042,4	28823,4
5	Індек дохідності		1,471	1,564
6	Індекс рентабельності		0,369	0,494
7	Не дисконтований показник періоду окупності		1,829	1,719
8	Дисконтований показник періоду окупності		3,4	3,169

Висновоки: Розрахований чистий приведений дохід, що визначається різницею між реальною віддачею проекту та інвестиціями у його реалізацію, у випадку другого схемного рішення, є більшим. Це свідчить про те, що ефективність цього схемного рішення є вищою, оскільки дохід від його реалізації перевищує.

Індекс доходності та рентабельність також виявляються кращими для другого схемного рішення, що передбачає отримання 1,564 гривні віддачі за кожну вкладену гривню.

Період повернення інвестицій для обох схемних рішень знаходиться в межах життєвого циклу, але для другого він становить 3,169 роки. З урахуванням можливості швидкої реалізації проекту цей термін можна скоротити до 1,719 року.

Отже, порівняння розрахункових показників та їх аналіз дозволяють зробити висновок, що друге схемне рішення є доцільним та економічно вигідним для реалізації.

ВИСНОВКИ

Провівши аналіз розрахунків різних схемних рішень для заводу м’ясних напівфабрикатів, одне з яких є типовим і реалізовано на працюючих заводах, а інше – з використанням альтернативного холодильного агенту (вуглекислоти) робимо такі висновки.

При реалізації схеми з альтернативним холодильним агентом:

1. В холодильній установці підприємства скорочується кількість аміаку – небезпечної сильнодіючої отруйної речовини. В приладах охолодження її кількість скорочується 3 4,22 тон до 2,2 тон. Скорочується кількість аміаку і у ресиверах, через їхній менший розмір. Так в лінійному ресивері на працюючій установці кількість аміаку скорочується з 6 до 1,75 тони.
2. Скорочується час заморожування готової продукції на 21%. Це дає змогу економити електроенергію у компресорах та ШМА апаратах. Одночасно при незмінному обладнання для заморожування дозволяє на таку ж величину збільшити продуктивність підприємства.
3. В усіх елементах холодильної установки з альтернативним холодильним агентом тиск вище атмосферного, що покращує її експлуатаційні характеристики, та на реальних установках дає економію електричної енергії, перевитрата якої в першому варіанті спричиняється підсмоктуванням в систему повітря, яке потребує затрат на видалення та підвищує температуру конденсації.
4. В схемі холодильної установки не три, а дві холодильні машини (відмова від одноступеневої холодильної машини).
5. Менша кількість компресорів та сумарна потужність їхнього електричного приводу.
6. Можна встановити менші за розмірами конденсатори (≈7%).
7. Скорочуються капітальні витрати на трубопроводи (менші діаметри, відсутність трубопроводів відтаювання).

8. Вартість вуглекислоти нижча від вартості аміаку: 15 грв/кг проти 38 грв/кг, що ротить експлуатаційні витрати меншими.
9. Екологічні аспекти використання альтернативного холодильного агента.

До недоліків використання схеми з альтернативним холодильним агентом слід віднести:

1. Високий тиск вуглекислоти за нормальних умов. Це викликає необхідність постійно підтримувати у циркуляційному ресивері вуглекислоти низьку температуру. Для цього необхідно тримати в роботі двоступеневу холодильну машини, або ж встановлювати для цієї мети автономну фреонову холодильну машину.

Аналіз економічних показників різних схемних рішень показує перевагу впровадження схеми з альтернативним холодильним агентом. Так:

1. Загальна сума інвестицій становить 51070,3 тис.грн. у порівнянні з 55344,7 тис.грн.
2. Чистий приведений дохід становить 28042,4 тис.грн у порівнянні з 26042,4 тис.грн. Це означає, що дохід від реалізації цього рішення є вищим.
3. Індекс дохідності становить 1,564 у порівнянні з 1,471, а це означає, що одержаний гарантований дохід буде вищим на кожну вкладену гривню.
4. Період гарантованого повернення інвестицій у реалізацію схеми становитиме 3,169 у порівнянні з 3,4 роками.
5. При сприятливих економічних умовах та швидкій реалізації проекту термін повернення інвестицій може бути скорочений до 1,719 роки у порівнянні з 1,829.

Загальний висновок: до впровадження доцільно приймати схему холодильної установки, у якій використано альтернативний холодильний агент – вуглекислота (CO_2).

ВИКОРИСТАНІ ДЖЕРЕЛА

1. *Головкин Н.А*., Чижов Г.Б. Холодильная технология пищевых продуктов.– М.: Пищепромиздат, 1984.– 332 с.

2. *Курылёв Е.С.,* Герасимов Н.А. Холодильные установки. Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки». - Л.: Машиностроение, 1980. - 622 с.

3. *Пирог П.И*., Крылов Ю.С., Васютин В.В. Проектирование холодильников.– М.: Пищевая пром-сть, 1978.

4. Правила устройства и безопасной эксплуатации аммиачных холодильных установок. М. 1991.

5. *Свердлов Г.З., Явнель Б.К.* Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха.– М.: Пищевая пром-сть, 1978 и 1989.

6. *Проектирование* холодильных сооружений: Справ. /Под ред. Быкова А.В. – М.: Пищевая пром-сть, 1978. – 256 с.

7. *Якшарев Б.П.,* Смирнова И.В. Справочник механика по холодильным установкам. Л.: Агропромиздат, 1989.

8. *Виноградов Ю.Н*., Косой В.Д., Новик О.Ю. Проектирование предприятий мясомолочной отрасли и рыбообрабатывающих производств.– С-Пб.: ГИОРД, 2005.- 330с.

9. *В.С. Ильясов и др*. Холодильная технология продуктов в мясной и молочной промышленности */Ильясов В.С., Полушкин В.И., Васильева Н.Л.* – М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1983. – 216 с.

10. *И.Г. Чумак, Д.Г. Никульшина. Холодильные установки.* – Проектирование: Учеб. Пособие для вузов. – Одеса: Друк, 2007. – 472 с.

11. *И.Г. Чумак, А.Ю. Лагутина и др. Холодильные установки.* – Проектирование: Учеб. Пособие для вузов. – К.: Выща шк.. Головное изд-во, 1988. – 280 с., 97 ил. – Библиогр.: 44 назв.

12. *СірийО.М., Шестеренко.* – Проектирование: Учеб. Пособие для вузов. – К.: Выща шк.. Головное изд-во, 1988. – 280 с., 97 ил. – Библиогр.: 44 назв.

13. Холодоснабжение предприятий мясной и молочной промышленности: Справочное пособие / *Под ред. Чумака И.Г.* – К.: Головное издательство издательского объединения “Вища школа”, 1979.- 200с.

14. *Методичні* рекомендації до викон. випускової магістерської роботи на здобуття освітнього ступеня “Магістр” спец. 142 «Енергетичне машинобудування», освітньо-професійної програми «Холодильнітехніка та технології» ден. та заоч. форм навчання [Електронний ресурс]: уклад. А.В.Форсюк, О.Ю. Пилипенко, М.М.Масліков, Грищенко Р.В. – К.: НУХТ, 2021.– 26 с.

15. *Розрахунки* при проектуванні та реконструкції систем електропостачання промислових підприємств: Навч. посібник /О.М.Сірий, В.Є.Шестеренко. – К.: ІСДО, 1993. – 592с.

16.*Методичні* вказівки до виконання комплексного курсового проекту з дисципліни “Електротехніка та електропостачання”. / В.С.Смирнов, А.М. Костенюк. – К.: КТІХП, 1990. – 36с.

17.*Методичні* вказівки до виконання розділу курсового проекту, випускової та дипломної роботи (проекту) “Оцінка економічної ефективності інвестиційних проектів” з використанням комп`ютерної техніки для студентів економічних та технічних спеціальностей денної та заочної форми навчання /Укл.: Л.Г.Цимбалюк, О.Г.Дерев`янко – К.: УДУХТ, 1998.-16 с.

18. *Методичні* вказівки до виконання економічної частини дипломного проекту для студентів спеціальностей 7.090510 “Теплоенергетика”, 7.090520 “Холодильні машини та установки”, 7.090600 “Електротехнічні системи електроспоживання” денної та заочноїформ навчання / Ю.М. Ухналевський – К.:УДУХТ, 2002. – 16 с.

19. Масліков М.М. Холодильна технологія харчових продуктів: Навч. посіб. – К.: НУХТ, 2007 –245с.

20. Проектування холодильників для зберігання плодоовочевої продукції [Текст] : підручник / М. Г. Хмельнюк, В. П. Кочетов, А. В. Форсюк ; під заг. ред. М. Г. Хмельнюк ; Одес. нац. акад. харч. технол. — Херсон : Грінь Д. С., 2015. — 162 с.
21. Плодоовочесховища : проектування, оптимізація, розрахунки [Текст] : підручник / М. Г. Хмельнюк, В. П. Кочетов, А. В. Форсюк, Н. В. Жихарєва ; Одес. нац. акад. харч. технол., Нац. ун-т харч. технол. — Одеса : Бондаренко М. О., 2018. — 228 с.