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

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

на тему: **Проєкт розподільчого холодильника місткістю 1950 т у м. Миколаїв з використанням CO2-технології**

Здобувача Черняга І.В.

4 курсу ЕН-141 групи

Керівник д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.

Консультанти: д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від _____ протокол № _____

Завідувач кафедри ХУКП _____ Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса - 2026 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інститут	Холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського
Кафедра	Холодильних установок і кондиціювання повітря
Ступінь вищої освіти	Бакалавр
Спеціальність	142 Енергетичне машинобудування
Освітня програма	Холодильні машини, установки і кондиціювання повітря

ЗАТВЕРДЖУЮ
Зав. кафедри д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.

«16» березня 2026 року

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Черняга Ілля Віталійович

1. Тема роботи Проєкт розподільчого холодильника місткістю 1950 т у м. Миколаїв з використанням CO_2-технології

Затверджена наказом ОНТУ від 26.09.2025 р. наказ № 499-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 25.05.2026 р.

3. Вихідні дані роботи
Розподільчий холодильник місткістю 1950 т. Будівля холодильника одноповерхова з висотою камер 6 м, з сіткою колон 6х6 м. У 2-х камерах з температурним режимом tк=-30°С і відносній вологості повітря камери φк=0.9 передбачається замороження продуктів. У 3-х камерах з температурним режимом tк=-20°С передбачається тривале зберігання мороженого м'яса. Одна камера для універсального зберігання. камери з температурним режимом tк=0÷-20°С. В якості холодильного агента R744.

4. Перелік питань, які потрібно розробити
Реферат, Вступ, 1. Теоретична частина, 2. Техніко-економічне обґрунтування проекту, 3. Попереднє планування холодильника, 4. Розрахунок ізоляції огороджень, 5. Розрахунок теплопритоків в охолоджуване приміщення, 6. Тепловий розрахунок та підбір обладнання, 7. Розрахунок повітроохолоджувача, 8. Розрахунок конденсатора та підбір ресиверів, 9. Розрахунок діаметрів трубопроводів, 10. Охорона праці, Список використаних джерел

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
1. План холодильника, 2. Розрізи по холодильнику, 3. Схема розводки трубопроводів по камерам, 4. Аміачний повітроохолоджувач, Презентація в PowerPoint

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

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання видав
Охорона праці	д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.	18.05.2026	22.05.2026

7. Дата видачі завдання 16.03.2026 р.

Керівник _____ Хмельнюк М.Г.

Завдання прийняв до виконання _____ Черняга І.В.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Реферат	20.05-21.05.2026	
2	Вступ	16.03-20.03.2026	
3	Теоретична частина	20.04-25.04.2026	
4	Техніко-економічне обґрунтування проекту	26.04-30.04.2026	
5	Попереднє планування холодильника	01.05-04.05.2026	
6	Розрахунок ізоляції огороджень	05.05-10.05.2026	
7	Розрахунок теплопритоків в охолоджуване приміщення	12.05-15.05.2026	
8	Тепловий розрахунок та підбір обладнання	16.05-17.05.2026	
9	Розрахунок повітроохолоджувача	20.05-23.05.2026	
10	Розрахунок конденсатора та підбір ресиверів	20.05-23.05.2026	
11	Розрахунок діаметрів трубопроводів	23.05-25.05.2026	
12	Охорона праці	18.05-22.05.2026	
13	Список використаних джерел	18.05-20.05.2026	
14	Підготовка графічної частини кваліфікаційної роботи	20.05-21.05.2026	

Здобувач-дипломник _____ Черняга І.В.

Керівник роботи _____ Хмельнюк М.Г.

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

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

Здобувач-дипломник Черняга Ілля Віталійович _____

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота складається з: 123 сторінок тексту, 23 рисунків, 81 таблиць, 20 посилань на літературні джерела. В кваліфікаційній роботі вирішено задачу розробки розподільчого холодильника місткістю 1950 т. у м. Миколаїв.

Будівля холодильника одноповерхова з висотою камер 6 м, з сіткою колон 6х6 м. У 3-х камерах з температурним режимом tк=-20°С і відносній вологості повітря камери φк=0.9 передбачається тривале зберігання мороженого м'яса. Камера заморожування і зберігання фасованого масла та камера зберігання морожених вантажів з температурним режимом tк=0÷-20°С. Одна камера для універсального зберігання з температурним режимом tк=0÷-20°С. У 2-х камерах з температурним режимом tк=-30°С і відносній вологості повітря камери φк=0.9 передбачається замороження продуктів.

В якості холодильного агенту був прийнятий R744 (CO_2). За даними і проведеним тепловим розрахунком підібрані пропанові компресора фірми BOCK, теплообмінне обладнання фірми Alfa-Laval. Також було проведено порівняльний термодинамічний аналіз з двохступеневою системою на R717. Показано, що бустерна транскритична система на R744 програє системі на R717 показниками термодинамічної досконалості на 12%.

Ключові слова: розподільчий холодильник – холодильна система – R744 – аміак

ABSTRACT

The qualification thesis consists of: 123 pages of text, 23 figures, 81 tables, and 20 references to literary sources. The work addresses the task of designing a distribution cold storage facility with a capacity of 1950 tons in Mykolaiv.

The cold storage building is single-story, with chamber height of 6 m and a column grid of 6×6 m.

- Three chambers with a temperature regime of tc=−20°C and relative humidity φc=0.9 are intended for long-term storage of frozen meat.
- Two chambers with a temperature regime of tc=−30°C and relative humidity φc=0.9 are designed for product freezing.
- One chamber is designated for universal storage with a temperature regime of tc=0÷−20°C.
- Additionally, there is a chamber for freezing and storing packaged butter, as well as a chamber for storing frozen goods, both with a temperature regime of tc=0÷−20°C.

The refrigerant adopted is R744 (CO_2). Based on thermal calculations, propane compressors manufactured by BOCK and heat-exchange equipment by Alfa-Laval were selected. A comparative thermodynamic analysis was also conducted with a two-stage system using R717. It was shown that the booster transcritical system with R744 is inferior to the R717 system in terms of thermodynamic efficiency by 12%.

Key words: distribution cold storage, refrigeration system, R744, ammonia.

Зміст

Анотація 4

Вступ..... 6

1. Теоретична частина 9
2. Техніко-економічне обґрунтування проекту..... 39
3. Попереднє планування холодильника 46
4. Розрахунок ізоляції огороджень..... 56
5. Розрахунок теплопритоків в охолоджуване приміщення..... 64
6. Тепловий розрахунок та підбір обладнання..... 87
7. Розрахунок повітроохолоджувача..... 101
8. Розрахунок конденсатора та підбір ресиверів 107
9. Розрахунок діаметрів трубопроводів..... 110
10. Охорона праці..... 112

Список використаних джерел……...123

Вступ

Розподільчі холодильники є важливою складовою сучасної системи зберігання та постачання харчових продуктів. Вони призначені для забезпечення необхідних температурних режимів під час приймання, охолодження, заморожування, тривалого зберігання та розподілу швидкопсувної продукції. Використання штучного холоду дозволяє значно зменшити втрати продукції, зберегти її якість і безпечність, а також забезпечити безперебійне постачання продуктів до торговельної мережі та підприємств громадського харчування.

У сучасних умовах розвиток холодильного господарства має важливе значення для забезпечення продовольчої безпеки країни. Особливу роль відіграють розподільчі холодильники, які дозволяють створювати резерви харчової продукції, компенсувати сезонність виробництва та підтримувати стабільність постачання споживачів. Застосування енергоефективних холодильних систем сприяє зменшенню експлуатаційних витрат і підвищенню економічної ефективності підприємств.

Холодильні технології широко застосовуються у м’ясній, молочній, рибній, овочевій та переробній промисловості, а також у сфері транспортування та логістики харчових продуктів. Використання сучасних розподільчих холодильників забезпечує дотримання технологічних вимог під час зберігання продукції на всіх етапах логістичного ланцюга — від виробника до кінцевого споживача.

Для забезпечення належної якості швидкопсувних продуктів холодильні установки повинні підтримувати відповідні температурні режими. Для охолоджених продуктів температура зберігання зазвичай становить від 0 до +2°C, для заморожених — від −18 до −25°C, а в камерах швидкого заморожування температура може досягати −35…−40°C. Дотримання необхідних температурних параметрів дозволяє мінімізувати втрати маси продукції, уповільнити мікробіологічні та біохімічні процеси й забезпечити тривалий термін зберігання продуктів.

Холодильна техніка є однією з найбільш енергоємних галузей сучасної промисловості, тому особлива увага приділяється впровадженню енергоефективних технологій, автоматизації процесів та підвищенню ефективності холодильних систем. У сучасних розподільчих холодильниках широко застосовуються автоматизовані системи керування, енергоощадне компресорне обладнання, сучасні теплообмінні апарати та системи контролю температурних режимів, що дозволяє знизити експлуатаційні витрати та забезпечити надійність роботи обладнання.

Штучний холод сьогодні широко використовується у харчовій, хімічній, фармацевтичній та переробній промисловості, у сфері торгівлі, логістики, кондиціювання повітря та транспортних перевезень. Особливо важливе значення холодильні системи мають для розподільчих холодильників, які забезпечують накопичення, зберігання та безперебійне постачання швидкопсувної продукції споживачам. Розвиток холодильного машинобудування, удосконалення конструкцій обладнання та впровадження сучасних систем автоматизації дозволяють значно підвищити ефективність холодопостачання.

Актуальність розвитку холодильного господарства в Україні обумовлена необхідністю забезпечення продовольчої безпеки держави та впровадження сучасних енергоефективних технологій відповідно до європейських стандартів. Процес інтеграції України до європейського економічного простору потребує модернізації логістичної інфраструктури, розвитку складських холодильних комплексів та забезпечення належних умов зберігання харчової продукції.

Індустрія HVAC&R (Heating, Ventilation, Air Conditioning and Refrigeration) є важливою складовою економіки, оскільки забезпечує стабільність технологічних процесів у сільському господарстві, харчовій промисловості, транспорті, торгівлі та інших галузях. Використання сучасних холодильних систем сприяє зниженню втрат продукції, підвищенню енергоефективності підприємств та зменшенню негативного впливу на навколишнє середовище.

Однією з ключових функцій розподільчих холодильників є створення резервних запасів харчової продукції та компенсація сезонних коливань

виробництва і споживання. Необхідність тривалого зберігання продуктів обумовлена нерівномірністю постачання сировини, значними відстанями між виробниками та споживачами, а також потребою забезпечення стабільного постачання торговельних мереж і підприємств громадського харчування.

Сучасні технології охолодження та заморожування дозволяють ефективно контролювати фізико-хімічні та мікробіологічні процеси, що відбуваються у харчових продуктах під час зберігання. Завдяки підтриманню необхідних температурних режимів холодильна технологія залишається найбільш універсальним і надійним способом забезпечення якості та безпечності швидкопсувної продукції.

Рис.1 Фнкціональна схема холодильного господарства агропромислового комплексу

Останім часом у світовій практиці виробництва замороженої харчової продукції широкого розповсюдження набуло інгредієнти кріостабілізуючої дії, здатні впливати на кристалоутворення вологи та, як наслідок, функціонально-технологічні властивості м'ясо та м'ясної продукції. Аналітично доведено доцільність їх використання у вигляді композиції кріостабілізуючої дії (ККД) для підвищення ефективності дії. Науковцями доведено позитивний вплив деяких з них на перебіг фізико-хімічних та інших процесів у м'ясній сировині, але існуючі дослідження не мають системного характеру й не охоплюють усього кола питань щодо наукового обґрунтування їх використання.

1. Теоретична частина

1.1 Історичні відомості

Останніми роками у світовій практиці виробництва заморожених харчових продуктів значна увага приділяється застосуванню сучасних технологій кріостабілізації, які дозволяють покращити якість продукції під час заморожування та подальшого зберігання. Особливого поширення набули інгредієнти кріостабілізуючої дії, здатні впливати на процеси кристалоутворення вологи в харчових продуктах, що безпосередньо визначає їх структурно-механічні та функціонально-технологічні властивості. Використання композицій кріостабілізуючої дії дозволяє зменшити втрати вологи, покращити текстуру продукції та підвищити стабільність її якості під час тривалого зберігання.

Наукові дослідження підтверджують позитивний вплив сучасних технологій заморожування на перебіг фізико-хімічних і біохімічних процесів у харчовій сировині. Разом із тим питання удосконалення технологій холодильної обробки та підвищення енергоефективності холодильних систем залишаються актуальними й потребують подальшого розвитку.

Історія розвитку холодильної техніки налічує кілька тисячоліть. Ще в давнину люди використовували природний лід та сніг для охолодження продуктів і збереження їх якості. Лід заготовляли в зимовий період та зберігали у спеціальних льодовнях для подальшого використання в теплу пору року. Такий спосіб охолодження став основою розвитку перших систем зберігання харчових продуктів.

Промислове використання природного льоду почало активно розвиватися на початку XIX століття. У 1806 році американський підприємець Фредерік Тюдор організував масштабне постачання льоду з північних регіонів США до країн із теплим кліматом. Це стало одним із перших етапів формування промислової холодильної галузі. Проте використання природного льоду мало суттєві недоліки:

значні втрати під час транспортування, необхідність постійного оновлення запасів та складність підтримання стабільної температури.

Подальший розвиток холодильної техніки був пов’язаний зі створенням перших механічних холодильних машин. У другій половині XIX століття були розроблені компресійні холодильні установки, які стали основою сучасних систем холодопостачання. Значний внесок у розвиток холодильної техніки зробили Джеймс Гаррісон та Даніель Світ, які продемонстрували принцип роботи механічного охолодження на міжнародній виставці в Лондоні у 1862 році.

На ранніх етапах розвитку холодильних машин як холодоагенти використовували аміак, діоксид сірки та хлористий метил. Незважаючи на високу ефективність, ці речовини були токсичними та небезпечними для людини. У 1928 році групою американських учених під керівництвом Томаса Мідглі були розроблені хлорфторвуглецеві холодоагенти (ХФВ), які тривалий час вважалися безпечними та широко застосовувалися у холодильній техніці.

У 1970-х роках було встановлено негативний вплив ХФВ на озоновий шар атмосфери. Після підписання Монреальського протоколу холодильна промисловість розпочала перехід до екологічно безпечніших холодоагентів. Сучасні холодильні системи дедалі частіше використовують природні холодоагенти — аміак, діоксид вуглецю (CO_2), пропан та ізобутан, які мають мінімальний вплив на довкілля та відповідають сучасним екологічним вимогам.

Сьогодні холодильна техніка є невід’ємною складовою харчової промисловості, логістики та систем розподілу продуктів харчування. Особливу роль відіграють розподільчі холодильники, які забезпечують тривале зберігання продукції, підтримання безперервного холодового ланцюга та формування резервних запасів продовольства.

Сучасний етап розвитку холодильних систем характеризується впровадженням енергоефективних технологій, автоматизованих систем керування та екологічно безпечних холодоагентів. Основними напрямами розвитку галузі є зниження енергоспоживання, підвищення надійності обладнання, мінімізація

впливу на навколишнє середовище та забезпечення високої якості зберігання харчових продуктів.

1.2 Класифікація систем холодопостачання.

Розподільчі холодильники призначені для забезпечення безперебійного та рівномірного постачання населення харчовими продуктами протягом року. Такі холодильні комплекси розміщують переважно у великих містах, промислових центрах, транспортно-логістичних вузлах та поблизу підприємств харчової промисловості. Основним призначенням розподільчих холодильників є накопичення резервних запасів продукції, її тривале зберігання та подальший розподіл між споживачами.

На розподільчі холодильники продукція надходить із виробничих, заготівельних або транспортних холодильників в охолодженому чи замороженому стані. У зв'язку з цим основну частину холодильних камер використовують для зберігання охолоджених і заморожених продуктів. Тривалість зберігання може становити від кількох тижнів до 3–6 місяців і більше, залежно від виду продукції та температурного режиму.

Для продукції, температура якої підвищилася під час транспортування або перевантаження, у складі холодильника передбачають спеціальні камери доохолодження та доморожування. Це дозволяє підтримувати необхідний температурний режим і забезпечувати якість продукції на всіх етапах логістичного процесу.

Місткість розподільчих холодильників зазвичай становить від 500 до 15000 т, а для великих логістичних комплексів може досягати 30000–35000т. Проєктований холодильник місткістю 1950 т належить до категорії середніх розподільчих холодильників і призначений для зберігання широкого асортименту швидкопсувної продукції.

За призначенням розподільчі холодильники поділяють на універсальні та спеціалізовані. Універсальні холодильники забезпечують зберігання різних видів харчових продуктів, тоді як спеціалізовані призначені для окремих груп продукції

— м’яса, риби, молочних продуктів, фруктів або овочів. У сучасній практиці розподільчі холодильники часто входять до складу холодокомбінатів, які можуть включати цехи заморожування, фасування, виробництва льоду або морозива, а також допоміжні технологічні дільниці.

Системи холодопостачання розподільчих холодильників можуть бути централізованими або децентралізованими. При централізованій схемі холод виробляється на єдиній холодильній станції та розподіляється між споживачами через систему трубопроводів. Децентралізовані системи передбачають використання окремих холодильних установок для різних груп камер або технологічних процесів.

Під час проєктування систем холодопостачання особливу увагу приділяють забезпеченню енергоефективності, надійності та мінімізації втрат холоду. Одним із основних принципів є максимальне наближення джерела холоду до споживачів, що дозволяє зменшити теплові втрати та скоротити витрати електроенергії на транспортування холодоносія. Сучасні системи холодопостачання також оснащуються автоматизованими системами контролю та регулювання температурних режимів, що забезпечує стабільну та безпечну експлуатацію холодильного комплексу.

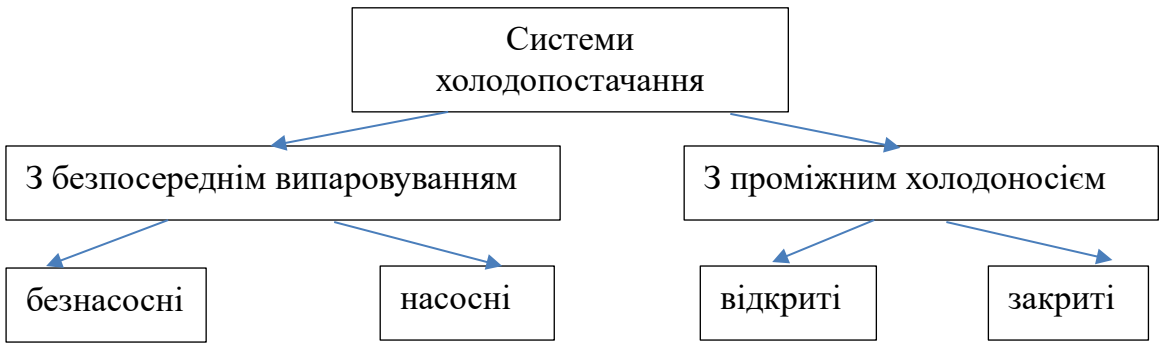

Рис.2 Классифікація систем холодопостачання.

За способом відведення теплоти системи холодопостачання поділяються на два основні типи:

1. Системи холодопостачання з безпосереднім випаровуванням холодоагенту;
2. Системи холодопостачання з проміжним холодоносієм (розсільні системи).

Крім того, у практиці проєктування холодильних установок застосовуються комбіновані схеми, у яких частина споживачів охолоджується безпосереднім випаровуванням холодоагенту, а інша частина — за допомогою проміжного холодоносія. Такі рішення дозволяють поєднати високу енергоефективність безпосереднього охолодження з безпечністю та гнучкістю розсільних систем.

Системи з безпосереднім випаровуванням холодоагенту характеризуються тим, що холодоагент кипить безпосередньо у випарниках технологічного обладнання або камер охолодження. Такі системи можуть бути як із насосною подачею холодоагенту, так і з гравітаційною (безнасосною) циркуляцією. Вибір схеми залежить від типу холодильного агента, параметрів системи, взаємного розташування холодильного обладнання та споживачів холоду.

Основними перевагами систем безпосереднього охолодження є:

- висока енергоефективність;
- менші температурні втрати;
- компактність системи;
- зниження витрат електроенергії.

Такі системи широко використовуються у розподільчих холодильниках, морозильних камерах та камерах швидкого заморожування.

Системи холодопостачання з проміжним холодоносієм передбачають використання спеціальної рідини (розсолу, гліколевого розчину або іншого холодоносія), яка охолоджується у випарнику холодильного агрегату та циркулює між джерелом холоду і споживачами. Такі системи можуть виконуватись за відкритою або закритою схемою циркуляції.

Основними перевагами систем із проміжним холодоносієм є:

- підвищена безпечність експлуатації;
- можливість централізованого холодопостачання;
- зменшення кількості холодоагенту в робочих приміщеннях;
- зручність обслуговування великих холодильних комплексів.

У харчовій промисловості застосовується значна кількість схем подачі холодоагенту залежно від технологічного процесу та типу продукції. Найбільш поширеними є:

- прямоточні системи;
- системи з паралельною або послідовною подачею холодоагенту;
- системи з верхньою або нижньою подачею;
- схеми з віддільниками рідини;
- системи з пароперегрівом і паросушінням.

У хімічній та нафтохімічній промисловості системи холодопостачання відрізняються значно більшою холодопродуктивністю, широким діапазоном температур та різноманітністю застосовуваних холодоагентів.

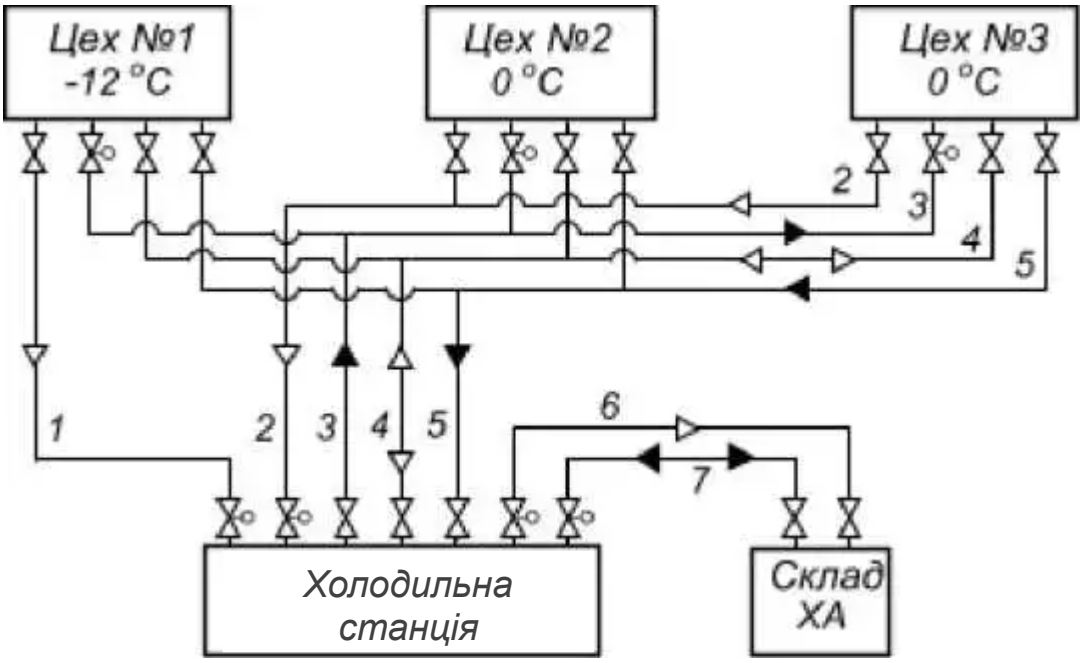

Рис.3 Принципова схема взаємозв'язку холодильної станції з технологічними цехами при використанні холоду двох параметрах

Для розподільчих холодильників найбільш доцільним є використання систем безпосереднього випаровування холодоагенту, оскільки вони забезпечують високу ефективність охолодження камер зберігання, мінімальні теплові втрати та економічність експлуатації. Принципова схема такої системи передбачає взаємозв’язок холодильної станції з камерами охолодження та

заморожування через систему трубопроводів, якими здійснюється подача рідкого холодоагенту до випарників та відведення пари до компресорного обладнання.

У розглянутій схемі холодопостачання окремі споживачі холоду працюють при різних температурних режимах. Так, технологічний цех №1 споживає холод із температурою кипіння холодоагенту −12 °С, а цехи №2 та №3 — холод із температурою близько 0 °С. Такий поділ дозволяє забезпечити оптимальні умови для різних технологічних процесів та підвищити ефективність використання холодильного обладнання.

При даній схемі холодопостачання на холодильній станції встановлюються компресорно-конденсаторні агрегати, а функцію випарників виконують безпосередньо технологічні апарати або повітроохолоджувачі, розташовані у виробничих цехах та холодильних камерах.

Система трубопроводів забезпечує циркуляцію холодоагенту між холодильною станцією та споживачами холоду:

- трубопровід 1 призначений для відсмоктування парів холодоагенту з температурою кипіння −12 °С до компресорів холодильної станції;
- трубопровід 2 використовується для відведення парів холодоагенту з температурою кипіння 0 °С;
- трубопровід 3 служить для подачі рідкого холодоагенту до споживачів холоду. Його діаметр визначається за результатами теплового та гідравлічного розрахунків;
- трубопровід 4 використовується для виконання допоміжних операцій — відсмоктування парів, передавлювання рідкого холодоагенту та проведення технологічного обслуговування системи;
- трубопровід 5 призначений для відведення рідкого холодоагенту або флегми з апаратів та ємностей системи;
- трубопровід 6 застосовується у випадках, коли склад холодоагенту не оснащений окремим компресором. Через нього подають пари високого тиску для передавлювання рідкого холодоагенту;
- трубопровід 7 забезпечує подачу рідкого холодоагенту зі складу до холодильної станції та його повернення.

Для конденсації холодоагенту на холодильній станції, як правило, встановлюється централізований блок конденсаторів із єдиною системою

водопостачання та збору конденсату. Така схема дозволяє забезпечити стабільні параметри рідкого холодоагенту та здійснювати його подачу до всіх споживачів через загальну систему трубопроводів незалежно від температурного режиму окремих камер або технологічних процесів.

Для сучасних розподільчих холодильників подібна централізована схема холодопостачання є найбільш ефективною, оскільки забезпечує:

- надійність роботи системи;
- зручність експлуатації та обслуговування;
- зниження енергетичних витрат;
- можливість автоматичного регулювання режимів роботи;
- стабільне підтримання температур у холодильних камерах зберігання продукції.

Охолодження за допомогою проміжних холодоносіїв

При цій схемі на станції встановлюються, як правило, повністю агрегатовані холодильні машини. Холодоагент не виходить за межі станції, що підвищує надійність і безпеку системи. Холод споживачеві транспортується за допомогою проміжного холодоносія.

Зв'язок холодильної станції з цехами в залежності від числа використовуваних параметрів холоду здійснюється по 2-3 трубопроводах.

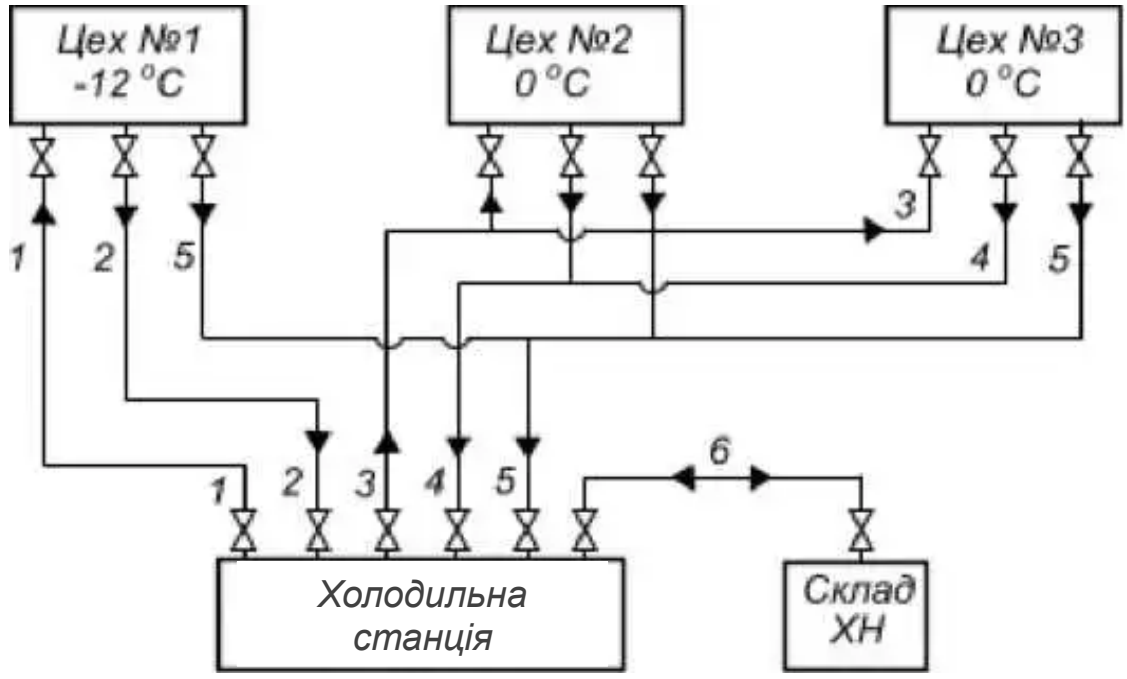

Рис.4 Схема трубопровідної зв'язку цехів з холодильною станцією при холод постачанні за допомогою проміжних холодоносіїв

У системах холодопостачання з проміжним холодоносієм холодильна станція та споживачі холоду взаємодіють через замкнену систему циркуляції охолоджувальної рідини. Як холодоносій можуть використовуватись розсоли, водні розчини гліколів або вода залежно від необхідного температурного режиму та умов експлуатації системи.

У розглянутій схемі холодопостачання передбачено декілька контурів циркуляції холодоносія для споживачів із різними температурними режимами. Робота системи здійснюється наступним чином:

* по трубопроводах 1 і 3 холодоносій із температурою −12 °С та 0 °С подається до технологічних апаратів, повітроохолоджувачів або інших споживачів холоду;

* по трубопроводах 2 і 4 нагрітий у процесі теплообміну холодоносій повертається до холодильної станції для повторного охолодження у випарниках холодильних машин. Під час проходження через споживачів температура холодоносія зазвичай підвищується на 3–5 °С;

* трубопровід 5 призначений для аварійного або технологічного зливу холодоносія під час спорожнення системи, ремонтних робіт або переливу;

* по трубопроводу 6 холодоносій насосами подається зі складу або резервної ємності до холодильної станції та у зворотному напрямку.

У випадку використання води як холодоносія окремий зливний трубопровід, як правило, не передбачається, оскільки вода може відводитись безпосередньо до системи каналізації відповідно до технічних умов експлуатації.

Циркуляція холодоносія в системі може здійснюватися за:

* закритою схемою, при якій холодоносій постійно циркулює в герметичному контурі;

* відкритою схемою з розривом струменя, що застосовується у спеціальних технологічних процесах або системах із відкритими місткостями.

Системи холодопостачання з проміжним холодоносієм широко застосовуються у великих холодильних комплексах та розподільчих холодильниках завдяки підвищеній безпечності та можливості централізованого забезпечення холодом значної кількості споживачів. Основною перевагою таких систем є зменшення кількості холодоагенту, що знаходиться безпосередньо у виробничих та складських приміщеннях, що підвищує рівень експлуатаційної безпеки об'єкта.

Схеми систем холод постачання з проміжним холодоносієм

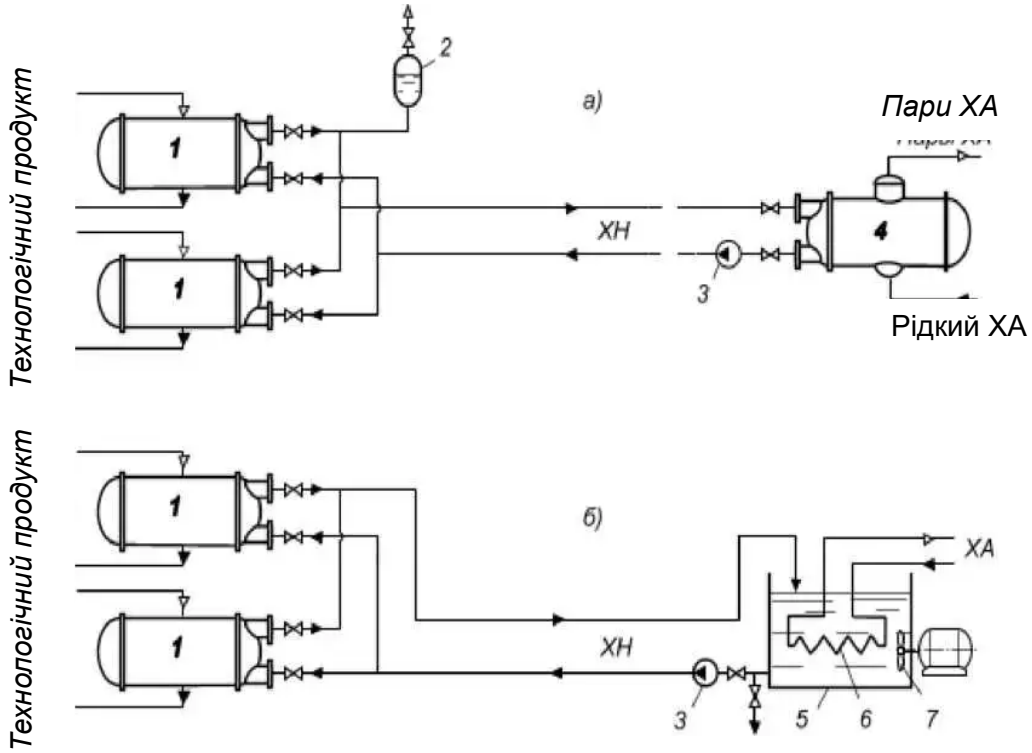

Рис5. а - схема закрита; б - схема відкрита (з розривом струменя); 1 - технологічні апарати (споживачі холоду); 2 - розширювальний бак; 3 - циркуляційні насоси холодоносія (ХН); 4 - Кожухотрубний випарник холодильної машини; 5 - резервуар панельного випарника; 6 - панель випарника; 7 - мішалка

Системи холодопостачання відкритого типу є більш зручними в експлуатації порівняно із закритими системами, особливо у випадках, коли в якості холодоносія використовується вода. Відкриті схеми забезпечують простоту обслуговування, полегшують контроль стану холодоносія та дозволяють ефективніше використовувати природні джерела охолодження.

Використання води як холодоносія у відкритих системах має ряд переваг. У зимовий період для охолодження технологічного обладнання може використовуватись природна вода з температурою 4–6 °С, після чого нагріта вода направляється до системи оборотного водопостачання підприємства. Такий підхід дозволяє суттєво знизити енергетичні витрати на виробництво холоду.

Крім того, природну воду доцільно використовувати для охолодження компресорів та конденсаторів холодильних машин, оскільки її температура зазвичай на 5–10 °С нижча за температуру зворотної води в оборотних системах. Це сприяє підвищенню ефективності роботи холодильного обладнання та зменшенню споживання електроенергії.

Для транспортування холоду з від'ємними температурами як холодоносії широко використовують водні розчини солей або гліколів. Найбільш поширеними є розчини хлориду натрію (NaCl) та хлориду кальцію ($CaCl_2$). У зв'язку з цим системи з проміжним холодоносієм часто називають розсільними системами холодопостачання.

У схемах холодопостачання передбачається встановлення необхідної запірної та регулюючої арматури. При проєктуванні систем прагнуть до мінімізації кількості арматури з метою зменшення гідравлічних втрат, спрощення експлуатації та підвищення надійності системи.

Діаметри основних трубопроводів визначаються за результатами гідравлічного розрахунку з урахуванням витрати холодоносія, допустимих швидкостей руху та втрат тиску. Діаметри допоміжних трубопроводів зазвичай приймають у межах 50–100 мм. Для систем із горючими або вибухонебезпечними холодоносіями діаметри аварійних та допоміжних трубопроводів рекомендується збільшувати з метою підвищення безпеки експлуатації.

Переваги та недоліки систем холодопостачання

Системи з безпосереднім випаровуванням холодоагенту

До основних переваг систем безпосереднього охолодження належать:

- висока термодинамічна та енергетична ефективність;
- можливість отримання холоду на різних температурних рівнях;

- швидке досягнення необхідних температурних режимів;
- відносна простота конструкції та менша вартість обладнання;
- компактність системи та зниження теплових втрат.

Недоліками таких систем є:

- небезпека потрапляння холодоагенту у виробничі або складські приміщення при порушенні герметичності;
- необхідність використання значної кількості холодоагенту;
- підвищені вимоги до безпеки при застосуванні горючих або токсичних холодоагентів.

Системи з проміжним холодоносієм

Розсільні системи холодопостачання застосовують у випадках, коли використання безпосереднього випаровування холодоагенту є недоцільним з міркувань безпеки або економічної ефективності.

Основними перевагами таких систем є:

- підвищена безпечність для персоналу та продукції;
- можливість розміщення споживачів холоду на значній відстані від холодильної станції;
- можливість акумулювання холоду;
- зручність регулювання температурних режимів і холодоспоживання;
- зменшення кількості холодоагенту у виробничих приміщеннях.

До недоліків систем із проміжним холодоносієм належать:

- нижча термодинамічна ефективність порівняно з системами безпосереднього охолодження;
- підвищена інерційність системи;
- корозійний вплив розсолів на трубопроводи та обладнання;
- додаткові капітальні витрати на насоси, теплообмінники та допоміжне обладнання;
- збільшення експлуатаційних витрат на циркуляцію холодоносія та технічне обслуговування системи.

Для розподільчих холодильників вибір схеми холодопостачання здійснюється з урахуванням температурних режимів зберігання продукції, вимог безпеки, енергоефективності та економічної доцільності експлуатації холодильного комплексу.

1.3 Огляд компаній у сфері холодопостачання та сучасних рішень

Сучасний розвиток холодильного господарства нерозривно пов’язаний із діяльністю великих логістичних та холодильних компаній, які забезпечують зберігання, обробку та транспортування швидкопсувної продукції. Одним із прикладів таких підприємств є компанія PAGO, що спеціалізується на комплексному логістичному обслуговуванні заморожених харчових продуктів.

Компанія здійснює розвиток мережі розподільчих холодильників та логістичних центрів, орієнтуючись на забезпечення максимальної доступності холодильних потужностей для клієнтів. Основною концепцією роботи є створення ефективного холодового ланцюга, при якому відстань між виробником та найближчим холодильним комплексом є мінімальною, що дозволяє скоротити транспортні витрати та зменшити ризики порушення температурного режиму.

До складу послуг компанії входить повний комплекс операцій із забезпечення логістики замороженої продукції:

- приймання продукції з виробничих ліній;
- холодильне зберігання;
- комплектація замовлень;
- перепакування та маркування продукції;
- формування транспортних партій;
- доставка продукції кінцевому споживачу;
- організація безперервного холодового ланцюга.

Особливу увагу компанія приділяє розвитку сучасних холодильних комплексів та впровадженню енергоефективних технологій. Холодильні потужності компанії включають:

- понад 130 тис. палетних місць для зберігання замороженої продукції;
- мережу розподільчих холодильників і морозильних складів;
- морозильні камери та тунелі швидкого заморожування;
- системи автоматизованого контролю температури та логістики.

Морозильні тунелі забезпечують інтенсивне заморожування продукції з температурою до −40 °C, а тривале зберігання здійснюється при температурах близько −26 °C. Це дозволяє підтримувати високу якість продукції та мінімізувати втрати під час зберігання і транспортування.

На холодильних складах компанії зберігаються:

- заморожені овочі, фрукти та ягоди;
- м’ясна продукція;
- напівфабрикати та готові страви;
- морозиво;
- хлібобулочні вироби;
- молочна продукція;
- фруктові концентрати та інші швидкопсувні продукти.

Рис.6 Складські приміщення холодильника

Досвід сучасних логістичних компаній свідчить про важливість використання високоефективних розподільчих холодильників, автоматизованих систем управління та енергоощадних технологій. Саме такі підходи забезпечують стабільність холодового ланцюга, зменшення експлуатаційних витрат та підвищення ефективності зберігання харчової продукції.

Транспортні та логістичні послуги у сфері холодильного зберігання

Одним із важливих напрямів діяльності сучасних холодильних логістичних компаній є організація транспортування швидкопсувної продукції з дотриманням безперервного холодового ланцюга. Компанія PAGO постійно розширює свої складські та транспортні потужності. Починаючи з 2008 року, місткість холодильних складів компанії збільшилась більш ніж на 60 тис. палетних місць, а загальний потенціал зберігання перевищив 130 тис. палет.

Комплекс логістичних послуг компанії охоплює всі етапи руху продукції:

- приймання продукції з виробництва;
- холодильне та морозильне зберігання;
- фасування і перепакування;
- маркування продукції;
- комплектацію замовлень;
- експедицію та транспортне обслуговування;
- доставку продукції кінцевим споживачам.

Особлива увага приділяється транспортуванню продукції, яка потребує суворого дотримання температурного режиму. Компанія забезпечує перевезення:

- охолодженого м’яса;
- замороженої м’ясної продукції;
- молочних продуктів;
- охолоджених та заморожених овочів і фруктів;
- готових заморожених продуктів.

Для транспортування свіжого м’яса використовуються спеціалізовані рефрижераторні транспортні засоби, обладнані системами підвісу туш та м’ясних напівтуш у вертикальному положенні.

Сучасні розподільчі холодильники

Розподільчі холодильники компанії PAGO оснащені сучасними морозильними тунелями продуктивністю до 60 т продукції на добу, а також великою кількістю автоматизованих навантажувальних доків. Важливою

особливістю таких комплексів є високий рівень автоматизації складських процесів.

У сучасних холодильних комплексах застосовуються:

- автоматизовані системи управління складом (WMS);
- програмне забезпечення для контролю логістичних операцій;
- системи радіочастотної ідентифікації та мобільні термінали;
- адресне зберігання продукції з точністю до окремого палета або коробки;
- автоматизований облік продукції за принципами FIFO, LIFO та FEFO;
- пересувні стелажні системи високого складування.

Усі холодильні комплекси відповідають міжнародним вимогам безпеки та якості, включаючи стандарти HACCP, GMP та GHP, а також перебувають під постійним ветеринарним і санітарним контролем.

Приклади сучасних холодильних складів

Сучасні розподільчі холодильники широко використовуються у складі оптово-розподільчих центрів. Одним із прикладів є холодильні склади, побудовані компанією Енола для оптово-розподільчого комплексу. До складу комплексу входять:

- низькотемпературний склад одночасного зберігання продукції місткістю 700 т при температурі −24 °C;
- середньотемпературний склад місткістю 400 т із температурним режимом від −5 до +8 °C;
- охолоджувані автомобільні пандуси з температурою близько +8 °C.

Усі системи холодильного комплексу автоматизовані та керуються за допомогою комп’ютеризованих систем моніторингу, включаючи дистанційний контроль через мережу Інтернет.

Ще одним прикладом сучасного розподільчого холодильника є складський комплекс компанії Інсолар-Холод у місті Львів. Холодильник включає:

- низькотемпературні камери для зберігання заморожених продуктів при температурі −18 °C;
- середньотемпературні камери з температурними режимами 0 °C та +5 °C;
- багатоповерхову систему зберігання;
- автоматизовані системи відтаювання та дренажу.

Повітроохолоджувачі в камерах розміщуються під стелею для забезпечення рівномірного розподілу температури. Для низькотемпературних камер у дренажних трубопроводах застосовуються електричні нагрівальні елементи, що запобігають замерзанню конденсату під час роботи системи відтаювання.

Досвід сучасних холодильних комплексів демонструє тенденцію до впровадження високого рівня автоматизації, енергоефективних технологій та сучасних систем управління холодопостачанням, що є важливим напрямом розвитку розподільчих холодильників.

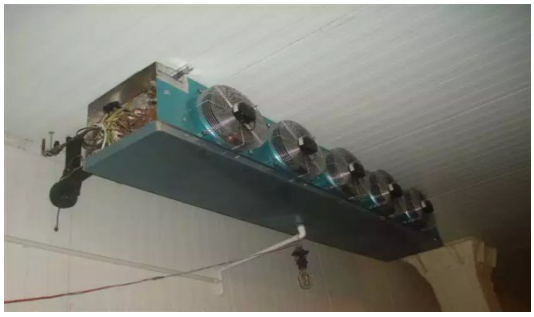

Рис.7 Повітроохолоджувач в камері

Управління холодильних машин здійснюється зі щітів управління, розміщеніх у пріміщеннях компресорних №1 и №2.

Рис.8 Компресорне відділення

Для оперативного контролю і зміни параметрів настройки роботи холодильних машин перед дверима холодильних камер встановлені виносні

пульти управління повітроохолоджувачів. Крім цього встановлено систему моніторингу температурних параметрів холодильних камер і роботи холодильних машин, яка дозволяє здійснювати безперервний контроль у всіх камерах з можливістю видачі сигналу аварії на пульт оператора, а також дистанційно - по каналу GSM

1.4 Основні показники

Місткість та сучасні конструктивні особливості CO_2-холодильників

Основним показником, що характеризує холодильник, є його місткість. Місткість холодильника визначається масою продукції, яку можна одночасно зберігати в охолоджуваних камерах, і виражається у тоннах вантажу.

Залежно від фізичних властивостей продуктів, їх щільності, способу пакування та укладання, однакова за масою продукція займає різний об’єм камер. Наприклад, морожене м’ясо у четвертинах потребує значно більшого корисного об’єму, ніж фасовані жири, молочна продукція або упаковані харчові товари. Тому для уніфікації оцінки холодильників використовується поняття умовної місткості.

Умовною місткістю холодильника називають масу вантажу, яку можна одночасно розмістити в камерах за умови їх заповнення мороженим м’ясом I категорії стандартного розбирання. Нормативне завантаження при цьому становить приблизно 0,35 т на 1 м³ вантажного об’єму камери.

За умовною місткістю холодильники поділяють на такі групи:

дрібні — до 10 т;

малі — до 500 т;

середні — до 5000 т;

великі — понад 5000 т.

Місткість побутових холодильників характеризується внутрішнім корисним об’ємом, який вимірюється у літрах. Сучасні побутові холодильники мають об’єм переважно в межах 100–600 л залежно від конструктивного виконання та функціонального призначення.

Для сучасних промислових холодильників, особливо систем на природному холодоагенті R744 (CO_2), характерним є застосування низькотемпературних режимів зберігання. У морозильних камерах підтримуються температури від –30 до –40 °C, у камерах зберігання замороженої продукції — близько –18…–25 °C, а в камерах охолодження та короткострокового зберігання — від 0 до +4 °C. Для торговельних холодильних систем характерним є підтримання температур, близьких до 0 °C, що забезпечує збереження якості продукції при короткочасному зберіганні.

Сучасні холодильники оснащуються високоефективними теплоізоляційними конструкціями, які мінімізують теплопритоки з навколишнього середовища. Зовнішні огороджувальні конструкції — стіни, підлога та покриття — виконуються із застосуванням багатошарових сендвіч-панелей з ефективними теплоізоляційними матеріалами, зокрема пінополіуретаном (PUR) або поліізоціануратом (PIR). Особлива увага приділяється забезпеченню пароізоляції та герметичності конструкцій для запобігання конденсації вологи та утворенню теплових мостів.

У сучасних холодильниках практично не застосовуються віконні прорізи в охолоджуваних приміщеннях, оскільки вони суттєво збільшують теплопритоки та погіршують енергоефективність системи.

За об’ємно-планувальними рішеннями холодильники поділяють на одноповерхові та багатоповерхові.

Одноповерхові холодильники

Одноповерхові холодильники отримали найбільше поширення у сучасній практиці промислового холодопостачання, особливо у логістичних центрах, складських комплексах та підприємствах харчової промисловості. Основною перевагою таких холодильників є можливість ефективної організації вантажних операцій та застосування автоматизованих систем складування.

Конструкція одноповерхових холодильників дозволяє передавати основне навантаження безпосередньо на ґрунт, що забезпечує можливість значного

збільшення висоти складування продукції. У сучасних автоматизованих холодильних складах висота камер може досягати 12–40 м при використанні висотних стелажних систем та роботизованих засобів обробки вантажів.

Для холодильників на CO_2 характерним є впровадження енергоефективних технологій, серед яких:

- транскритичні booster-системи;
- паралельне стиснення;
- мультиежекторні блоки;
- рекуперація теплоти;
- інтелектуальні системи керування;
- частотне регулювання компресорів і вентиляторів.

Застосування таких рішень дозволяє істотно знизити питомі витрати електроенергії та підвищити енергетичну ефективність холодильних установок.

Під низькотемпературними камерами передбачається захист ґрунту від промерзання шляхом електричного або рідинного підігріву основи підлоги. Це запобігає деформації фундаментів та забезпечує надійність експлуатації будівлі.

Перевагами одноповерхових холодильників є:

зручність механізації вантажних операцій;

можливість автоматизації складування;

висока швидкість логістичних процесів;

спрощення транспортування продукції;

можливість реалізації сучасних енергоефективних CO_2-систем.

До недоліків належать значна площа забудови та збільшена площа зовнішніх огороджень, що призводить до зростання теплопритоків. Однак застосування сучасних теплоізоляційних матеріалів та автоматизованих висотних складів дозволяє суттєво зменшити ці недоліки.

Багатоповерхові холодильники

Багатоповерхові холодильники являють собою каркасні залізобетонні споруди з міжповерховими перекриттями та багатошаровою теплоізоляцією

зовнішнього контуру. Такі холодильники використовуються переважно в умовах щільної міської забудови або при обмеженій площі земельної ділянки.

Навантаження від продукції та конструкцій передається через систему колон і фундаментів на основу будівлі. Висота поверхів зазвичай становить 4,5–6 м, а розрахункові навантаження на перекриття можуть перевищувати 3000 кг/м².

Недоліками багатоповерхових холодильників є:

- складність внутрішньої логістики;
- підвищена вартість будівництва;
- збільшення тривалості монтажних робіт;
- складність реалізації високоавтоматизованих систем складування.

Разом з тим багатоповерхові холодильники дозволяють суттєво зменшити площу забудови, що є важливим фактором для великих міст та портових логістичних центрів.

Сучасні тенденції розвитку холодильних комплексів орієнтовані на впровадження енергоефективних систем холодопостачання на природних холодоагентах, передусім CO_2 (R744), автоматизацію технологічних процесів, зменшення викидів парникових газів та підвищення екологічної безпеки холодильного обладнання.

Експлуатація сучасного холодильного обладнання на CO_2

Метою технічної експлуатації холодильних установок є забезпечення стабільного підтримання заданих температурно-вологісних режимів в охолоджуваних приміщеннях, а також гарантування надійної, енергоефективної та екологічно безпечної роботи холодильного обладнання.

Для сучасних холодильних систем на природному холодоагенті R744 (CO_2) основними завданнями експлуатації є:

* забезпечення безперервного та безаварійного функціонування установки;

* підтримання високої енергетичної ефективності;

* мінімізація експлуатаційних витрат;

* зниження питомого споживання електроенергії;

* забезпечення екологічної безпеки та відповідності міжнародним вимогам щодо скорочення викидів парникових газів.

Правильна організація технічної експлуатації холодильних установок повинна забезпечувати:

* надійність та довговічність обладнання;

* безпечні умови праці обслуговуючого персоналу;

* стабільність температурного режиму;

* своєчасне виявлення та усунення несправностей;

* оптимальну роботу компресорного та теплообмінного обладнання.

Важливою умовою ефективної експлуатації є наявність кваліфікованого персоналу, який володіє сучасними методами обслуговування CO_2-систем, принципами роботи транскритичних холодильних циклів, мультиежекторних блоків, систем паралельного стиснення та автоматизованих систем керування.

Обслуговуючий персонал повинен керуватися:

* технічною документацією виробника;

* регламентами технічного обслуговування;

* вимогами безпеки щодо роботи з високими тисками;

* інструкціями з експлуатації компресорного, насосного та теплообмінного обладнання;

* сучасними екологічними стандартами та нормативами.

Для забезпечення економічної та безпечної роботи холодильних установок необхідно:

* підтримувати оптимальні режими роботи системи;

* застосовувати сучасні системи автоматичного регулювання;

* контролювати параметри високого та низького тиску;

* здійснювати моніторинг температури, вологості та енергоспоживання;

* підтримувати чистоту поверхонь теплообміну;

* своєчасно проводити технічне обслуговування і планово-попереджувальний ремонт;

* вести електронні журнали експлуатації та системи дистанційного моніторингу.

У сучасних CO_2-холодильних системах широко застосовуються:

* частотні перетворювачі компресорів і вентиляторів;

* електронні розширювальні вентилі;

* системи дистанційного диспетчерського контролю;

* інтелектуальні алгоритми оптимізації енергоспоживання;

* автоматизовані системи виявлення витоків холодоагенту.

Особливу увагу приділяють забезпеченню безпечної роботи через високий робочий тиск CO_2-систем. Для цього використовуються:

* багаторівневі системи захисту;

* запобіжні клапани;

* аварійні системи скидання тиску;

* автоматичне резервування обладнання;

* системи аварійного відключення.

Температурно-вологісний режим

Підтримання оптимального температурно-вологісного режиму є одним із головних факторів ефективної експлуатації холодильних установок.

Підвищена вологість у холодильних камерах призводить до:

* збільшення теплового навантаження на систему;

* підвищення енергоспоживання компресорів;

* інтенсифікації утворення інею на поверхнях випарників;

* погіршення теплообміну;

* збільшення витрат на розморожування.

У низькотемпературних камерах надлишкова волога спричиняє утворення снігової «шуби» на поверхні випарників, що істотно знижує ефективність теплообміну та збільшує споживання електроенергії.

У сучасних холодильних системах для зменшення вологості та теплопритоків застосовують:

* герметичне пакування продукції;

* швидкодіючі автоматичні двері;

* повітряні завіси;

* системи рекуперації холоду;

* автоматичне керування циклами відтаювання;

* високоефективні системи вентиляції та осушення повітря.

Температурний режим повинен відповідати технологічним вимогам до зберігання продукції:

* для охолоджених продуктів: від 0 до +5 °C;

* для заморожених продуктів: –18 °C і нижче;

* для камер швидкого заморожування: до –35…–40 °C.

Підтримання надмірно низьких температур при відсутності технологічної необхідності призводить до необґрунтованого збільшення енергоспоживання. Тому сучасні системи автоматичного керування забезпечують адаптивне регулювання холодопродуктивності залежно від фактичного теплового навантаження.

Сучасні тенденції розвитку холодильного обладнання

Сучасний розвиток холодильних технологій характеризується активним впровадженням цифрових систем керування, автоматизації та енергоефективних рішень.

Одним із ключових напрямків є широке застосування холодильних систем на природному холодоагенті CO_2 (R744), що пов’язано з:

* екологічною безпечністю;

* нульовим потенціалом руйнування озонового шару;

* надзвичайно низьким потенціалом глобального потепління (GWP = 1);

* відповідністю міжнародним екологічним вимогам.

У сучасних холодильних установках активно використовуються:

* транскритичні booster-системи;
* паралельне стиснення;
* мультиежекторні технології;
* інтелектуальні системи керування;
* хмарні системи моніторингу;
* технології прогнозного сервісного обслуговування.

Застосування цифрових технологій дозволяє:
* оптимізувати енергоспоживання;
* здійснювати дистанційний контроль роботи системи;
* прогнозувати виникнення несправностей;
* підвищувати надійність експлуатації;
* зменшувати експлуатаційні витрати.

Сучасні системи автоматизації забезпечують безперервний моніторинг:
* температури;
* тисків;
* перегріву та переохолодження;
* споживаної потужності;
* коефіцієнта енергоефективності (COP);
* технічного стану компресорного обладнання.

Разом із перевагами високого рівня автоматизації існують і певні недоліки:
* підвищена вартість електронних компонентів;
* складність технічного обслуговування;
* необхідність висококваліфікованого персоналу;
* залежність від спеціалізованого програмного забезпечення.

Проте економія енергоресурсів, зменшення втрат продукції та підвищення надійності експлуатації повністю компенсують додаткові витрати на впровадження сучасних технологій.

Енергозбереження та оптимізація конструктивних елементів

Одним із важливих напрямків підвищення енергоефективності холодильних систем є зменшення теплопритоків через огороджувальні конструкції та дверні прорізи.

Дослідження показують, що значна частина тепловтрат у холодильних камерах пов’язана саме з відкриванням дверей. Для зменшення втрат холоду застосовують:

* швидкісні автоматичні ворота;

* багатошарові теплоізоляційні двері;

* повітряні завіси;

* тамбурні шлюзи;

* автоматичні системи закривання.

У сучасних холодильних комплексах широко використовуються високогерметичні дверні конструкції з багатоконтурними ущільненнями та підігрівом рам для запобігання утворенню конденсату.

Додатковими заходами енергозбереження є:

* використання LED-освітлення;

* застосування рекуперації теплоти;

* оптимізація режимів відтаювання;

* використання інверторних приводів;

* впровадження систем енергетичного менеджменту.

Комплексне застосування сучасних енергоефективних технологій у CO_2-холодильних системах дозволяє суттєво знизити експлуатаційні витрати, підвищити надійність обладнання та забезпечити відповідність сучасним екологічним вимогам.

Рис.9 Типи холодильних дверей

Для підвищення енергоефективності холодильних систем важливе значення має правильна організація зберігання продукції у холодильних камерах. Продукти доцільно розміщувати таким чином, щоб забезпечити швидкий доступ до них та мінімізувати тривалість відкривання дверей. Раціональне розташування продукції дозволяє зменшити теплопритоки з навколишнього середовища та скоротити витрати електроенергії на підтримання необхідного температурного режиму.

Особливу увагу необхідно приділяти стану дверних ущільнювачів, оскільки порушення герметичності призводить до інтенсивного проникнення теплого та вологого повітря в охолоджувані приміщення, що викликає збільшення навантаження на холодильну систему та погіршення її енергетичної ефективності.

Одним із ефективних засобів зменшення теплопритоків у холодильних і морозильних камерах є використання ПВХ-завіс (термоштор). Їх застосування особливо актуальне для сучасних холодильних складів, логістичних центрів, підприємств харчової промисловості та торговельних об’єктів із високою інтенсивністю вантажних операцій.

ПВХ-завіси дозволяють суттєво скоротити втрати холоду під час відкривання дверних прорізів. У багатьох випадках втрати тепла можуть бути зменшені на 30–50 %, що безпосередньо впливає на зниження енергоспоживання холодильних установок.

Принцип дії стрічкових ПВХ-завіс полягає у створенні гнучкого бар’єру між зонами з різною температурою. При проходженні персоналу або транспортних засобів відкривається лише частина прорізу, тоді як основна площа залишається закритою. Це дозволяє:

* зменшити проникнення теплого повітря;

* обмежити надходження вологи;

* знизити утворення інею та снігових нашарувань;

* скоротити навантаження на компресорне обладнання;

* підвищити стабільність температурного режиму.

У сучасних холодильних комплексах ПВХ-завіси застосовуються:

* у холодильних і морозильних камерах;

* у камерах шокового заморожування;

* на складських воротах;

* у логістичних терміналах;

* у виробничих приміщеннях харчової промисловості;

* у супермаркетах та розподільчих центрах.

Для CO_2-холодильних систем використання термоштор є особливо важливим, оскільки зменшення теплопритоків дозволяє знизити навантаження на транскритичний цикл та підвищити загальний коефіцієнт енергоефективності системи.

Стрічкові ПВХ-завіси складаються з окремих гнучких смуг, які встановлюються з певним перекриттям. Ступінь перекриття визначається:

* температурним режимом приміщення;

* інтенсивністю руху транспорту та персоналу;

* розмірами дверного прорізу;

* вимогами до герметичності.

Для низькотемпературних камер використовуються морозостійкі ПВХ-матеріали, які зберігають еластичність при температурах до –40 °C.

Основні типи ПВХ-стрічок:

* гладкі;

* рифлені;

* стандартні;

* морозостійкі;

* антистатичні;

* спеціальні UV-захисні.

Типові розміри стрічок:

* 2 × 200 мм;

* 3 × 300 мм;

* 4 × 400 мм.

Кріплення стрічок здійснюється на спеціальних несучих гребінках, що забезпечують швидкий демонтаж для санітарної обробки або заміни елементів.

Сучасні ПВХ-завіси також виконують додаткові функції:

* обмеження поширення пилу;

* захист від комах та сторонніх частинок;

* зменшення шумового навантаження;

* зонування виробничих приміщень;

* підвищення санітарно-гігієнічної безпеки.

Сучасні тенденції розвитку холодильного обладнання в Україні

Аналіз сучасного стану холодильних технологій свідчить про необхідність подальшого розвитку в Україні енергоефективних холодильних систем на природних холодоагентах, насамперед на CO_2 (R744).

Перспективними напрямками розвитку є:

* впровадження транскритичних CO_2 booster-систем;

* застосування мультиежекторних технологій;

* використання паралельного стиснення;

* цифровізація систем керування;

* автоматизований моніторинг енергоспоживання;

* розробка високоефективних теплообмінних апаратів;

* створення вітчизняних систем автоматизації холодильних установок.

Особливо актуальним є розвиток власного виробництва холодильного обладнання, здатного конкурувати на міжнародному ринку за показниками:

* енергоефективності;

* надійності;

* екологічної безпеки;

* рівня автоматизації;

* експлуатаційної економічності.

Основним завданням сучасного холодильного машинобудування є забезпечення:

* надійної та безпечної роботи обладнання;

* мінімізації витрат електроенергії;

* скорочення викидів парникових газів;

* відповідності міжнародним екологічним стандартам;

2. Техніко-економічне обґрунтування проєкту

Проєктований розподільчий холодильник загальною місткістю 1950 т розташовується у місті Миколаїв та призначений для довготривалого і короткочасного зберігання харчових продуктів, формування товарних запасів, а також централізованого забезпечення торговельної мережі та підприємств громадського харчування продукцією широкого асортименту.

Основним призначенням холодильника є:

- приймання, охолодження та заморожування продукції;
- тривале зберігання охолоджених і заморожених вантажів;
- формування логістичних партій;
- забезпечення безперервного постачання продуктів до магазинів, супермаркетів та підприємств громадського харчування;
- підтримання стабільного температурного режиму на всіх етапах зберігання продукції.

2.1 Об’єкт дослідження

Об’єктом дослідження є сучасна промислова холодильна система розподільчого холодильника, що працює на природному холодоагенті CO_2 (R744).

Для оцінки ефективності запропонованих технічних рішень передбачається проведення порівняльного аналізу характеристик CO_2-системи з традиційною аміачною холодильною установкою на холодоагенті R717.

Актуальність застосування CO_2 обумовлена сучасними екологічними вимогами щодо скорочення використання фторвмісних холодоагентів та необхідністю переходу до природних робочих речовин із низьким потенціалом глобального потепління.

Холодоагент R744 характеризується:

- нульовим потенціалом руйнування озонового шару (ODP = 0);
- надзвичайно низьким потенціалом глобального потепління (GWP = 1);
- високою питомою холодопродуктивністю;

- хорошими теплофізичними характеристиками;
- пожежо- та вибухобезпечністю;
- високою екологічною безпечністю.

Сучасні транскритичні CO_2-системи дозволяють реалізувати:

- паралельне стиснення;
- мультиежекторні технології;
- рекуперацію теплоти;
- інтелектуальне керування високим тиском;
- високий рівень автоматизації та енергетичної ефективності.

2.2 Вибір типу холодильника

Під час проєктування було розглянуто переваги та недоліки одноповерхових і багатоповерхових холодильників.

Для сучасних логістичних холодильних комплексів найбільш доцільним є застосування одноповерхових холодильників, оскільки вони забезпечують:

- високу ефективність вантажно-розвантажувальних операцій;
- можливість використання автоматизованих складських систем;
- застосування великовантажної транспортної техніки;
- зручність організації логістичних потоків;
- можливість подальшої модернізації та розширення.

Навантаження на підлогу сучасних холодильних складів може перевищувати 4000 кг/м², а висота камер у висотних автоматизованих холодильниках досягати 20–40 м.

Основними перевагами одноповерхових холодильників є:

- зниження вартості внутрішньої логістики;
- скорочення часу обробки вантажів;
- можливість комплексної механізації;
- зменшення експлуатаційних витрат;
- спрощення автоматизації складських процесів.

До недоліків належать:

- збільшена площа забудови;
- вищі зовнішні теплопритоки через огороджувальні конструкції;
- необхідність використання високоефективної теплоізоляції.

Для компенсації додаткових теплопритоків у сучасних холодильниках використовуються:

- сендвіч-панелі з PUR/PIR-ізоляцією;
- швидкісні автоматичні ворота;
- ПВХ-завіси;
- системи рекуперації теплоти;
- енергоефективні CO_2-системи з автоматичним регулюванням.

2.3 Обґрунтування вибору холодоагенту

У сучасній холодильній техніці спостерігається активний перехід до використання природних холодоагентів. Найбільш перспективними для промислового холодопостачання є CO_2 (R744) та аміак (R717).

Для порівняльного аналізу в проєкті розглядаються обидва холодоагенти.

Переваги аміаку (R717)

Аміак традиційно широко застосовується у промисловому холодопостачанні завдяки:

- високій енергоефективності;
- відмінним термодинамічним властивостям;
- низькій вартості;
- нульовому потенціалу глобального потепління;
- високій теплоті пароутворення.

Однак аміак характеризується:

- токсичністю;
- підвищеними вимогами до безпеки;
- обмеженнями щодо використання у торговельних і громадських об’єктах;

- необхідністю спеціальних заходів вентиляції та аварійного захисту.

Переваги CO_2 (R744)

Сучасні тенденції розвитку холодильних систем свідчать про стрімке зростання використання CO_2 у комерційному та промисловому холодопостачанні.

Основними перевагами R744 є:

- екологічна безпечність;
- відсутність токсичності;
- негорючість;
- низький GWP;
- компактність обладнання;
- висока інтенсивність теплообміну;
- можливість роботи у високоефективних транскритичних циклах.

Використання CO_2 особливо ефективне при:

- низькотемпературному зберіганні;
- системах швидкого заморожування;
- логістичних холодильних центрах;
- розподільчих холодильниках великої місткості.

2.4 Розміщення холодильника

Холодильник розташовується в межах обслуговуваного району поблизу основних транспортних магістралей та підприємств харчової промисловості:

- м’ясопереробних підприємств;
- молокозаводів;
- логістичних центрів;
- торговельних мереж;
- підприємств громадського харчування.

Таке розташування забезпечує:

- скорочення транспортних витрат;
- зменшення часу доставки продукції;

- підвищення якості логістики;
- зниження втрат продукції.

Передбачається використання централізованих систем:

- електропостачання;
- водопостачання;
- каналізації;
- систем автоматизації;
- диспетчерського контролю.

2.5 Конструктивні та технологічні рішення

Холодильник проєктується як окремо розташована будівля з можливістю подальшого розширення потужностей.

Для охолодження камер передбачається використання сучасних повітроохолоджувачів із:

- електронним регулюванням;
- високоефективними вентиляторами;
- автоматичними системами відтаювання;
- частотним керуванням.

У компресорному відділенні передбачається встановлення сучасних компресорних агрегатів із:

- інверторним регулюванням продуктивності;
- системами автоматичного контролю;
- дистанційним моніторингом;
- аварійним захистом.

У CO_2-системі планується використання:

- транскритичного booster-циклу;
- паралельного стиснення;
- мультиежекторного блоку;
- рекуперації теплоти;
- електронних розширювальних вентилів.

Застосування таких рішень дозволяє:

- підвищити COP системи;
- знизити енергоспоживання;
- покращити роботу системи при високих температурах навколишнього середовища;
- забезпечити стабільність температурного режиму.

2.6 Конденсаторне та насосно-циркуляційне обладнання

У проєкті передбачено використання високоефективного теплообмінного обладнання. Для відведення теплоти у традиційній аміачній системі розглядається застосування кожухотрубних конденсаторів з оборотною системою водопостачання.

Основними перевагами такої системи є:

- зменшення витрат води;
- зниження експлуатаційних витрат;
- стабільність теплового режиму;
- висока надійність роботи.

Для CO_2-систем доцільним є використання:

- газоохолоджувачів повітряного типу;
- адіабатичних газоохолоджувачів;
- мікроканальних теплообмінників.

У низькотемпературних системах передбачається використання насосно-циркуляційної схеми подачі холодоагенту, що забезпечує:

- рівномірний розподіл холодоагенту;
- стабільну роботу випарників;
- підвищення ефективності теплообміну;
- зменшення кількості холодоагенту в системі.

2.7 Температурний режим камер

Прийнятий температурний режим забезпечує можливість зберігання:

- охолоджених продуктів;
- заморожених продуктів;
- продукції глибокого заморожування.

У холодильнику передбачаються:

- камери охолодження (+0…+4 °С);
- камери зберігання замороженої продукції (–18…–25 °С);
- низькотемпературні камери (до –35 °С).

Підтримання температурного режиму здійснюється автоматизованою системою керування із безперервним моніторингом параметрів роботи установки.

2.8 Висновки до розділу

Прийняті технічні рішення відповідають сучасним тенденціям розвитку промислового холодопостачання та базуються на використанні енергоефективних холодильних систем на природних холодоагентах.

Застосування CO_2-технологій у розподільчому холодильнику дозволяє:

- підвищити екологічну безпечність системи;
- знизити експлуатаційні витрати;
- скоротити енергоспоживання;
- забезпечити відповідність міжнародним екологічним вимогам;
- підвищити ефективність логістичних процесів та надійність холодопостачання.

3. Попереднє планування холодильника

3.1 Охолодження та заморожування харчових продуктів

Одним із основних завдань сучасних холодильних систем є забезпечення тривалого зберігання харчових продуктів із мінімальними втратами їх якості, харчової цінності та маси. Використання низьких температур дозволяє суттєво уповільнити біохімічні, мікробіологічні та ферментативні процеси, які призводять до псування продукції.

Для короткочасного зберігання свіжих швидкопсувних продуктів — м’яса, риби, молочних продуктів, овочів та фруктів — застосовується охолодження при температурах, близьких до точки замерзання продукту, як правило в межах від 0 до +4 °C. За таких умов значно знижується інтенсивність дихання рослинної сировини, сповільнюється розвиток мікроорганізмів та зменшуються втрати поживних речовин.

Для довготривалого зберігання використовується заморожування продукції з подальшим зберіганням при температурах від –18 до –35 °C залежно від виду продукту та технологічних вимог.

3.2 Вплив температури на якість харчових продуктів

Зниження температури суттєво сповільнює процеси погіршення якості продукції. Наприклад, охолодження дозволяє значно зберегти:

* вміст вітамінів;
* природний колір;
* текстуру;
* смакові властивості;
* масу продукту.

Для овочів та фруктів особливо важливим є швидке охолодження після збору врожаю. Це дозволяє:

* знизити інтенсивність дихання;

* уповільнити дозрівання;

* зменшити втрати вологи;

* збільшити термін зберігання.

Оптимальна температура зберігання більшості фруктів та овочів знаходиться в межах 0…+2 °С. Однак окремі тропічні культури, зокрема банани, огірки та деякі види томатів, є чутливими до низьких температур.

При зберіганні таких продуктів за температур нижче допустимого рівня виникають так звані «холодові пошкодження», які проявляються у вигляді:

* потемніння тканин;

* втрати пружності;

* порушення процесу дозрівання;

* появи водянистої структури;

* погіршення товарного вигляду.

Тому для кожного виду продукції необхідно підтримувати індивідуальні параметри температури та вологості.

3.3 Процес заморожування продукції

Заморожування є одним із найбільш ефективних способів довготривалого зберігання харчових продуктів. На відміну від звичайного охолодження, процес заморожування супроводжується фазовим переходом вологи у твердий стан.

Процес заморожування включає три основні етапи:

1. охолодження продукту до температури замерзання;

2. відведення прихованої теплоти кристалізації;

3. подальше охолодження замороженого продукту до заданої температури зберігання.

Швидкість заморожування має вирішальний вплив на якість продукції. При повільному заморожуванні утворюються великі кристали льоду, які руйнують клітинну структуру тканин. У результаті після розморожування спостерігаються:

* втрата клітинного соку;

* погіршення текстури;

* зниження соковитості;

* погіршення органолептичних властивостей.

При швидкому заморожуванні формуються дрібні кристали льоду, які значно менше пошкоджують структуру продукту. Саме тому у сучасних холодильних комплексах широко застосовуються:

* камери інтенсивного охолодження;

* тунелі шокового заморожування;

* швидкоморозильні апарати;

* низькотемпературні CO_2-системи.

Для систем на CO_2 особливо характерною є висока ефективність роботи в низькотемпературному діапазоні, що робить їх перспективними для технологій швидкого заморожування.

3.4 Вплив вологості та втрат вологи

Одним із важливих факторів збереження якості продукції є підтримання оптимальної відносної вологості повітря в холодильних камерах.

Недостатня вологість призводить до:

* усушки продукції;

* втрати маси;

* погіршення зовнішнього вигляду;

* зниження товарної цінності.

Процес втрати вологи свіжими фруктами та овочами називається транспірацією. Інтенсивність транспірації залежить від:

* температури повітря;

* відносної вологості;

* швидкості руху повітря;

* виду продукції;

* тривалості зберігання.

Для мінімізації втрат вологи необхідно:

* підтримувати температуру максимально близькою до оптимальної;

* забезпечувати високу відносну вологість;

* уникати надмірних швидкостей циркуляції повітря;

* застосовувати герметичне пакування;

* використовувати сучасні системи автоматичного регулювання мікроклімату.

У сучасних холодильниках застосовуються автоматизовані системи контролю:

* температури;

* вологості;

* швидкості повітря;

* концентрації CO_2 у камерах з регульованим газовим середовищем.

3.5 Організація циркуляції повітря

Для забезпечення рівномірного температурного поля в холодильних камерах необхідна постійна циркуляція повітря.

Система циркуляції повинна забезпечувати:

* рівномірний розподіл температури;

* ефективний теплообмін;

* видалення надлишкової вологи;

* запобігання локальному обмерзанню;

* зменшення ризику розвитку плісняви та мікроорганізмів.

При цьому швидкість руху повітря не повинна бути надмірною, оскільки це призводить до збільшення усушки продукції.

Для сучасних CO_2-холодильних систем характерним є використання:

* високоефективних повітроохолоджувачів;

* EC-вентиляторів;

* частотного регулювання;

* інтелектуального керування повітряними потоками.

3.6 Умови зберігання окремих видів продукції

Різні види продукції потребують індивідуальних умов зберігання.

Охолоджене м’ясо

Зберігається при температурах від –1 до +1 °С та відносній вологості 85–90 %.

Заморожене м’ясо

Зберігається при температурах не вище –18 °С.

Риба та морепродукти

Потребують особливо стабільного температурного режиму через високу швидкість мікробіологічного псування.

Овочі та фрукти

Для багатьох видів оптимальними є температури від 0 до +5 °С при високій відносній вологості.

Молочна продукція

Зберігається при температурах від 0 до +4 °С.

3.7 Сучасні тенденції холодильної обробки продукції

Сучасний розвиток холодильних технологій спрямований на:

* підвищення енергоефективності;
* автоматизацію процесів;
* зниження втрат продукції;
* використання природних холодоагентів;
* цифровий моніторинг параметрів зберігання.

У сучасних розподільчих холодильниках активно застосовуються:

* транскритичні CO_2-системи;
* мультиежекторні технології;
* системи рекуперації теплоти;
* автоматичне регулювання холодопродуктивності;
* дистанційний моніторинг;
* системи прогнозного технічного обслуговування.

Використання сучасних CO_2-технологій дозволяє:

* знизити енергоспоживання;

* забезпечити стабільний температурний режим;

* скоротити втрати продукції;

* підвищити екологічну безпечність холодильного комплексу;

* забезпечити відповідність міжнародним екологічним стандартам.

3.8 Застосування холодильних систем у промисловості

Сфера застосування холодильних установок не обмежується лише харчовою промисловістю. Сучасні холодильні системи широко використовуються:

* у хімічній промисловості;

* у фармацевтичному виробництві;

* у медичних установах;

* у логістичних центрах;

* у складських комплексах;

* у виробництві напоїв;

* у системах кондиціювання;

* при зберіганні хутряних та текстильних виробів.

У багатьох галузях сучасні CO_2-холодильні системи поступово замінюють традиційні установки завдяки високій енергоефективності та екологічній безпечності. При охолодженні або заморожування, тепло відводиться від їжі, як правило, за допомогою комбіновані механізми конвекції, випромінювання та випаровування, і швидкість теплообміну між харчовим продуктом і навколишнім середовищем в будь-який момент може бути виражено як

$$Q = hA_s\Delta T = hA_s\left(T_{surface} - T_{ambient}\right)(W)$$

. Де: **h** – середній коефіцієнт теплопередачі для комбінованої конвекції, випромінювання, і випарювання, Вт / м2 · ° C

As – піддаються площа поверхні їжі, м2

Tsurface – температура поверхні харчового продукту, ° C

Tambient – температура охолодженої текучого середовища (повітря, насичений розчин солі і т.д.) C

Коефіцієнт теплопередачі год не властивість харчового продукту або в холодильнику рідина. Його величина залежить від форми харчового продукту, шорсткості поверхні, типу охолоджуючої рідини, швидкості рідини і режим течії. передачі тепла

Коефіцієнт зазвичай визначається експериментально і виражається в термінах Рейнольдса і Прандтля.

Значення ч включають конвекції, а також інші ефекти, такі як випромінювання і випарного охолодження.

Таблиця 1.

Камери.

Камера №1	Камера зберігання мороженого м'яса:	G_1 = 250т.
Камера №2	Камера зберігання мороженого м'яса	G_2= 250т
Камера №3	Камера зберігання мороженого м'яса	G_3= 250т
Камера №4	Універсальна камера зберігання	G_4= 200т.
Камера №5	Морозильна камера	$G_5=10\frac{т}{добу}$.
Камера №6	Морозильна камера	$G_6=10\frac{т}{добу}$.
Камера №7	Камера заморожування і зберігання фасованого масла	G_7=200т
Камера №8	Камера зберігання мороженних вантажів	G_8= 200т.

Крок колон в одноповерхому холодильнику загальною місткістю 1950т. 6×6 метрів. Для холодильників такого типу передбачується одна автомобільна платформа шириною 7,5 метрів і висотою над поверхнею розвантажувально-завантажувальної площадки 1,2 м. Висота платформи 1,2 м. Ширина коридору приймається 6 метрів. Та залізничну платформу шириною 7,5 м. з закритим дебаркадером над платформою і залізничними шляхами загальною шириною 12м. Висота камери :

$$h_{кам.} = 6м.$$

Максимальна вантажна висота камери:

$$h_{вант.} = 5{,}5м.$$

Питомі навантаження від продуктів при зберіганні :

- Камери зберігання мороженого м'яса: $q_{збер.} = 400\frac{кг}{м^2}$
- Універсальні камери зберігання: $q_{ун.} = 350\frac{кг}{м^2}$
- Камери зберігання мороженого фасованого масла: $q_{збер.} = 700\frac{кг}{м^2}$

Тривалість процесу заморожування: $\tau_{зам.} = 24$ год.

Норма завантаження при заморожуванні: $q_{f.} = 250\frac{кг}{м^2}$

Розрахункова температура: $t_{л.} = 32°C$

Камери №1-3

Розрахункова вантажна площа камер:

$$F_{вант1.} = \frac{G_1}{q_{збер.} \cdot h_{вант.}} F_{вант1.} = 113{,}6\ м^2 \quad (3.1)$$

$$F_{вант2.} = F_{вант1.}$$

$$F_{вант3.} = F_{вант1.}$$

Прийнята будівельна площа камер:

$$F_{буд1.} = 6 \cdot 6\ м. \cdot 6\ м. = 216м^2 \quad (3.2)$$

$$F_{буд2.} = F_{буд1.}$$

$$F_{буд3.} = F_{буд1.}$$

Коефіцієнт застосування будівельної площі камери [Л.1 Ст. 39]: :

$\beta_{буд.} = 0{,}8$

Вантажна площа камер:

$$F_{ван1.} = F_{буд1.} \cdot \beta_{буд} \quad (3.3)$$

$$F_{ван1.} = 172{,}8м^2$$

$$F_{ван2.} = F_{ван1.}$$

$$F_{ван3.} = F_{ван1.}$$

Вантажна висота:

$$h_{вант1.} = \frac{G_1}{q_{збер.} \cdot F_{вант1.}} \quad (3.4)$$

$$h_{вант1} = 3{,}62 \text{ м}$$

$$h_{вант2.} = h_{вант1.}$$

$$h_{вант3.} = h_{вант1.}$$

Камера №4

Розрахункова вантажна площа камери:

$$F_{вант4.} = \frac{G_4}{q_{ун.} \cdot h_{вант.}} \quad (3.5)$$

$$F_{вант4.} = 103{,}896 \text{ м}^2$$

Прийнята будівельна площа камери:

$$F_{буд4.} = 4{\cdot}6 \text{ м.} \cdot 6 \text{ м} = 144\text{м}^2 \quad (4.6)$$

Коефіцієнт використання будівельної площі камери [Л.1 Ст. 39]:

$\beta_{буд.} = 0{,}8$

Вантажна площа камери:

$$F_{вант4.} = F_{буд4.} \bullet \beta_{буд.} = 115{,}2 \text{ м}^2 \quad (3.7)$$

Вантажна висота:

$$h_{вант4.} = \frac{G_4}{q_{ун.} \cdot F_{вант4.}} = 4{,}96 \text{ м} \quad (3.8)$$

Камера №5 –6

Розрахункова вантажна площа камер:

$$F_{вант5.} = \frac{G_5 \cdot \tau_{зам}}{q_{f.}} = 32 \text{ м}^2 \quad (3.9)$$

$$F_{вант6.} = F_{вант5.}$$

Прийнята будівельна площа камери:

$$F_{буд5.} = 6 \text{ м.} \cdot 6 \text{ м} = 36\text{м}^2 \quad (3.10)$$

$$F_{буд6.} = F_{буд5.}$$

Камера №7

Розрахункова вантажна площа камери:

$$F_{вант7.} = \frac{G_7}{q_{ф.м.} \cdot h_{вант.}} = 32{,}468 \text{ м}^2 \quad (3.11)$$

Прийнята будівельна площа камери:

$$F_{буд7.} = 6 \text{ м.} \cdot 6 \text{ м} = 36\text{м}^2 \quad (3.12)$$

Коефіцієнт використання будівельної площі камери [1-5]:

$\beta_{буд.} = 0,7$

Вантажна площа камери:

$$F_{вант7.}=F_{буд7.} \cdot \beta_{буд.} = 33,6 \text{ м}^2 \quad (3.13)$$

Вантажна висота:

$$h_{вант7.} = \frac{G_7}{q_{ф.м.} \cdot F_{вант7.}} = 5,315 \text{ м} \quad (3.14)$$

Камера №8

Розрахункова вантажна площа камери:

$$F_{вант8.} = \frac{G_8}{q_{ф.м.} \cdot h_{вант.}} = 51,948 \text{ м}^2 \quad (3.15)$$

Прийнята будівельна площа камери:

$$F_{буд8.} = 2 \cdot 6 \text{ м.} \cdot 6 \text{ м} = 72 \text{м}^2 \quad (3.16)$$

Коефіцієнт використання будівельної площі камери [Л.1 Ст. 39]:

$\beta_{буд.} = 0,75$

Вантажна площа камери:

$$F_{вант8.}=F_{буд8.} \cdot \beta_{буд.} = 54 \text{ м}^2 \quad (3.17)$$

Вантажна висота:

$$h_{вант7.} = \frac{G_8}{q_{ф.м.} \cdot F_{вант8.}} = 5,291 \text{ м} \quad (3.18)$$

Висновки до розділу 3

У результаті проведеного аналізу встановлено, що ефективне охолодження та заморожування харчових продуктів є одним із ключових факторів забезпечення їх якості, безпечності та тривалого терміну зберігання. Підтримання оптимальних температурно-вологісних режимів дозволяє суттєво уповільнити біохімічні, мікробіологічні та ферментативні процеси, зменшити втрати маси продукції та зберегти її органолептичні властивості.

Показано, що швидкість заморожування істотно впливає на структуру та якість харчових продуктів. Використання сучасних низькотемпературних холодильних систем на CO_2 забезпечує ефективну реалізацію процесів швидкого заморожування, стабільне підтримання температурного режиму та високу енергетичну ефективність.

4.Розрахунок теплоізоляції камер.

Одним із найважливіших елементів сучасного холодильника є ефективна теплоізоляція огороджувальних конструкцій. Саме якість теплоізоляції значною мірою визначає:

- величину теплопритоків;
- енергоспоживання холодильного обладнання;
- стабільність температурного режиму;
- експлуатаційні витрати;
- довговічність будівлі та холодильних систем.

Для сучасних холодильних комплексів, особливо тих, що працюють на CO_2, питання мінімізації теплопритоків є надзвичайно актуальним, оскільки зниження теплового навантаження безпосередньо впливає на підвищення енергетичної ефективності транскритичних холодильних циклів.

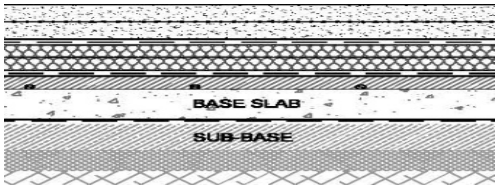

Рис. 10 Конструкція ізоляційних матеріалів

Таблиця 2. Ізоляційні матеріали

Тип ізоляції	***Rvalue*** **(м2К / Вт)**	**Вартість ($ / м2)**	**Товщина (см (дюйми))**
Вакуумні ізоляційні панелі	208 (1)	50-250 (2) (3)	2.8 (~ 1.1)
бавовна	26 (4) (5)	15-30 (товщина 8 дюймів) (4)	22,6 (~ 9)
спрей Поліуретан	13.2 (6)	12 (обприскування комплект) (6)	44,5 (~ 17,5)
пінопласт	34.1 (7)	5-10 (8)	17,2 (~ 6.8)
корковий	14.3 (7)	15-30 (9)	41,1 (~ 16,2)
скловолокно	21.8 (7)	5-10 (10)	27 (~ 10,6)
Kingspan Панель із.	56,9 (11)	69,43 (11)	10,3 (~ 4.1)

Основні теплоізоляційні матеріали

У холодильній техніці застосовуються різні типи теплоізоляційних матеріалів, які відрізняються:

- коефіцієнтом теплопровідності;
- механічною міцністю;
- вологостійкістю;
- довговічністю;
- пожежною безпечністю;
- вартістю.

Найбільш поширеними теплоізоляційними матеріалами для холодильних камер є:

- пінополіуретан (PUR);
- поліізоціанурат (PIR);
- екструдований пінополістирол (XPS);
- мінеральна вата;
- пінополістирол;
- вакуумні ізоляційні панелі (VIP).

У сучасних промислових холодильниках найбільш широко використовуються сендвіч-панелі з PUR або PIR-ізоляцією завдяки:

- низькому коефіцієнту теплопровідності;
- високій механічній міцності;
- вологостійкості;
- простоті монтажу;
- хорошим експлуатаційним характеристикам.

$$R\text{value}=l/k$$

Вакуумні ізоляційні панелі

Одними з найбільш ефективних сучасних теплоізоляційних матеріалів є вакуумні ізоляційні панелі (VIP — Vacuum Insulated Panels).

Принцип їх роботи базується на значному зменшенні теплопередачі шляхом створення вакуумного середовища всередині панелі. Завдяки цьому вакуумні

панелі мають надзвичайно високий термічний опір та дуже низький коефіцієнт теплопровідності.

Перевагами вакуумних ізоляційних панелей є:

мінімальна товщина;

надзвичайно низька теплопровідність;

значне зменшення теплопритоків;

підвищення енергоефективності холодильника;

економія внутрішнього корисного об’єму камер.

Теплотехнічні характеристики VIP-панелей можуть у декілька разів перевищувати показники традиційних ізоляційних матеріалів. Для досягнення однакового рівня теплоізоляції товщина вакуумної панелі може бути у 5–10 разів меншою порівняно з традиційною PUR-ізоляцією.

Рис. 11 Ізоляційних плити

Сучасні тенденції теплоізоляції холодильників

У сучасних холодильних комплексах спостерігається тенденція до:

- збільшення товщини теплоізоляції;
- використання енергоефективних сендвіч-панелей;
- мінімізації теплових мостів;
- застосування вакуумної ізоляції;
- підвищення герметичності конструкцій;
- використання екологічно безпечних матеріалів.

Для холодильників на CO_2 ефективна теплоізоляція має особливо важливе значення через необхідність мінімізації теплового навантаження на транскритичний цикл у літній період.

У сучасних холодильних комплексах також активно застосовуються:

- багатоконтурні ущільнення;

- теплоізольовані швидкісні ворота;
- ПВХ-завіси;
- системи автоматичного контролю герметичності;
- тепловізійний моніторинг огороджувальних конструкцій.

Комплексне використання сучасних теплоізоляційних матеріалів дозволяє суттєво знизити експлуатаційні витрати, підвищити енергетичну ефективність холодильного комплексу та забезпечити стабільність температурного режиму при тривалому зберіганні продукції.

Таблиця 3.

Розрахункові параметри зовнішнього повітря

Розрахункова літня температура повітря	$t_л$	32°C
Розрахункова літня вологість повітря	$\varphi_л$	55%
Розрахункова зимова температура повітря	$t_з$.	-18°C
Розрахункова зимова вологість повітря	$\varphi_з$	81%

При визначенні теплопритоків через перегородки, які відокремлюють камери від не охолоджуваних приміщень, приймаємо розрахункову різницю температур рівною 70% від розрахункової різниці температур для зовнішніх стін, якщо приміщення поєднується з зовнішнім повітрям і рівною 60%, якщо не поєднується.

Розрахункові параметри повітря в камерах холодильника.

Температура и вологість повітря в камері зберігання морожених вантажів:

$t_{зб.}$= -20°C $\varphi_{зб.}$= 95°C

Температура и вологість повітря в універсальній камері:

$t_{ун.}$=(0…-20)°C $\varphi_{ун.}$=85°C

Розрахункові значення коефіцієнтів тепловіддачі:

Зовнішні поверхні стін та покриття без горища: $\alpha_{зовн.} = 23\frac{Вт}{м^2 \cdot с}$

Внутрішні поверхні приміщень без примусової циркуляції повітря

стіни: $\alpha_{ст.б.} = 8\ \frac{Вт}{м^2 \cdot с}$

підлога та стеля: $\alpha_{п.б.} = 7\ \frac{Вт}{м^2 \cdot с}$

Внутрішні поверхні приміщень з помірною циркуляцією повітря (зберігання охолодженого вантажу): $\alpha_{пом.} = 9\ \frac{Вт}{м^2 \cdot с}$

Внутрішні поверхні приміщень з інтенсивною циркуляцією повітря (камери охолодження і заморожування): $\alpha_{ін.} = 11\ \frac{Вт}{м^2 \cdot с}$

Розрахункові значення коефіцієнтів теплопередачі зовнішніх стін та покриття.

зовнішніх стін камер: $к_{зовн.} = 0{,}23\ \frac{Вт}{м^2 \cdot с}$

покриття без горищ : $к_{б.п.} = 0{,}22\ \frac{Вт}{м^2 \cdot с}$

підлога з підігрівом на ґрунті: $к_{підл.} = 0{,}21\ \frac{Вт}{м^2 \cdot с}$

Таблиця 3

Розрахункові значення коефіцієнтів теплопередачі для перегородок між охолоджуваними приміщеннями

Більш холодне / Більш тепле приміщення приміщення	-30	-20	-10	-4	4	12	8	№кам.
-30	0,58	-	-	-	-	-	-	1
-20	0,5	0,58	-	-	-	-	-	2
-10	0,37	0,41	0,58	-	-	-	-	3
-4	0,28	0,33	0,41	0,58	-	-	-	4
4	0,24	0,26	0,3	0,47	0,58	-	-	5
12	0,21	0,22	0,26	0,41	0,52	0,58	-	6
8	0,2	0,21	0,23	0,35	0,47	0,52	0,58	7
№ кам.		1	2	3	4	5	6	

Таплиця 4

Конструкція та теплофізичні властивості будівельних шарів

	δ. Мм	$\lambda. \frac{Вт}{м^2 \cdot с}$
зовнішні стіни	(20; 4; 20; 380; 20;)	(0,98; 0.3; 0,93; 0,81; 0,93;)
покриття без горищ	(12; 40; 2; 350; 300;)	(0,3; 1.86; 0,15; 0,25; 2,04;)
підлога з підігрівом на ґрунті	(40; 80; 1; 30; 1000;)	(1,86; 1.86; 0,15; 0,98; 0,58;)
внутрішні стіни	(20; 4; 20; 250; 20;)	(0,98; 0.3; 0,93; 0,81; 0,98;)

Коефіцієнт теплопровідності ізоляції, застосованої в конструкції огороджень:

$\lambda_{із.зн.} = 0{,}45 \frac{Вт}{м^2 \cdot с}$

Обігрів підлоги здійснюється з допомогою електроенергії . Сталеві стержні закладають в бетонну стяжку на відстані приблизно 0.5 … 0,8 м один від іншого. Після укладання стержні з'єднують з допомогою зварки в суцільну електричну цепочку. Стержні розташовуються по всій площі холодного контуру.

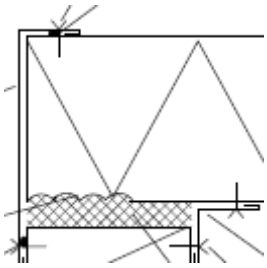

Рис.15 Зовнішня стінка

1. Штукатурка складним розчином по металевій сітці;
2. Теплоізоляція – пінопласт полістирольний марки ПСБ-С;
3. Пароізоляція – 2 шари гідроізолу на бітумній мастиці ;
4. Штукатурка цементно-пісочна ;
5. Кладка кирпічна;
6. Штукатурка складним розчином по металевій сітці.

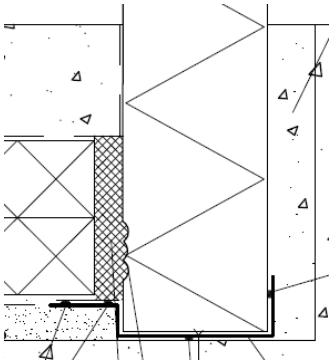

Рис.12 Покриття охолоджуючих приміщень

1. 5 шарів гідроізолу на бітумній мастиці;
2. Стяжка з бетону по металевій сітці;
3. Пароізоляція – 1 шар пергаміну;
4. Засипна ізоляція – керамзитовий гравій;
5. Плиточна теплоізоляція - пінопласт полістирольний марки ПСБ-С;
6. Залізобетонна плита покриття.

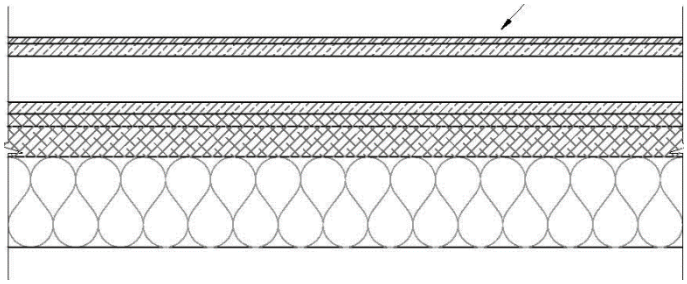

Рис. 13 Підлога охолоджуючих приміщень

1. Бетонне покриття з тяжкого бетону;
2. Армобетонна стяжка;
3. Пароізоляція – 1 шар пергаміну;
4. Плиточна теплоізоляція - пінопласт полістирольний марки ПСБ-С;
5. Цементно-пісочний розчин;
6. Ущільнюючий пісок;
7. Бетонна заготовка з електропідігрівачами.

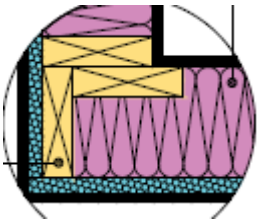

Рис.14 Внутрішня перегородка

1. Штукатурка складним розчином по металевій сітці;
2. Теплоізоляція – пінопласт полістирольний марки ПСБ-С
3. Пароізоляція – 2 шари гідроізолу на бітумній мастиці;
4. Штукатурка цементно-пісочна;
5. Кладка кирпічна;
6. Штукатурка складним розчином по металевій сітці.

Визначення товщини шару ізоляції

зовнішні стіни:

$$\delta_{\text{із.зн.}} = \left[\frac{1}{к_{\text{зн.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{зн.}}} + \sum_{м=1}^{5} \frac{\delta_{\text{зн. 1,м}}}{\lambda_{\text{зн. 1,м}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{ум.}}}\right)\right] \cdot \lambda_{\text{із.зн}} = 164{,}131\text{мм} \qquad (4.1)$$

покриття без горищ:

$$\delta_{\text{із.б.п.}} = \left[\frac{1}{к_{\text{б.п.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{зн.}}} + \sum_{м=1}^{5} \frac{\delta_{\text{б.п. 1,м}}}{\lambda_{\text{б.п. 1,м}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{ум.}}}\right)\right] \cdot \lambda_{\text{із.зн}} = 124{,}604\text{мм} \qquad (4.2)$$

підлога з підігрівом на ґрунті:

$$\delta_{\text{із.підлоги.}} = \left[\frac{1}{к_{\text{підлоги.}}} - \left(\sum_{м=1}^{5} \frac{\delta_{\text{підлоги. 1,м}}}{\lambda_{\text{підлоги. 1,м}}}\right)\right] \cdot \lambda_{\text{із.зн}} . = 127{,}119\text{мм} \qquad (4.3)$$

внутрішні стіни:

$$\delta_{\text{із.вн.}} = \left[\frac{1}{к_{\text{пер.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{ум.}}} + \sum_{м=1}^{5} \frac{\delta_{\text{вн. 1,м}}}{\lambda_{\text{вн. 1,м}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{ум.}}}\right)\right] \cdot \lambda_{\text{із.зн}} = 133{,}42092\text{мм} \qquad (4.4)$$

внутрішні стіни при однаковій температурі в камерах:

$$\delta_{\text{із.вн.р.}} = \left[\frac{1}{к_{\text{пер.4,4}}} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{ум.}}} + \sum_{м=1}^{5} \frac{\delta_{\text{вн. 1,м}}}{\lambda_{\text{вн. 1,м}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{ум.}}}\right)\right] \cdot \lambda_{\text{із.зн}} = 50{,}29284\text{мм} \qquad (4.5)$$

Таблиця 5

Вибір стандартної товщини ізоляції.

зовнішні стіни	$\delta_{\text{із зн.}}$	160мм
покриття без горищ	$\delta_{\text{із.б.п}}$	125мм
підлога з підігрівом на ґрунті	$\delta_{\text{із·підлоги}}$	125мм
внутрішні стіни	$\delta_{\text{із.вн}}$	125мм
внутрішні стіни про однаковій температурі в камерах	$\delta_{\text{із.вн.р}}$	50 мм

Перерахунок коефіцієнтів теплопередачі.

зовнішні стіни:

$$к_{\text{зн}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\propto_{\text{зн}}} + \sum_{м=1}^{5} \frac{\delta_{\text{зн. 1,м}}}{\lambda_{\text{зн. 1,м}}} + \frac{\delta_{\text{із.зн}}}{\lambda_{\text{із.зн}}} + \frac{1}{\propto_{\text{ум.}}}\right)} = 0{,}235\ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\cdot\text{с}} \qquad (4.6)$$

покриття без горищ:

$$к_{\text{б.п.}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\propto_{\text{зн}}} + \sum_{м=1}^{5} \frac{\delta_{\text{б.п. 1,м}}}{\lambda_{\text{б.п. 1,м}}} + \frac{\delta_{\text{із.б.п}}}{\lambda_{\text{із.зн}}} + \frac{1}{\propto_{\text{ум.}}}\right)} = 0{,}22\ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\cdot\text{с}} \qquad (4.7)$$

підлога з підігрівом на ґрунті:

$$К_{підлоги} = \frac{1}{\left(\sum_{м=1}^{5}\frac{\delta_{вн.\ 1,м}}{\lambda_{вн.\ 1,м}} + \frac{\delta_{із.підлоги}}{\lambda_{із.зн}} + \frac{1}{\alpha_{ум.}}\right)} = 0{,}306\ \frac{Вт}{м^2 \cdot с} \quad (4.8)$$

внутрішні стіни:

$$К_{вн} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{ум}} + \sum_{м=1}^{5}\frac{\delta_{вн.\ 1,м}}{\lambda_{вн.\ 1,м}} + \frac{\delta_{із.вн}}{\lambda_{із.зн}} + \frac{1}{\alpha_{ум.}}\right)} = 0{,}295\ \frac{Вт}{м^2 \cdot с} \quad (4.9)$$

Загальна товщина перекриттів:

зовнішні стіни:

$$\sum \delta_{зн.} = \sum_{м=1}^{5} \delta_{зн.\ 1,м} + \delta_{із.зн.} = 604\ мм \quad (4.10)$$

покриття без горищ:

$$\sum \delta_{б.п.} = \sum_{м=1}^{5} \delta_{б.п.\ 1,м} + \delta_{із.б.п.} = 829\ мм \quad (4.11)$$

внутрішні стіни:

$$\sum \delta_{вн.} = \sum_{м=1}^{5} \delta_{вн.\ 1,м} + \delta_{із.вн.} = 439\ мм \quad (4.12)$$

5.Розрахунок теплопритоків в охолоджуючому поміщенні

Таблиця 6

Камера №1

Камери зберігання заморожених продуктів.		
Температурний режим в камері	$t_{кам.}$,°C	-20
Ємкість камери	$G_{кам}$,т	.250
Надходження вантажу на добу	$M_{доб.} = \frac{6\%}{доб.} \cdot G_{кам.}, \frac{т}{доб.}$ (5.1)	.15
Температура надходження	$t_{поч.}$,°C	-8
Температура випуску	$t_{кін.}$,°C	-20
Потужність встановлених електродвигунів	$N_{ел.дв.}$,кВт	0
Кількість працюючих людей	$n_{л.}$	4

Таблиця 7

Заміри камери.

західна стінка	$a_{зах.}$ = 12000мм +$\sum \delta_{зн.}$ (5.2)	12604мм
східна стінка	$a_{сх.}$	12000мм
північна стінка	$b_{пн.}$ = 12000мм + 0,5.$\sum \delta_{зн.}$ (5.3)	12302мм

південна стінка	$b_{пд.}$	12000мм
висота камери	$H_{кам.} = h_{кам.} + \sum \delta_{б.п.}$ (5.4)	6829мм

Таблиця 8

Розрахунок площі для визначення теплопритоків.

площа західної стінки:	$F_{зх.} = a_{зх.} \cdot H_{кам.}$	86,07 м^2	(5.5)
площа східної стінки	$F_{сх.} = a_{сх.} \cdot H_{кам}$	81,948 м^2	(5.6)
площа північної стінки	$F_{пн.} = b_{пн.} \cdot H_{кам.}$	84,01 м^2	(5.7)
площа південної стінки	$F_{пд.} = b_{пд.} \cdot H_{кам}$	81,948 м^2	(5.8)
площа підлоги	$F_{підлоги.} = a_{зх.} \cdot b_{пн.} + 4.2$ м^2	163,105м^2	(5.9)
площа стелі	$F_{стелі.} = a_{зх.} \cdot b_{пн.}$	155,105м^2	(5.10)

Таблиця 9

Розрахунок теплопритоків через огороджуючі конструкції (Q_1)

різниця температур для зовнішніх стін і стелі	$\Theta_{зн.} = t_{л.} - t_{кам.}$	52°C (5.11)
для підлоги	$\Theta_{п.} = 1.C - t_{кам}$	21°C (5.12)
для внутрішніх стін	$\Theta_{вн.} = (t_{л.} - t_{кам.}) \cdot 70\% \Theta_{вн.}$	36,4C (5.13)

надлишкова різниця температур від сонячної радіації для покриттів ,без горищ, покрашених в світлі відтінки: $\Delta t_{б.с.} = 15°C$

Таблиця 10

Теплопритоки

теплоприток від північної стінки	$Q_{пн.} = F_{пн.} \cdot k_{зн.} \cdot \Theta_{зн.}$ (5.14)	1026,434 Вт
південної стінки	$Q_{пд.} = F_{пд.} \cdot k_{вн.} \cdot \Theta_{вн.}$ (5.15)	881,396 Вт
західної стінки	$Q_{зх.} = F_{зх.} \cdot k_{зн.} \cdot \Theta_{вн.}$ (5.16)	736,243 Вт
підлоги	$Q_{п.} = F_{п.} \cdot k_{п.} \cdot \Theta_{п}$(5.17)	1048,112 Вт
стелі	$Q_{ст.} = F_{ст.} \cdot k_{б.п.} \cdot \Theta_{зн.}$ (5.18)	1774,4 Вт
сонячної радіації	$Q_{с.р.} = F_{ст.} \cdot k_{б.п.} \cdot \Delta t_{б.с}$ (5.19)	511,846 Вт
теплопритоки від огороджуючих конструкцій	$Q_1 = Q_{пн.} + Q_{пд.} + Q_{зх.} + Q_{п.} + Q_{ст.} + Q_{с.р}$ (5.20)	5978,431 Вт

Таблиця 11

Розрахунок теплопритоків від продукту при холодильній обробці (Q_2).

Надходження вантажу на добу	$M_{доб.}\frac{т}{доб.}$	15
Температура надходження	$t_{поч.}$ °C	-8
Температура випуску	$t_{кін.}$ °C	-20
ентальпія продукту, який поступив на зберігання	$h_{нач}\frac{кДж}{кг.}$	37,3
ентальпія продукту при температурі закінчення обробки	$h_{кін.}\frac{кДж}{кг.}$	0
теплоприток від продукту в процесі обробки	$Q_2 = M_{доб.}\cdot (h_{нач.}-h_{кін.})$, Вт (5.21)	6475,694

Таблиця 12

Експлуатаційні теплопритоки(Q_4).

теплопритоки від освітлення:	$A = 2{,}3\frac{Вт}{м^2}$ (5.22) $q_1 = A\cdot F_{підлоги}$	0,375 кВт
теплопритоки від перебування людей	$n_{л.} = 4$ $q_2 = 350\ Вт\cdot n_л$, (5.23)	1400 кВт
теплоприток від працюючих електродвигунів	$N_{ел.дв.} = 0$ кВт $a_{заван.} = 0{,}6$ (5.24) $q_3 = N_{ел.дв.}\cdot a_{заван}$,	0кВт
теплопритоки при відкриванні дверей	$К_{дв} = 12\frac{Вт}{м^2}$ (5.25) $q_4 = К_{дв}\cdot F_{підлоги}$	1,957 кВт
експлуатаційні теплопритоки	$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4$ (5.26)	3732 Вт
Теплопритоки в камері	$\sum Q_1 = Q_1 + Q_2 + Q_4 \sum Q_1$, (5.27)	16186.125Вт
Навантаження на компресор:	$\sum Q_{1км} = Q_1 + 0{,}6\cdot Q_2 + 0{,}7\cdot Q_4 \sum Q_{1км}$ (5.28)	12476,247Вт

Камера №2

Таблиця 13

Камери зберігання заморожених продуктів.		
Температурний режим в камері	$t_{кам.}$,°С	-20
Ємкість камери	$G_{кам}$,т	250
Надходження вантажу на добу	$M_{доб.} = \frac{6\%}{доб.} \cdot G_{кам.}, \frac{т}{доб.}$ (4.29)	15
Температура надходження	$t_{поч.}$,°С	-8
Температура випуску	$t_{кін.}$,°С	-20
Потужність встановлених електродвигунів	$N_{ел.дв.}$,кВт	0
Кількість працюючих людей	$n_{л.}$	4

Таблиця 14

Заміри камери.

західна стінка	$a_{зах.}$	12000мм
східна стінка	$a_{сх.}$	12000мм
північна стінка	$b_{пн.} = 12000мм + 0{,}5 \cdot \sum \delta_{зн.}$ (5.30)	12302мм
південна стінка	$b_{пд.}$	12000мм
висота камери	$H_{кам.} = h_{кам.} + \sum \delta_{б.п.}$ (5.31)	6829мм

Таблиця 15

Розрахунок площі для визначення теплопритоків.

площа західної стінки:	$F_{зх.} = a_{зх.} \cdot H_{кам.}$	81,948 м^2	(5.32)
площа східної стінки	$F_{сх.} = a_{сх.} \cdot H_{кам}$	81,948 м^2	(5.33)
площа північної стінки	$F_{пн.} = b_{пн.} \cdot H_{кам.}$	84,01 м^2	(5.34)
площа південної стінки	$F_{пд.} = b_{пд.} \cdot H_{кам}$	81,948 м^2	(5.35)
площа підлоги	$F_{підлоги.} = a_{зх.} \cdot b_{пн.} + 4.2$ м^2	155,624м^2	(5.36)
площа стелі	$F_{стелі.} = a_{зх.} \cdot b_{пн.}$	147,624м^2	(5.37)

Таблиця 16

Розрахунок теплопритоків через огороджуючі конструкції (Q_1)

різниця температур для зовнішніх стін і стелі	$\Theta_{зн.} = t_{л.} - t_{кам.}$	52°C
для підлоги	$\Theta_{п.} = 1.C - t_{кам}$	21°C
для внутрішніх стін	$\Theta_{вн.} = (t_{л.} - t_{кам.}) \cdot 70\% \Theta_{вн.}$	36,4C

надлишкова різниця температур від сонячної радіації для покриттів ,без горищ, покрашених в світлі відтінки: $\Delta t_{б.с.} = 15°C$

Таблиця 17

Теплопритоки

теплоприток від північної стінки	$Q_{пн.} = F_{пн.} \cdot k_{зн.} \cdot \Theta_{зн.}$ (5.41)	1026,434 Вт
південної стінки	$Q_{пд.} = F_{пд.} \cdot k_{вн.} \cdot \Theta_{вн.}$ (5.42)	881,396 Вт
підлоги	$Q_{п.} = F_{п.} \cdot k_{п.} \cdot \Theta_{п}$(5.43)	1000 Вт
стелі	$Q_{ст.} = F_{ст.} \cdot k_{б.п.} \cdot \Theta_{зн.}$ (5.44)	1688,8Вт
сонячної радіації	$Q_{с.р.} = F_{ст.} \cdot k_{б.п.} \cdot \Delta t_{б.с}$ (5.45)	487,159 Вт
теплопритоки від огороджуючих конструкцій	$Q_1 = Q_{пн.} + Q_{пд.} + Q_{п.} + Q_{ст.} + Q_{с.р.}$46)	5083,8 Вт

Таблиця 18

Розрахунок теплопритоків від продукту при холодильній обробці (Q_2).

Надходження вантажу на добу	$M_{доб.} \frac{т}{доб.}$	15
Температура надходження	$t_{поч.}$ °C	-8
Температура випуску	$t_{кін.}$ °C	-20
ентальпія продукту, який поступив на зберігання	$h_{нач} \frac{кДж}{кг.}$	37,3
ентальпія продукту при температурі закінчення обробки	$h_{кін.} \frac{кДж}{кг.}$	0
теплоприток від продукту в процесі обробки	$Q_2 = M_{доб.} \cdot (h_{нач.} - h_{кін.})$, Вт	6475,694

Таблиця 19

Експлуатаційні теплопритоки (Q_4).

теплопритоки від освітлення:	$A = 2{,}3\frac{Вт}{м^2}$ (5.47) $q_1 = A \cdot F_{підлоги}$	0,358 кВт
теплопритоки від перебування людей	$n_{л.} = 4$ $q_2 = 350\ Вт \cdot n_л$, (5.48)	1400 кВт
теплоприток від працюючих електродвигунів	$N_{ел.дв.} = 0$ кВт $a_{заван.} = 0{,}6$ (5.49) $q_3 = N_{ел.дв.} \cdot a_{заван}$,	0кВт
теплопритоки при відкриванні дверей	$К_{дв} = 12\ \frac{Вт}{м^2}$ (5.50) $q_4 = К_{дв} \cdot F_{підлоги}$	1,867 кВт
експлуатаційні теплопритоки	$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4$ (5.51)	2365 Вт
Теплопритоки в камері	$\sum Q_2 = Q_1 + Q_2 + Q_4 \sum Q_1$, (5.52)	13924,5Вт
Навантаження на компресор:	$\sum Q_{2км} = Q_1 + 0{,}6 \cdot Q_2 + 0{,}7 \cdot Q_4 \sum Q_{1км}$ (5.53)	9812,08Вт

Камера №3

Таблиця 20

Камери зберігання заморожених продуктів.		
Температурний режим в камері	$t_{кам.}$,°C	-20
Ємкість камери	$G_{кам}$,т	.250
Надходження вантажу на добу	$M_{доб.} = \frac{6\%}{доб.} \cdot G_{кам.}, \frac{т}{доб.}$ (4.1)	.15
Температура надходження	$t_{поч.}$,°C	-8
Температура випуску	$t_{кін.}$,°C	-20
Потужність встановлених електродвигунів	$N_{ел.дв.}$,кВт	0
Кількість працюючих людей	$n_{л.}$	4

Таблиця 21

Заміри камери.

західна стінка	$a_{зах.}$	12000мм
східна стінка	$a_{сх.} = 12000мм + \sum \delta_{зн.}$ (5.55)	12604мм
північна стінка	$b_{пн.} = 12000мм + 0,5 \cdot \sum \delta_{зн.}$ (5.56)	12302мм
південна стінка	$b_{пд.}$ (5.57)	12000мм
висота камери	$H_{кам.} = h_{кам.} + \sum \delta_{б.п.}$ (5.58)	6829мм

Таблиця 22

Розрахунок площі для визначення теплопритоків.

площа західної стінки:	$F_{зх.} = a_{зх.} \cdot H_{кам.}$	81,948 м^2	(5.59)
площа східної стінки	$F_{сх.} = a_{сх.} \cdot H_{кам}$	86,073 м^2	(5.60)
площа північної стінки	$F_{пн.} = b_{пн.} \cdot H_{кам.}$	84,01 м^2	(5.61)
площа південної стінки	$F_{пд.} = b_{пд.} \cdot H_{кам}$	81,948 м^2	(5.62)
площа підлоги	$F_{підлоги.} = a_{зх.} \cdot b_{пн.} + 4.2$ м^2	155,105м^2	(5.63)
площа стелі	$F_{стелі.} = a_{зх.} \cdot b_{пн.}$	147,624м^2	(5.64)

Таблиця 23

Розрахунок теплопритоків через огороджуючі конструкції (Q_1)

різниця температур для зовнішніх стін і стелі	$\Theta_{зн.} = t_{л.} - t_{кам.}$	52°С (5.65)
для підлоги	$\Theta_{п.} = 1 \cdot C - t_{кам}$	21°С (5.66)
для внутрішніх стін	$\Theta_{вн.} = (t_{л.} - t_{кам.}) \cdot 70\% \Theta_{вн.}$	36,4С (5.67)

надлишкова різниця температур від сонячної радіації для покриттів ,без горищ, покрашених в світлі відтінки: $\Delta t_{б.с.} = 15°C$

Таблиця 24

Теплопритоки

теплоприток від північної стінки	$Q_{пн.} = F_{пн.} \cdot k_{зн.} \cdot \Theta_{зн.}$ (5.68)	1026,434 Вт
південної стінки	$Q_{пд.} = F_{пд.} \cdot k_{вн.} \cdot \Theta_{вн.}$ (5.69)	879,96 Вт
східної стінки	$Q_{зх.} = F_{зх.} \cdot k_{зн.} \cdot \Theta_{вн.}$ (5.70)	1051,81Вт
підлоги	$Q_{п.} = F_{п.} \cdot k_{п.} \cdot \Theta_{п}$(5.71)	1000Вт

стелі	$Q_{ст.} = F_{ст.} \cdot k_{б.п.} \cdot \Theta_{зн.}$ (5.72)	1688,8Вт
сонячної радіації	$Q_{с.р.} = F_{ст.} \cdot k_{б.п.} \cdot \Delta t_{б.с}$ (5.73)	487,159 Вт
теплопритоки від огороджуючих конструкцій	$Q_1 = Q_{пн.} + Q_{пд.} + Q_{зх.} + Q_{п.} + Q_{ст.} + Q_{с.р}$ (5.74)	6134,16 Вт

Таблиця 25

Розрахунок теплопритоків від продукту при холодильній обробці (Q_2).

Надходження вантажу на добу	$M_{доб.} \frac{т}{доб.}$	15
Температура надходження	$t_{поч.}$ °C	-8
Температура випуску	$t_{кін.}$ °C	-20
ентальпія продукту, який поступив на зберігання	$h_{нач} \frac{кДж}{кг.}$	37,3
ентальпія продукту при температурі закінчення обробки	$h_{кін.} \frac{кДж}{кг.}$	0
теплоприток від продукту в процесі обробки	$Q_2 = M_{доб.} \cdot (h_{нач.} - h_{кін.})$, Вт (5.75)	6475,694

Таблиця 26

Експлуатаційні теплопритоки(Q_4).

теплопритоки від освітлення:	$A = 2{,}3 \frac{Вт}{м^2}$ (5.76) $q_1 = A \cdot F_{підлоги}$	0,358кВт
теплопритоки від перебування людей	$n_{л.} = 4$ $q_2 = 350$ Вт$\cdot n_л$, (5.77)	1400 кВт
теплоприток від працюючих електродвигунів	$N_{ел.дв.} = 0$ кВт $a_{заван.} = 0{,}6$ (5.78) $q_3 = N_{ел.дв.} \cdot a_{заван}$,	0кВт
теплопритоки при відкриванні дверей	$К_{дв} = 12 \frac{Вт}{м^2}$ (5.79) $q_4 = К_{дв} \cdot F_{підлоги}$	1,867 кВт
експлуатаційні теплопритоки	$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4$ (5.80)	2365 Вт

Теплопритоки в камері	$\sum Q_3 = Q_1 + Q_2 + Q_4 \sum Q_1$, (5.81)	14974,854 Вт
Навантаження на компресор:	$\sum Q_{3км} = Q_1 + 0{,}6 \cdot Q_2 + 0{,}7 \cdot Q_4 \sum Q_{1км}$ (5.82)	11675Вт

Камера №4

Таблиця 27

Універсальна.

Температурний режим в камері	$t_{кам}$	(0…-20)°С
Ємкість камери	$G_{кам}$	200т
Надходження вантажу на добу	$M_{доб.} = \frac{8\%}{доб.} \cdot G_{кам.}$ (5.83)	$16 \frac{т}{доб.}$
Температура надходження	$t_{поч.}$	(12…-8)°С
Температура випуску	$t_{кін.}$	(0…-20)°С
Потужність встановлених електродвигунів	$N_{ел.дв}$	(3…0) кВт
Кількість працюючих людей	$n_{л.}$	3

Таблиця 28

Заміри камери.

західна стінка	$a_{зах.}$	12000мм
східна стінка	$a_{сх.} = 12000мм + 0{,}5 \cdot \sum \delta_{зн.}$ (5.84)	12302мм
північна стінка	$b_{пн.}$	12000мм
південна стінка	$b_{пд.} = 12000мм + 0{,}5 \cdot \sum \delta_{зн.}$ (5.85)	12302мм
висота камери	$H_{кам.} = h_{кам.} + \sum \delta_{б.п.}$ (5.86)	6829мм

Таблиця 29

Розрахунок площі для визначення теплопритоків.

площа західної стінки	$F_{зх.} = a_{зх.} \cdot H_{кам.}$ (5.87)	81,948 м^2
площа східної стінки	$F_{сх.} = a_{сх.} \cdot H_{кам.}$ (5.88)	84,01 м^2
площа північної стінки	$F_{пн.} = b_{пн.} \cdot H_{кам.}$ (5.89)	81,948 м^2
площа південної стінки	$F_{пд.} = b_{пд.} \cdot H_{кам.}$ (5.90)	84,01 м^2

площа підлоги	$F_{підлоги.} = a_{зх.} \cdot b_{пн.} + 4 \cdot 2$ м^2 (5.91)	152м^2
площа стел	$F_{стелі.} = a_{зх.} \cdot b_{пн.}$ (5.92)	144м^2

Таблиця 30

Розрахунок теплопритоків через огороджуючі конструкції (Q_1)

різниця температур для зовнішніх стін і стелі	$\Theta_{зн.} = t_{л.} - t_{кам}$ °С. =(5.93)	(32…52)
для підлоги	$\Theta_{п.} = 1 \cdot C - t_{кам.}$ °С (5.94)	(1…21)
для внутрішніх стін	$\Theta_{вн.} = (t_{л.} - t_{кам.}) \cdot 70\%$ °С (5.95)	(22,4…36,4)

надлишкова різниця температур від сонячної радіації для покриттів ,без горищ, покрашених в світлі відтінки: $\Delta t_{б.с.} = 15°C$

Таблиця 31

Теплоприток		
від північної стінки	$Q_{пн.} = F_{пн.} \cdot k_{зн.} \cdot \Theta_{зн}$ Вт (5.96)	(542,398…881,396)
південної стінки	$Q_{пд.} = F_{пд.} \cdot k_{вн.} \cdot \Theta_{вн.}$ Вт (5.97)	(631,652…1026,434)
східної стінки	$Q_{сх.} = F_{сх.} \cdot k_{зн.} \cdot \Theta_{зн}$ Вт (5.98)	(631.652…1026,434)
підлоги	$Q_{п.} = F_{п.} \cdot k_{п.} \cdot \Theta_{п}$ Вт (5.99)	(46,438…975,197)
стелі	$Q_{ст.} = F_{ст.} \cdot k_{б.п.} \cdot \Theta_{зн}$ Вт(5.100)	(1011,799…1644.173)
сонячної радіації	$Q_{с.р.} = F_{ст.} \cdot k_{б.п.} \cdot \Delta t_{б.с}$Вт(5.101)	474,281
теплопритоки від огороджуючих конструкцій	$Q_1 = Q_{пн.} + Q_{пд.} + Q_п + Q_{сх.} + Q_{ст.} + Q_{с.р}$ Вт (5.102)	(3338,219…6027,916)

Таблиця 32

Розрахунок теплопритоків від продукту при холодильній обробці (Q_2).

Надходження вантажу на добу	$M_{доб}$ $\frac{т}{доб.}$	16
Температура надходження	$t_{поч}$ °С	(12…-8)
Температура випуску	$t_{кін.}$ °С	(0…-20)
теплоємкість продукту (сир)	$C_{прод.}$ $\frac{кДж}{кг.}$	2,43

ентальпія продукту, який поступив на зберігання	$h_{нач.}$ $\frac{кДж}{кг.}$	37,3
ентальпія продукту при температурі закінчення обробки	$h_{кін.}$ $\frac{кДж}{кг.}$	0
теплоприток від продукту в процесі обробки	$Q_{2збер}= M_{доб.}\cdot (h_{нач.}-h_{кін.})$ Вт (5.103)	6907,407
тепло приток від продукту в процесі обробки	$Q_{2с} = M_{доб.}\cdot C_{прод.}\cdot (h_{нач\ 1,1.}-h_{кін.1.1}) = 5400$ Вт (5.104)	(5400…6907,407)
	$Q_2 = (Q_{2с}…Q_{2збер})$ (5.105)	

Таблиця 33

Експлуатаційні теплопритоки (Q_4).

теплопритоки від освітлення	$A = 2,3\frac{Вт}{м^2}$ (5.106) $q_1 = A\cdot F_{підлоги}$	0,35 кВт
теплопритоки від перебування людей	$n_{л.} = 3$ (5.107) $q_2 = 350$ Вт$\cdot n_{л.}$	1050 кВт
теплоприток від працюючих електродвигунів	$N_{ел.дв.} = (3…0)$ кВт $a_{заван.} = 0,6$ $q_3 = N_{ел.дв.}\cdot a_{заван}$ (5.108)	(1,8…0)кВт
теплопритоки при відкриванні дверей	$К_{дв}= 15\frac{Вт}{м^2}$ $q_4 = К_{дв}\cdot F_{підлоги}$.(5.109)	2,28 кВт
експлуатаційні тепло притоки	$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4$ Вт (5.110)	(5479,6…3679,6)
Теплопритоки в камері	$\sum Q_4 = Q_1 + Q_2 + Q_4$ Вт (5.111)	(14217,819…16614,923)
Навантаження на компресор	$\sum Q_{4км} = Q_1 + 0,6\cdot Q_2 + 0,7\cdot Q_4$ Вт (5.112)	12748,08

Камера №5

Таблиця 34

Камера заморожування

Початкова температура продукту при замороженні	$t_{поч.з.}$	36°С
Кінцева температура продукту при замороженні	$t_{кін.з.}$	-8°С
Товщина продукту	$\delta_{пр}$	0,24м
Швидкість повітря поблизу продукту	$w_{доб}$	$2\ \frac{м}{сек.}$
Температура повітря в камері	$t_{кам.з}$	-30°С
Щільність продукту	$\rho_{туші.}$	$1080\frac{кг}{м^3}$
Надходження вантажу на добу	$M_{доб.}$	$8\frac{т}{доб.}$

Таблиця 35

Заміри камери.

західна стінка	$a_{зах.}$	6000мм
східна стінка	$a_{сх.}$	6000мм
південна стінка	$b_{пд.} = 12000мм + 0,5 \cdot \sum \delta_{зн.}$ (5.113)	6302мм
висота камери	$H_{кам.} = h_{кам.} + \sum \delta_{б.п.}$ (5.114)	6829мм

Таблиця 36

Розрахунок площі для визначення теплопритоків.

площа західної стінки	$F_{зх.} = a_{зх.} \cdot H_{кам..}$ (5.115)	40,974 м^2
площа східної стінки	$F_{сх.} = a_{сх.} \cdot H_{кам.}$ (5.116)	40,974 м^2
площа північної стінки	$F_{пн.} = b_{пн.} \cdot H_{кам.}$ (5.117)	40,974 м^2
площа південної стінки	$F_{пд.} = b_{пд.} \cdot H_{кам.}$ (5.118)	43,036 м^2
площа підлоги	$F_{підлоги.} = a_{зх.} \cdot b_{пн.} + 4.2$ м^2 (5.119)	44м^2
площа стелі	$F_{стелі.} = a_{зх.} \cdot b_{пн.}\ F_{стелі.}$ (5.120)	36м^2

Таблиця 37

Розрахунок теплопритоків через огороджуючі конструкції (Q_1)

різниця температур		
для зовнішніх стін і стелі	$\Theta_{зн.} = t_{л.} - t_{кам.}$ (5.121)	62°С

для підлоги	$\Theta_{п.} = 1 \cdot C - t_{кам.}$ (5.122)	31°C

надлишкова різниця температур від сонячної радіації для покриттів ,без горищ, покрашених в світлі відтінки: $\Delta t_{б.с.} = 15°C$

Таблиця 38

Теплоприток		
південної стінки	$Q_{пд.} = F_{пд.} \cdot k_{вн.} \cdot \Theta_{вн.}$ (5.123)	=626,935Вт
підлоги	$Q_{п.} = F_{п.} \cdot k_{п.} \cdot \Theta_{п}$ (5.124)	416,719 Вт
стелі	$Q_{ст.} = F_{ст.} \cdot k_{б.п.} \cdot \Theta_{зн.}$ (5.125)	490,09 Вт
сонячної радіації	$Q_{с.р.} = F_{ст.} \cdot k_{б.п.} \cdot \Delta t_{б.с.}$ (5.126)	118,57 Вт
теплопритоки від огороджуючих конструкцій	$Q_1 = Q_{пд.} + Q_{п} + Q_{ст.} + Q_{с.р.}$ (5.127)	1652,314 Вт

Таблиця 39

Розрахунок теплопритоків від продукту при холодильній обробці (Q_2).

Коефіцієнт теплопровідності охолодженого продукту	$\lambda_{туші.} \frac{Вт}{м \cdot С.}$	0,48
Кріоскопічна температура	$t_{кр.}°C$	-1
Коефіцієнти P і R	P	1/3
	R	0,0967
Середня температура	$t_{ср} = \frac{t_{кр.} + t_{кін.з.}}{2} t_{ср}°C$	-4,5
Доля вимороженої вологи	$\omega = 1 - \frac{t_{кр.}}{t_{ср.}} \omega$	0,7778
Коефіцієнт теплопровідності замороженого продукту	$\lambda_{зам.} = \lambda_{туші.} + 0{,}9 \cdot \omega \lambda_{зам.} \frac{Вт}{м \cdot С}$ (5.128)	1,18
Визначаємо властивість повітря при температурі в камері	$\vartheta_{пов.} = 1.08 \times 10^{-5} \frac{м^2}{сек.} \lambda_{пов.} \frac{Вт}{м \cdot С}$ (5.129)	0,022
Визначаємо число Рейнольдса	$Re = \frac{w_x \cdot \delta_{пр.}}{\vartheta_{пов}}$ (5.130)	44444,444
Визначаємо число Нусельта	$Nu = 0.33 \cdot Re^{0,58}$ (5.131)	163.7752

Вичислюємо коефіцієнт тепловіддачі	$\propto_{в} = \frac{Nu \cdot \lambda_{пов.}}{\delta_{пр.}} \frac{Вт}{м^2 \cdot С}$(5.132)	15,0127
Початкова ентальпія продукту	$h_{нач.} \frac{кДж}{кг.}$	321,118
Кінцева ентальпія продукту	$h_{кін.} \frac{кДж}{кг.}$	37,3
Питома теплота заморожування	$q = h_{нач.} - h_{кін} \frac{кДж}{кг.}$ (5.133)	283.818
Час заморожування напівтуші	$\tau_{зам.} = \frac{q \cdot \rho_{туші} \cdot \delta_{пр.}}{t_{кр.} - t_{кам.з.}} \cdot \left(R \cdot \frac{\delta_{пр.}}{2\lambda_{зам}} + P \cdot \frac{1}{\alpha_{в}} \right)$год. (5.134)	22,575
Час завантаження-вивантаження	$\tau_{з.в.}$ год.	1,6
Визначаємо час циклу	$\tau_{цикл.} = \tau_{зам.} + \tau_{з.в}$год. (5.135)	.24,175
Визначаємо ємкість камери охолодження	$E_{кам.охол.} = M_{доб.} \cdot \tau_{циклу}$ т(5.136)	8,058
Норма завантаження на квадратний метр	$q_f \frac{кг}{м^2}$	250
Вичислюємо будівельну площу камери	$F_{буд.} = \frac{Екам.охол.}{q_f}$(5.137)	$32.233 м^2$
Норма завантаження продукту на один погонний метр підвісних шляхів	$q_l \frac{кг}{м}$	280
Вичислюємо загальну довжину підвісних шляхів	$L_{заг.} = \frac{Екам.охол.}{q_f}$(5.138)	28.78м
Тепловий потік, який відводиться в процесі заморожування	$Q_2 = 1.4 \cdot M_{доб.} \cdot (h_{нач.} - h_{кін.})$ (5.139)	36,7921 к Вт

Таблиця 40

Експлуатаційні теплопритоки (Q_4).

теплопритоки від освітлення	$A = 2,3 \frac{Вт}{м^2}$ $q_l = A \cdot F_{підлоги.}$ кВт	0,101
теплопритоки при відкриванні	$К_{дв} = 32 \frac{Вт}{м^2}$	. 1,408

дверей	$q_4 = K_{дв} \cdot F_{підлоги}$ кВт	
експлуатаційні теплопритоки	$Q_4 = q_1 + q_4$ Вт	1509,2
Теплопритоки в камері	$\sum Q_5 = Q_1 + Q_2 + Q_4$ Вт	39952,731
Навантаження на компресор	$\sum Q_{5км} = Q_1 + 0,6 \cdot Q_2 + 0,7 \cdot Q_4$ Вт	24783,484

Камера №6

Таблиця 41

Камера заморожування

Початкова температура продукту при замороженні	$t_{поч.з.}$ °С	36
Кінцева температура продукту при замороженні	$t_{кін.з.}$ °С	-8
Товщина продукту	$\delta_{пр}$м	0,24
Швидкість повітря поблизу продукту	$w_{доб.}$ $\frac{м}{сек.}$	2
Температура повітря в камері	$t_{кам.з.}$°С	-30
Щільність продукту	$\rho_{туші.}$ $\frac{кг}{м^3}$	1080
Надходження вантажу на добу	$M_{доб.}$ $\frac{т}{доб.}$	8

Таблиця 42

Заміри камери.

західна стінка	$a_{зах.}$ мм	6000
східна стінка	$a_{сх.}$ мм	6000
північна стінка	$b_{пн}$мм	6000
південна стінка	$b_{пд.} = 12000$мм $+ 0,5 \cdot \sum \delta_{зн.} b_{пд.}$ мм	6302
висота камери	$H_{кам.} = h_{кам.} + \sum \delta_{б.п.} H_{кам.}$ мм	6829

Таблиця 43

Розрахунок площі для визначення теплопритоків

площа західної стінки	$F_{зх.} = a_{зх.} \cdot H_{кам.}$ м^2	40,974
площа східної стінки	$F_{сх.} = a_{сх.} \cdot H_{кам.}$ м^2	40,974
площа північної стінки	$F_{пн.} = b_{пн.} \cdot H_{кам.}$ м^2	40,974
площа південної стінки	$F_{пд.} = b_{пд.} \cdot H_{кам.}$ м^2	43,036

площа підлоги	$F_{підлоги.} = a_{зх.} \cdot b_{пн.} + 4 \cdot 2$ м^2 м^2	44
площа стелі	$F_{стелі.} = a_{зх.} \cdot b_{пн.}$ м^2	36

Таблиця 44

Розрахунок теплопритоків через огороджуючі конструкції (Q_1)

різниця температур		
зовнішніх стін і стелі	$\Theta_{зн.} = t_{л.} - t_{кам.}$ °C	62
для підлоги	$\Theta_{п.} = 1.C - t_{кам.}$ °C	31

надлишкова різниця температур від сонячної радіації для покриттів ,без горищ, покрашених в світлі відтінки: $\Delta t_{б.с.} = 15°C$

Таблиця 45

теплоприток		
південної стінки	$Q_{пд.} = F_{пд.} \cdot k_{вн.} \cdot \Theta_{вн.}$ Вт	626,935
підлоги	$Q_{п.} = F_{п.} \cdot k_{п.} \cdot \Theta_{п}$ Вт	416,719
стелі	$Q_{ст.} = F_{ст.} \cdot k_{б.п.} \cdot \Theta_{зн.}$ Вт	490,09
сонячної радіації	$Q_{с.р.} = F_{ст.} \cdot k_{б.п.} \cdot \Delta t_{б.с.}$ Вт	118,57
від огороджуючих конструкцій	$Q_1 = Q_{пд.} + Q_{п} + Q_{ст.} + Q_{с.р.} =$ Вт	1652,314

Таблиця 46

Розрахунок теплопритоків від продукту при холодильній обробці (Q_2).

Коефіцієнт теплопровідності охолодженого продукту	$\lambda_{туші.} \frac{Вт}{м \cdot C.}$	0,48
Кріоскопічна температура	$t_{кр}C$	. -1°
Коефіцієнти Рі R	P	1/3
	R	0,0967
Середня температура	$t_{ср} = \frac{t_{кр.} + t_{кін.з.}}{2} t_{ср}$ °C	-4,5
Доля вимороженої вологи	$\omega = 1 - \frac{t_{кр.}}{t_{ср.}}$	0,7778
Коефіцієнт теплопровідності замороженого продукту	$\lambda_{зам.} = \lambda_{туші.} + 0{,}9 \cdot \omega \frac{Вт}{м \cdot C}$	1,18

Визначаємо властивість повітря при температурі в камері	$\vartheta_{пов.} = 1.08 \times 10^{-5} \frac{м^2}{сек.} \lambda_{пов.} \frac{Вт}{м \cdot С}$	0,022
Визначаємо число Рейнольдса	$Re = \frac{w_x \cdot \delta_{пр.}}{\vartheta_{пов}}$	44444,444
Визначаємо число Нусельта	$Nu=0.33 \cdot Re^{0,58}$ Nu	163.7752
Вичислюємо коефіцієнт тепловіддачі	$\propto_в = \frac{Nu \cdot \lambda_{пов.}}{\delta_{пр.}} \propto_в \frac{Вт}{м^2 \cdot С}$	15,0127
Початкова ентальпія продукту	$h_{нач.} \frac{кДж}{кг.}$	321,118
Кінцева ентальпія продукту	$h_{кін.} \frac{кДж}{кг.}$	37,3
Питома теплота заморожування	$q= h_{нач.}- h_{кін.} \frac{кДж}{кг.}$	283.818
Час заморожування напівтуші	$\tau_{зам.} = \frac{q \cdot \rho_{туші} \cdot \delta_{пр.}}{t_{кр.} - t_{кам.з.}} \cdot \left(R \cdot \frac{\delta_{пр.}}{2\lambda_{зам}} + P \cdot \frac{1}{\alpha_в}\right)$ год	22,575
Час завантаження-вивантаження	$\tau_{з.в}$год	.1,6
Визначаємо час циклу	$\tau_{цикл.} = \tau_{зам.} + \tau_{з.в.}$ год	24,175
Визначаємо ємкість камери охолодження	$E_{кам.охол.} = M_{доб.} \cdot \tau_{циклу}$ т	8,058
Норма завантаження на квадратний метр	$q_f \frac{кг}{м^2}$	250
Вичислюємо будівельну площу камери	$F_{буд.} = \frac{Екам.охол.}{q_f} м^2$	32.233
Норма завантаження продукту на один погонний метр підвісних шляхів	$q_l \frac{кг}{м}$	280
Вичислюємо загальну довжину підвісних шляхів	$L_{заг.} = \frac{Екам.охол.}{q_f} м$	28.78
Тепловий потік, який відводиться в процесі заморожування	$Q_2 = 1.4 \cdot M_{доб.} \cdot (h_{нач.}-h_{кін.})$ к Вт	36,7921

Таблиця 47

Експлуатаційні теплопритоки (Q_4).

теплопритоки від освітлення	$A = 2{,}3\frac{Вт}{м^2}$ $q_1 = A \cdot F_{підлоги.}$ кВт (5.133)	0,101
теплопритоки при відкриванні дверей	$К_{дв} = 32\ \frac{Вт}{м^2}$ $q_4 = К_{дв} \cdot F_{підлоги}$ кВт (5.134)	.1,408
експлуатаційні теплопритоки	$Q_4 = q_1 + q_4$ Вт (5.135)	1509,2
Теплопритоки в камері	$\sum Q_6 = Q_1 + Q_2 + Q_4$ Вт (5.136)	39952,731
Навантаження на компресор	$\sum Q_{6км} = Q_1 + 0{,}6 \cdot Q_2 + 0{,}7 \cdot Q_4$ Вт(5.137)	24783,484

Камера №7

Таблиця 48

Камера зберігання заморожених продуктів.

Температурний режим в камері	$t_{кам.}$	-20°С
Ємкість камери	$G_{кам.}$ т	125
Надходження вантажу на добу	$M_{доб.} = \frac{8\%}{доб.} \cdot G_{кам.} \frac{т}{доб.}$ (5.138)	10
Температура надходження	$t_{поч.}$ °С	-8
Температура випуску	$t_{кін.}$ °С	-20
Потужність встановлених електродвигунів	$N_{ел.дв.}$ кВт	1
Кількість працюючих людей	$n_л$	. 2

Таблиця 49

Заміри камери.

західна стінка	$a_{зах.}$ мм	6000
східна стінка	$a_{сх.}$ мм	6000
північна стінка	$b_{пн.}$ мм	8000
південна стінка	$b_{пд.} = 8000мм + 0{,}5 \cdot \sum \delta_{зн.}$мм (5.139)	8302
висота камери	$H_{кам.} = h_{кам.} + \sum \delta_{б.п.}$ мм (5.140)	6829

Таблиця 50

Розрахунок площі для визначення теплопритоків.

площа західної стінки	$F_{зх.} = a_{зх.} \cdot H_{кам.}$ м^2 (5.141)	40,974
площа східної стінки	$F_{сх.} = a_{сх.} \cdot H_{кам.}$ м^2 (5.142)	40,974
площа північної стінки	$F_{пн.} = b_{пн.} \cdot H_{кам.}$ 54,632 м^2 (5.143)	
площа південної стінки	$F_{пд.} = b_{пд.} \cdot H_{кам..}$ м^2 (5.144)	56,694
площа підлоги	$F_{підлоги.} = a_{зх.} \cdot b_{пн.} + 4.2$ м^2 м^2 (5.145)	56
площа стелі	$F_{стелі.} = a_{зх.} \cdot b_{пн.}$ м^2 (5.146)	48

Таблиця 51

Розрахунок теплопритоків через огороджуючі конструкції (Q_1)

різниця температур		
для зовнішніх стін і стелі	$Θ_{зн.} = t_{л.} - t_{кам.}$ °C (5.147)	52
для підлоги	$Θ_{п.} = 1.C - t_{кам.}$ °C (5.148)	21
для внутрішніх стін	$Θ_{вн.} = (t_{л.} - t_{кам.}).70\%$ °C (5.149)	36,4

надлишкова різниця температур від сонячної радіації для покриттів ,без горищ, покрашених в світлі відтінки: $\Delta t_{б.с.} = 15°C$

Таблиця 52

теплоприток		
від південної стінки	$Q_{пд.} = F_{пд.} \cdot k_{вн.} \cdot Θ_{вн.}$ Вт (5.150)	692,689
західної стінки	$Q_{зх.} = F_{сх.} \cdot k_{зн.} \cdot Θ_{зн.}$ Вт (5.151)	440,698
підлоги	$Q_{п.} = F_{п.} \cdot k_{п.} \cdot Θ_{п.}$ Вт (5.152)	359,283
стелі	$Q_{ст.} = F_{ст.} \cdot k_{б.п.} \cdot Θ_{зн.}$ Вт (5.153)	548,058
сонячної радіації	$Q_{с.р.} = F_{ст.} \cdot k_{б.п.} \cdot \Delta t_{б.с.}$ Вт (5.154)	158,094
від огороджуючих конструкцій	$Q_1 = Q_{пд.} + Q_п + Q_{зх.} + Q_{ст.} + Q_{с.р.}$ Вт (5.155)	2198,821

Таблиця 53

Розрахунок теплопритоків від продукту при холодильній обробці (Q_2).

Надходження вантажу на добу	$M_{доб.} \frac{т}{доб.}$	10
Температура надходження	$t_{поч.}$ °C	-8

Температура випуску	$t_{кін.}$ °С	20
ентальпія продукту, який поступив на зберігання	$h_{нач.}\frac{кДж}{кг.}$	29,3
ентальпія продукту при температурі закінчення обробки	$h_{кін.}\frac{кДж}{кг.}$	0
теплоприток від продукту в процесі обробки	$Q_2 = M_{доб.} \cdot (h_{нач.}-h_{кін.})$ Вт (5.156)	3391,204

Таблиця 54

Експлуатаційні теплопритоки (Q_4).

теплопритоки від освітлення	$A = 2{,}3\frac{Вт}{м^2}$ $q_1 = A \cdot F_{підлоги.}$ кВт (5.157)	0,129
теплопритоки від перебування людей	$n_{л.} = 2$ $q_2 = 350$ Вт$\cdot n_{л.}$ кВт (5.158)	700
теплоприток від працюючих електродвигунів	$N_{ел.дв.} = 1$ кВт $a_{заван.} = 0{,}6$ $q_3 = N_{ел.дв.} \cdot a_{заван.}$ кВт (5.159)	0,6
теплопритоки при відкриванні дверей	$К_{дв} = 12\frac{Вт}{м^2}$ $q_4 = К_{дв} \cdot F_{підлоги.}$ кВт (5.160)	0.672
експлуатаційні теплопритоки	$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4$ Вт (5.161)	2100,8
Теплопритоки в камері	$\sum Q_7 = Q_1 + Q_2 + Q_4$ Вт (5.162)	7690,825
Навантаження на компресор	$\sum Q_{7км} = Q_1 + 0{,}6 \cdot Q_2 + 0{,}7 \cdot Q_4$ Вт (5.163)	5704,104

Камера №8

Таблиця 55

Камера зберігання заморожених продуктів.

Температурний режим в камері	$t_{кам.}$ °С	-20
Ємкість камери	$G_{кам.}$ т	200
Надходження вантажу на добу	$M_{доб.} = \frac{8\%}{доб.} \cdot G_{кам.} \frac{т}{доб.}$ (4.164)	16
Температура надходження	$t_{поч.}$ °С	-8

Температура випуску	$t_{кін.}$ °С	-20
Потужність встановлених електродвигунів	$N_{ел.дв.}$ кВт	0
Кількість працюючих людей	$n_{л.}$	2

Таблиця 56

Заміри камери.

західна стінка	$a_{зах.} = 6000мм + 0,5 \cdot \sum \delta_{зн.}$ мм (5.165)	6302
східна стінка	$a_{сх.}$ мм (5.166)	6000
північна стінка	$b_{пн.}$ мм (5.167)	12000
південна стінка	$b_{пд.}$ мм (5.168)	12000
висота камери	$H_{кам.} = h_{кам.} + \sum \delta_{б.п.}$ мм (5.169)	6829

Таблиця 57

Розрахунок площі для визначення теплопритоків.

площа західної стінки	$F_{зх.} = a_{зх.} \cdot H_{кам.} м^2$ (5.170)	43,036
площа східної стінки	$F_{сх.} = a_{сх.} \cdot H_{кам.}$ $м^2$ (5.171)	40,974
площа північної стінки	$F_{пн.} = b_{пн.} \cdot H_{кам.}$ $м^2$ (5.172)	81,948
площа південної стінки	$F_{пд.} = b_{пд.} \cdot H_{кам.}$ $м^2$ (5.173)	81,948
площа підлоги	$F_{підлоги.} = a_{зх.} \cdot b_{пн.} + 4 \cdot 2$ $м^2$ $м^2$ (5.174)	83,624
площа стелі	$F_{стелі.} = a_{зх.} \cdot b_{пн.}$ $м^2$ (5.175)	75,624

Таблиця 58

Розрахунок теплопритоків через огороджуючі конструкції (Q_1)

різниця температур		
для зовнішніх стін і стелі	$\Theta_{зн.} = t_{л.} - t_{кам.}$ °С (5.176)	52
для підлоги	$\Theta_{п.} = 1 \cdot С - t_{кам.}$ °С (5.177)	21
для внутрішніх стін	$\Theta_{вн.} = (t_{л.} - t_{кам.}) \cdot 70\%$ °С (5.178)	36,4

надлишкова різниця температур від сонячної радіації для покриттів ,без горищ, покрашених в світлі відтінки: $\Delta t_{б.с.} = 15°С$

Таблиця 59

теплоприток		
Від північної стінки	$Q_{пн.} = F_{пд.} \cdot k_{зн.} \cdot \Theta_{зн.}$ Вт (5.179)	525,816
західної стінки	$Q_{зх.} = F_{сх.} \cdot k_{зн.} \cdot \Theta_{зн.}$ Вт (5.180)	525,816
підлоги	$Q_{п.} = F_{п.} \cdot k_{п.} \cdot \Theta_{п.}$ Вт (5.181)	536,512
стелі	$Q_{ст.} = F_{ст.} \cdot k_{б.п.} \cdot \Theta_{зн.}$ Вт (5.182)	863,465
сонячної радіації	$Q_{с.р.} = F_{ст.} \cdot k_{б.п.} \cdot \Delta t_{б.с.}$ Вт (5.183)	249,076
від огороджуючих конструкцій	$Q_1 = Q_{пн.} + Q_п + Q_{зх.} + Q_{ст.} + Q_{с.р.}$ Вт(5.184)	3056,266

Таблиця 60

Розрахунок теплопритоків від продукту при холодильній обробці (Q_2).

Надходження вантажу на добу	$M_{доб.}$ $\frac{т}{доб.}$	16
Температура надходження	$t_{поч.}$ °C	-8
Температура випуску	$t_{кін.}$°C	20
ентальпія продукту, який поступив на зберігання	$h_{нач.}$ $\frac{кДж}{кг.}$	29,3
ентальпія продукту при температурі закінчення обробки	$h_{кін.}$ $\frac{кДж}{кг.}$	0
теплоприток від продукту в процесі обробки	$Q_2 = M_{доб.} \cdot (h_{нач.} - h_{кін.})$ Вт(5.185)	5425,926

Таблиця 61

Експлуатаційні теплопритоки (Q_4).

від освітлення	$A = 2{,}3 \frac{Вт}{м^2}$ $q_1 = A \cdot F_{підлоги.}$ кВт (5.186)	0,192
від перебування людей	$n_{л.} = 2$ $q_2 = 350$ Вт$\cdot n_{л.}$ кВт (5.187)	700
від працюючих електродвигунів	$N_{ел.дв.} = 0$ кВт $a_{заван.} = 0{,}6$ $q_3 = N_{ел.дв.} \cdot a_{заван.}$ кВт (5.188	0
при відкриванні дверей	$K_{дв} = 12 \frac{Вт}{м^2}$ $q_4 = K_{дв} \cdot F_{підлоги.}$ кВт (5.189)	1,003

експлуатаційні теплопритоки	$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4$ Вт (5.190)	10378,823
в камері	$\sum Q_8 = Q_1 + Q_2 + Q_4$ Вт (5.191)	100378,015
Навантаження на компресор	$\sum Q_{8км} = Q_1 + 0{,}6 \cdot Q_2 + 0{,}7 \cdot Q_4$ Вт (5.192)	7638,898

Таблиця 62

Зведена таблиця теплопритоків		
Навантаження на обладнання при t_0= -10°С	$\sum Q_{об.-10} = \sum Q_{4_{1,1}}$ Вт (5.193)	14217,819
Навантаження на обладнання при t_0= -30°С	$\sum Q_{об.-30} = \sum Q_1 + \sum Q_2 + \sum Q_3 + \sum Q_{4_{1,2}} + \sum Q_7 + \sum Q_8$ Вт (5.194)	79769,242
Навантаження на компресор при t_0= -30°С	$\sum Q_{км.-30} = \sum Q_{1км} + \sum Q_{2км} + \sum Q_{3км} + \sum Q_{4км} + \sum Q_{7км} + \sum Q_{8км}$ Вт (5.195)	60054,401
Навантаження на обладнання при t_0= -40°С:	$\sum Q_{об.-40} = \sum Q_6 + \sum Q_5$ Вт (5.196)	79905,461
Навантаження на компресор при t_0= -40°С	$\sum Q_{км.-40} = \sum Q_{6км} + \sum Q_{5км} \sum Q_{об-40}$ Вт (5.197)	49566,968

6.Тепловий розрахунок та підбір обладнання.

Тепловий розрахунок холодильного комплексу є одним із основних етапів проєктування систем холодопостачання, оскільки саме на його основі визначаються:

- необхідна холодопродуктивність установки;
- теплові навантаження на холодильні камери;
- параметри роботи холодильного циклу;
- характеристики компресорного та теплообмінного обладнання;
- енергетична ефективність системи.

Для виконання теплового розрахунку сучасної холодильного системи на природному холодоагенті CO_2 (R744) використовується спеціалізоване програмне забезпечення Coolselector2 компанії Danfoss.

Програмний комплекс Coolselector2 дозволяє виконувати:

- розрахунок холодильних циклів;
- підбір компресорного обладнання;
- визначення параметрів роботи системи;
- розрахунок холодопродуктивності;
- оцінку енергоспоживання;
- підбір теплообмінного обладнання;
- аналіз режимів роботи CO_2-систем.

У даному проєкті тепловий розрахунок виконується для сучасної транскритичної CO_2-системи розподільчого холодильника з урахуванням:

- температурного режиму камер;
- теплопритоків через огороджувальні конструкції;
- теплопритоків від продукції;
- інфільтрації зовнішнього повітря;
- тепловиділень від персоналу та освітлення;
- роботи вентиляторів повітроохолоджувачів;
- кліматичних умов експлуатації.

При розрахунку визначаються:

- сумарне теплове навантаження;
- необхідна холодопродуктивність установки;
- температури кипіння та газового охолодження;
- робочі тиски системи;
- масова витрата холодоагенту;
- споживана потужність компресорів;
- коефіцієнт енергоефективності (COP).

Особлива увага приділяється роботі системи в умовах високих температур навколишнього середовища, що є характерним для кліматичних умов південних регіонів України, зокрема Миколаїв.

Таблиця 63. Вихідні дані для аналізу циклу на CO_2

Температура конденсації	t_k	42°C
Температура кипіння	$t_{0\ -30}$	-30°C
	$t_{0\ -40}$	-40°C
Проміжна температура	$t_{пр}$	-10°C
Тиск газового охолоджувача	$P_{го}$	107,6 бар
Перегрів на всмоктуванні	$\Delta t_{вс}$	10°C

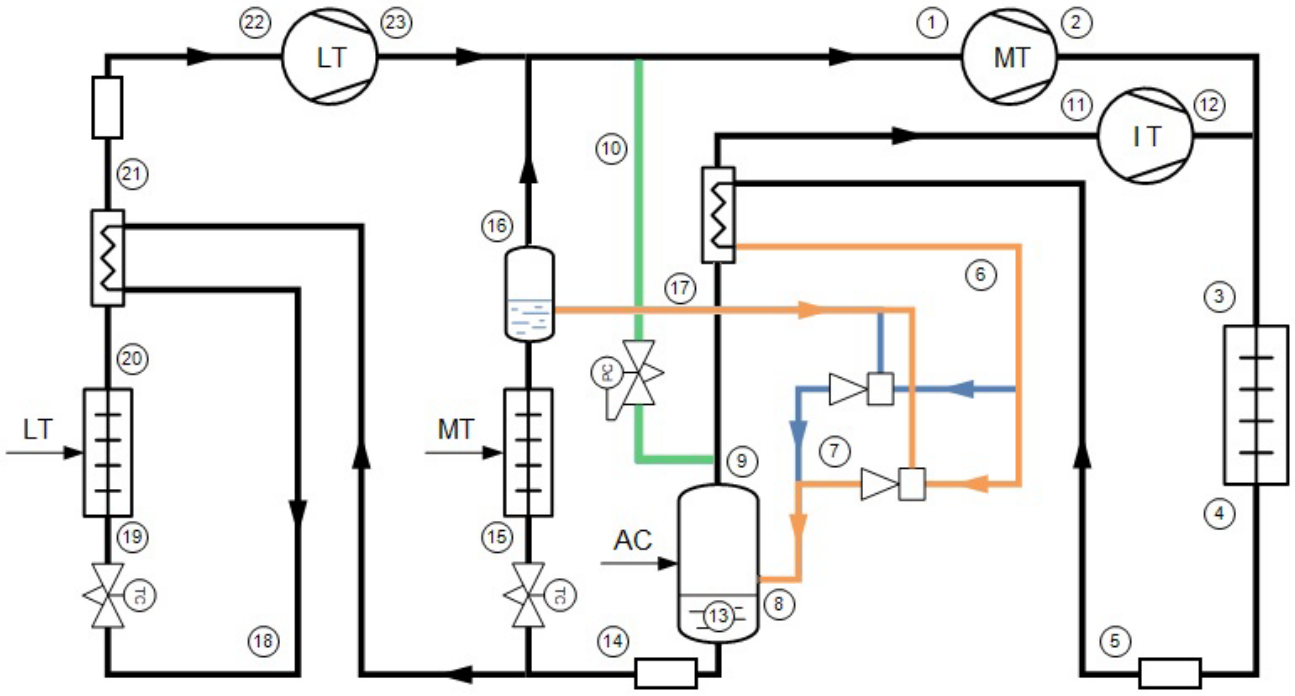

Рис. 19. Принципова схема транскритичної холодильної системи CO2 з паралельним стисненням (Система 3): LT – компресор першого ступеня стиснення, MT – компресор другого ступеня стиснення, IT – компресор паралельного стиснення.

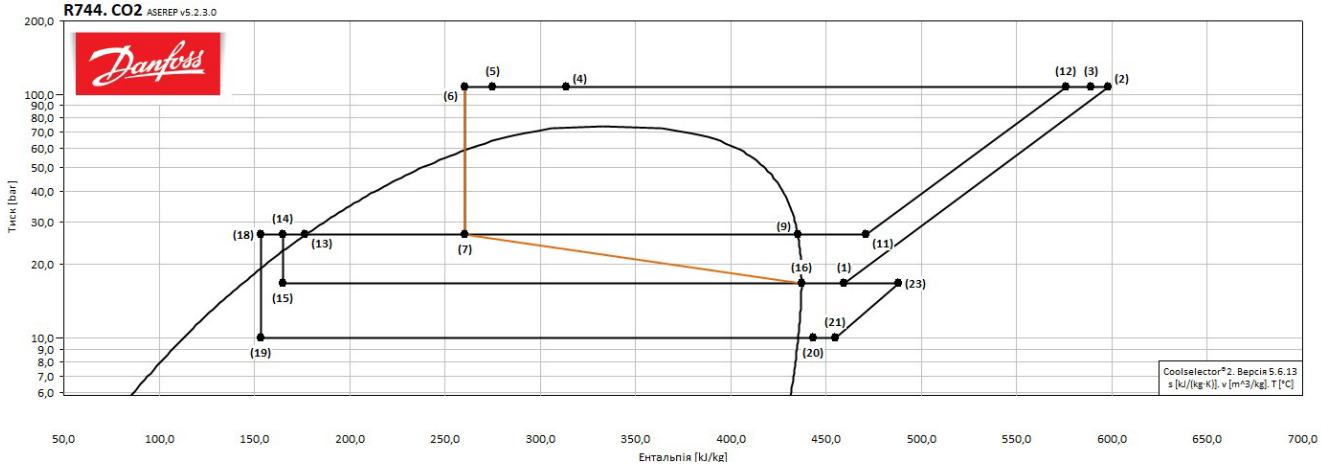

Рис.20/ Цикл роботи холодильної установки R744.

Таблиця 64. Параметри в вузлових точках R744.

		Температура	Тиск (абс.)	Густина	Ентальпія	Ентропія	Ступінь сухості пари
Point	Description	[°C]	[bar]	[kg/m^3]	[kJ/kg]	[kJ/(kg·K)]	[-]
1	Всмоктування СТ (МТ) компресора	-5,2	16,83	38,32	459,3	2,06	1
2	Нагнітання СТ (МТ) компресора	173,9	107,6	144,2	598,1	2,149	1
3	Вхід в газоохолоджувач	166,5	107,6	148,2	589	2,129	1

4	Вихід з газоохолоджувача	42	107,6	641	313,5	1,354	1
5	Вихід з газоохолоджувача, додаткове охолодження	32	107,6	768,7	275,1	1,23	1
6	Після РТО	27,1	107,6	812,8	260,4	1,182	1
7	Вихід з ежектора	-10	26,49	190,8	260,4	1,234	0,32
8	Вхід в ресивер	-10	26,49	190,8	260,4	1,234	0,32
9	Насичений газ в ресивері	-10	26,49	71,19	435,1	1,898	1
10	Після байпасного газового клапана	-25	16,83	44,16	435,1	1,965	0,99
11	Всмоктування паралельного (ІТ) компресора	18,2	26,49	57,34	471,1	2,029	1
12	Нагнітання паралельного (ІТ) компресора	156,1	107,6	154,4	575,9	2,098	1
13	Насичена рідина ресивері	-10	26,49	982,7	176,5	0,9158	0
14	Спільна рідинна лінія	-15	26,49	1010	165,2	0,8724	0

15	Після СТ (МТ) розширювального клапана	-25	16,83	392,9	165,2	0,8778	0,07
16	Лінія всмоктування СТ (МТ)	-25	16,83	43,88	437,1	1,973	1
17	Ежектор, всмоктування	-25	16,83	43,88	437,1	1,973	1
18	НТ (LT) рідинна лінія	-20,4	26,49	1033	153,7	0,8299	0
19	Після НТ (LT) розширювального клапана	-40	10,04	177,8	153,7	0,8406	0,13
20	Вихід з НТ (LT) випарника	-32	10,04	24,81	443,4	2,083	1
21	Вихід з НТ (LT) РТО	-20,2	10,04	23,17	455	2,129	1
22	Всмоктування НТ (LT) компресора	-20,2	10,04	23,17	455	2,129	1
23	Нагнітання НТ (LT) компресора	22,8	16,83	33,12	487,8	2,161	1

Таблиця 65. Основні параметри продуктивності Системи на R744.

	COP [W/W]	1,36
Продуктивності		
	Холодопродуктивність НТ (LT) випарника [kW]	80
	Холодопродуктивність СТ (МТ) випарника [kW]	80
	Холодопродуктивність СКП (АС) [kW]	15

	Продуктивність газоохолоджувача [kW]	183,9
	Додатковий перегрів після НТ (LT) випарника [kW]	0
	Переохолодження після газоохолоджувача [kW]	25,62
	Переохолодження після ресивера [kW]	4,447
Потужність компресора		
	НТ (LT) компресор [kW]	5,845
	СТ (MT) компресор [kW]	56,26
	Паралельний (IT) компресор [kW]	29,64
Теплові втрати компресора		
	НТ (LT) компресор [kW]	0,175
	СТ (MT) компресор [kW]	1,688
	Паралельний (IT) компресор [kW]	0,889
Енергетичний баланс		
	Вхід [kW]	216,8
	Вихід [kW]	216,8
	Різниця [kW]	0
Масова витрата		
	Масова витрата НТ (LT) випарника [kg/h]	621,2
	Масова витрата СТ (MT) випарника [kg/h]	794,6
	Масова витрата СТ (MT) компресора [kg/h]	1416
	Масова витрата паралельного (IT) компресора [kg/h]	988
	Масова витрата газоохолоджувача [kg/h]	2404
	Масова витрата від СТ (MT) випарника до лінії всмоктування [kg/h]	794,6
Об'ємні витрати на всмоктуванні		
	НТ (LT) компресор [m^3/h]	26,81
	СТ (MT) компресор [m^3/h]	36,94
	Паралельний (IT) компресор [m^3/h]	13,88

Після виконання теплового розрахунку в програмному середовищі Coolselector2 здійснюється підбір основного холодильного обладнання:

- компресорних агрегатів;
- газоохолоджувачів;
- повітроохолоджувачів;
- ресиверів;
- електронних розширювальних вентилів;
- запірно-регулюючої арматури;
- елементів автоматизації.

Підбір обладнання виконується за такими критеріями:

- забезпечення необхідної холодопродуктивності;
- енергоефективність;
- надійність роботи;
- відповідність робочим параметрам CO_2-систем;
- можливість автоматичного регулювання продуктивності;
- відповідність сучасним екологічним вимогам.

Підбір обладнання для CO_2-системи

На основі виконаного термодинамічного розрахунку транскритичної CO_2-холодильної системи (R744) визначено основні енергетичні та масово-об'ємні параметри роботи установки. Загальний коефіцієнт енергоефективності системи становить:

- **COP = 1,36 W/W**

Отримане значення COP відповідає типовим режимам роботи бустерних CO_2-систем з паралельним стисненням та свідчить про коректність прийнятих початкових умов розрахунку.

1. Холодильне навантаження системи

Сумарні холодопродуктивності за контурами розподіляються наступним чином:

- Низькотемпературний (LT) випарник: **Q_0,LT = 80 kW**

- Середньотемпературний (MT) випарник: **Q_0,MT = 80 kW**
- Контур кондиціювання (AC): **Q_0,AC = 15 kW**

Загальне холодильне навантаження системи становить:

- **Q_0,Σ = 175 kW**

2. Робота газоохолоджувача та теплообмінних процесів

Для забезпечення роботи транскритичного циклу CO_2 розрахована продуктивність газоохолоджувача становить:

- **Qgc = 183,9 kW**

Додатково враховано ефекти внутрішнього теплообміну:

- переохолодження після газоохолоджувача: **25,62 kW**
- переохолодження після ресивера: **4,447 kW**
- додатковий перегрів після LT-випарника: **0 kW**

Отримані значення свідчать про наявність ефективного внутрішнього теплообміну та стабільну роботу системи в транскритичному режимі.

3. Підбір компресорного обладнання

На основі розрахованих потужностей та масових витрат холодоагенту виконано підбір компресорного блоку для CO_2-системи.

3.1. Низькотемпературний контур (LT)

- Холодопродуктивність: **80 kW**
- Потужність компресора: **5,845 kW**
- Об’ємна витрата на всмоктуванні: **26,81 m³/h**
- Масова витрата: **621,2 kg/h**
- Теплові втрати: **0,175 kW**

3.2. Середньотемпературний контур (MT)

- Холодопродуктивність: **80 kW**
- Потужність компресора: **56,26 kW**
- Об’ємна витрата: **36,94 m³/h**
- Масова витрата: **1416 kg/h**
- Теплові втрати: **1,688 kW**

3.3. Контур паралельного стиснення (IT)

- Потужність компресора: **29,64 kW**

- Об’ємна витрата: **13,88 m³/h**
- Масова витрата: **988 kg/h**
- Теплові втрати: **0,889 kW**

4. Загальний енергетичний баланс системи

Енергетичний баланс системи підтверджує коректність розрахунків:

- Вхід енергії: **216,8 kW**
- Вихід енергії: **216,8 kW**
- Різниця: **0 kW**

Масові витрати холодоагенту по системі:

- LT випарник: **621,2 kg/h**
- MT випарник: **794,6 kg/h**
- MT компресор: **1416 kg/h**
- Паралельний компресор: **988 kg/h**
- Газоохолоджувач: **2404 kg/h**

Таблиця 66. Підбір компрессорних агрегатів.

Система	Виробник	Серія	Модель	К-сть	Потужність, kW	Примітка
LT контур	Danfoss BOCK	HGX CO_2 LT	HGX34e CO_2 LT	1	5,845	Низькотемпературний випарник
MT контур	Danfoss BOCK	HGX CO_2 T	HGX24 / HGX34 CO_2 T	2–3	56,26	Середньотемпературне охолодження
Parallel (IT)	Danfoss BOCK	HGX CO_2 T	HGX24 CO_2 T	1	29,64	Паралельне стиснення
Загальна система	—	CO_2 R744	Booster transcritical	—	91,745 kW	Сумарна потужність

Обрані компресори Danfoss BOCK серії HGX CO_2 забезпечують реалізацію транскритичної бустерної схеми з паралельним стисненням, що відповідає сучасним вимогам до енергоефективності CO_2-холодильних систем.

Використання:

LT компресора HGX CO_2 LT дозволяє ефективно працювати при низьких температурах кипіння;

MT компресорів HGX CO_2 T забезпечує основне холодильне навантаження;

паралельного компресора дозволяє підвищити COP системи за рахунок оптимізації роботи ресивера середнього тиску.

Загальна конфігурація є сучасною промисловою CO_2-архітектурою, рекомендованою для розподільчих холодильників середньої та великої місткості. Отримані результати теплового розрахунку та підбору обладнання зводяться у відповідні таблиці, які містять:

- параметри роботи системи;
- характеристики компресорного обладнання;
- теплові навантаження;
- параметри холодильного циклу;
- енергетичні показники установки.

На основі проведеного розрахунку оцінюється ефективність запропонованої CO_2-системи та її відповідність сучасним вимогам промислового холодопостачання.

Для аналітичного порівняння холодильних систем було проведено аналіз роботи холодильної системи на R717.

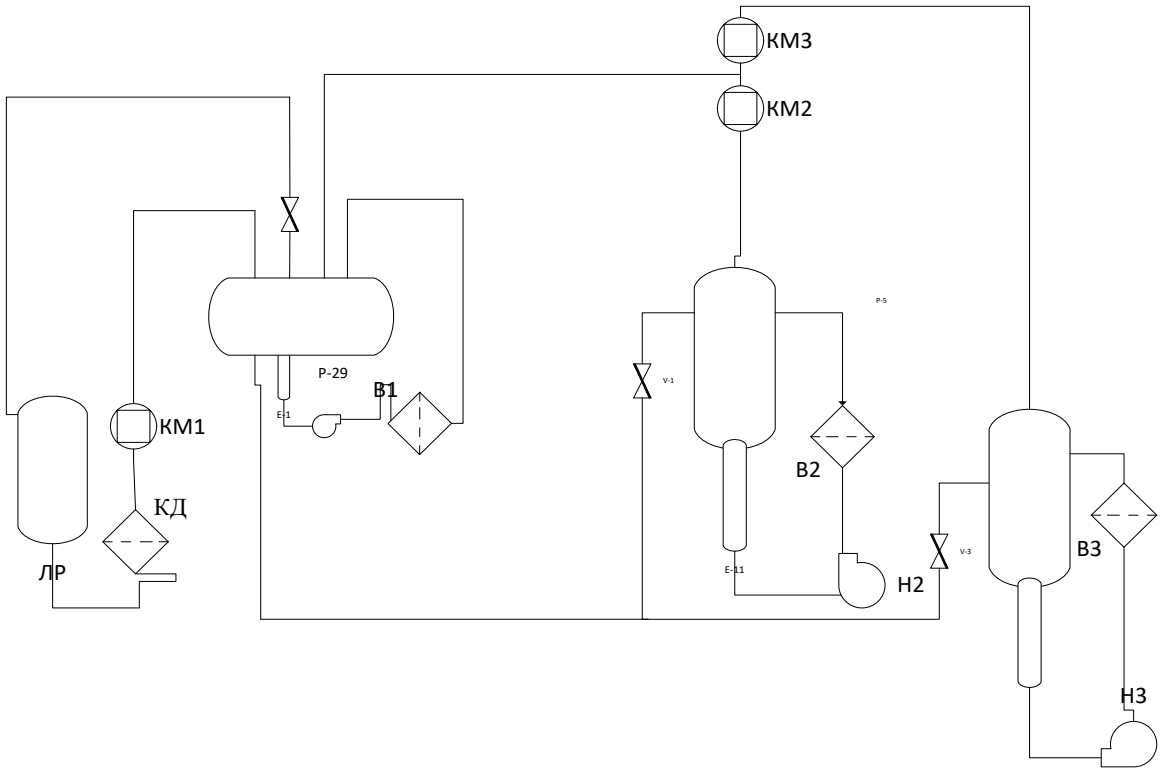

Рис.21 Технологічна схема R717.

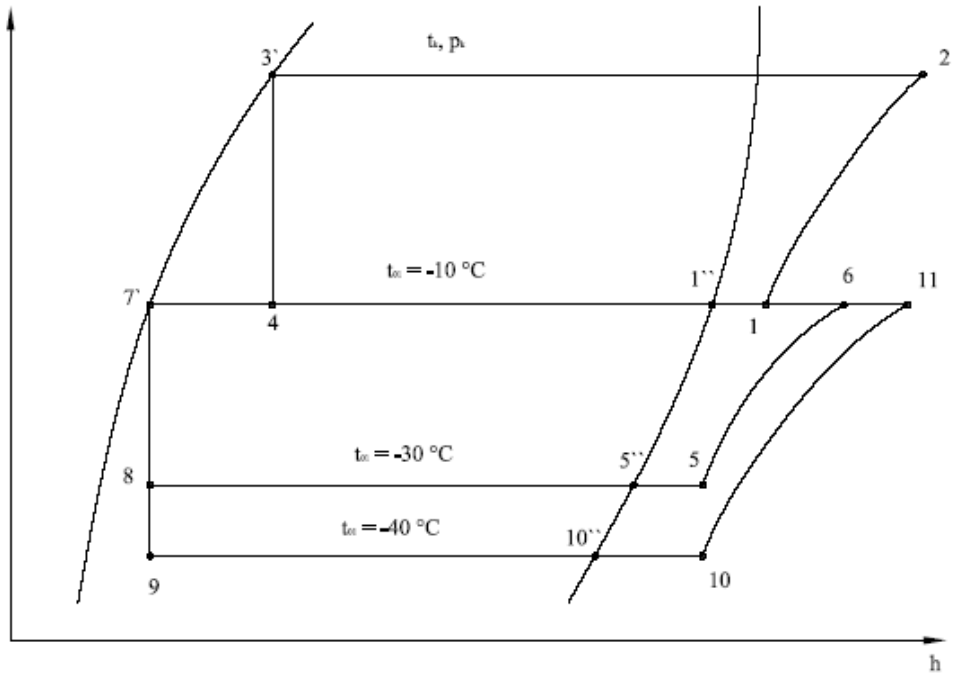

Рис.22 Цикл роботи холодильної установки R717.

Таблиця 67

Данні для розрахунку R717

Температура конденсації	t_k	42°C
Температура кипіння	$t_{0\ -30}$	-30°C
	$t_{0\ -40}$	-40°C
Проміжна температура	$t_{пр}$	-10°C
Тиск конденсації	$P_к$	16,395 бар
Тиск кипіння	$P_{0\ -30}$	1,638 бар
	$P_{0\ -40}$	1,054 бар
Проміжний тиск	$P_{пр}$	3,535 бар
Перегрів на всмоктуванні	$\Delta t_{вс}$	10°C

Визначення коефіцієнта подачі компресорів на даній робочій речовині та режимі.

Коефіцієнт, який враховує впливання мертвого простору:

$$\lambda_c = 1 - 0{,}03 \cdot \left[\left(\frac{P_к}{P_{пр}}\right)^{1{,}05} - 1\right] \lambda_c = 0{,}88 \qquad (6.1)$$

Сумарний перегрів на всмоктуванні:

$\Theta_{вс} = \Delta t_{вс} = 10°C$ $\alpha_f = 1{,}12$ $\beta = 0{,}5$

$$\lambda_w = \frac{t_{пр}+\theta_{вс}+273{,}15\cdot C}{\alpha_f\cdot(t_к+273{,}15\cdot C)+\beta\cdot\theta_{вс}}\lambda_w = 0.763 \quad (6.2)$$

Коефіцієнт подачі (об'ємний коефіцієнт):

$$\lambda_{10} = \lambda_c \cdot \lambda_w = 0{,}671 \quad (6.3)$$

Коефіцієнт, який враховує впливання мертвого простору:

$$\lambda_c = 0{,}963$$

Коефіцієнт, який враховує перетікання:

$$\lambda_w = 0{,}845$$

Коефіцієнт подачі (об'ємний коефіцієнт):

$$\lambda_{30} = \lambda_c \cdot \lambda_w = 0{,}813 \quad (6.4)$$

Коефіцієнт, який враховує впливання мертвого простору:

$$\lambda_c = 0{,}923$$

Коефіцієнт, який враховує перетікання:

$$\lambda_w = 0{,}811$$

Коефіцієнт подачі (об'ємний коефіцієнт):

$$\lambda_{40} = \lambda_c \cdot \lambda_w = 0{,}749 \quad (6.5)$$

Таблиця 68

Параметри в розрахункових точках.

Параметр / Точки	t, ºC	P, бар	h, кДж/кг	s, кДж/кгС	v, дм^2/кг
1	0	3,535	409,93	1,7986	69,531
1″	-10	3,535	403,52	1,7747	66,437
2	78,48	16,0744	450,64	1,7986	18,018
3′	42	16,0744	252,98	1,1765	0,892
4	-10	3,535	252,98	1,2026	
5	-20	1,638	400,23	1,8320	143,256
5″	-30	1,638	394,21	1,8078	136,947
6	14,4	3,535	419,3	1,832	73,921
7′	-10	3,535	188,56	0,9578	0,758
8	-30	1,638	188,56	0,9645	
9	-40	1,054	188,56	0,9658	
10	-30	1,054	395,15	1,8527	216,122
10″	-40	1,054	389,31	1,8281	206,469
11	23,52	3,535	425,34	1,8527	76,67

Масова витрата циркулюючого агента, котрий необхідно відводити від циркуляційних ресиверів:

$$G_{40} = \frac{\sum Q_{км40}}{h_{10"} - h_9} = 0{,}247 \frac{кг}{сек.} \quad (6.6)$$

$$G_{30} = \frac{\sum Q_{км30}}{h_{5"} - h_8} = 0{,}365 \frac{кг}{сек.} \quad (6.7)$$

$$G_{10} = \frac{\sum Q_{км10}}{h_{1"} - h_4} = 0{,}094 \frac{кг}{сек.} \quad (6.8)$$

Масова витрата агента в компресорі СНТ (-40)

$$G_{км40} = G_{40} = 0{,}247 \frac{кг}{сек.} \quad (6.9)$$

Масова витрата агента в компресорі СНТ (-30)

$$G_{км30} = G_{30} = 0{,}365 \frac{кг}{сек.} \quad (6.10)$$

Масова витрата агента в компресорі СВТ (-10)

$$G_{км10} = G_{10} \cdot \frac{h_{1"} - h_{7'}}{h_{1"} - h_4} + G_{30} \cdot \frac{h_6 - h_{7'}}{h_{1"} - h_4} + G_{30} \cdot \frac{h_{11} - h_{7'}}{h_{1"} - h_4} = 1{,}082 \frac{кг}{сек.} \quad (6.11)$$

Теоретична об’ємна продуктивність:

$$V_{h40} = \frac{G_{км40} \cdot v_{10}}{\lambda_{40}} = 252{,}97 \frac{м^3}{год.} \quad (6.12)$$

$$V_{h30} = \frac{G_{км30} \cdot v_5}{\lambda_{30}} = 231{,}38 \frac{м^3}{год.} \quad (6.13)$$

$$V_{h10} = \frac{G_{км10} \cdot v_1}{\lambda_{10}} = 403{,}583 \frac{м^3}{год.} \quad (6.14)$$

Ефективна потужність:

$$Ne_{40} = G_{км40} \cdot (h_{11} - h_{10}) = 7{,}454 \text{ кВт} \quad (6.15)$$

$$Ne_{30} = G_{км30} \cdot (h_6 - h_5) = 6{,}957 \text{ кВт} \quad (6.16)$$

$$Ne_{10} = G_{км10} \cdot (h_2 - h_1) = 44{,}063 \text{ кВт} \quad (6.17)$$

Тепло конденсації:

$$Q_к = G_{км10} \cdot (h_2 - h_{3'}) = 213{,}942 \text{ кВт}$$

Ступінь стиснення:

$$\sigma_{40} = \frac{P_{пр.}}{P_{040}} = 3{,}354 \quad (6.18)$$

$$\sigma_{30} = \frac{P_{пр.}}{P_{о30}} = 2{,}158 \quad (6.19)$$

$$\sigma_{10} = \frac{P_{к.}}{P_{пр.}} = 4{,}638 \quad (6.20)$$

Різниця тисків:

$$\Delta P_{40} = P_{пр.} - P_{о40} = 2{,}481 \text{ бар} \quad (6.21)$$

$$\Delta P_{30} = P_{пр.} - P_{о30} = 1{,}897 \text{ бар} \quad (6.22)$$

$$\Delta P_{10} = P_{к.} - P_{пр.} = 12{,}86 \text{ бар} \quad (6.23)$$

Зведемо результати порівняльного аналізу CO_2-системи та аміачної (NH_3) холодильної установки в таблицю 69.

Результати теплового розрахунку циклів

Таблиця 69

Показник	CO_2 система (R744)	Аміачна система (R717)
Низькотемпературний контур	5,845	44,063 kW
Середньотемпературний контур	56,26	6,957 kW
Високотемпературний контур	29,64	7,454 kW
Сумарна потужність компресорів	91,745 kW	58,474 kW
Тип циклу	транскритичний CO_2 (booster + parallel)	багатоступеневий NH_3
Екологічність	природний холодоагент, GWP=1	природний холодоагент, GWP=0
Робочі тиски	високі (до 90–120 bar)	низькі (до 15–20 bar)

Порівняльний аналіз показує, що аміачна система має значно меншу встановлену електричну потужність компресорів у порівнянні з CO_2-системою при заданих умовах роботи. Разом з тим, CO_2-система забезпечує:

- відсутність токсичності та високої пожежної небезпеки;
- значно вищий рівень екологічної безпеки;
- можливість компактного розміщення обладнання;
- високу ступінь автоматизації процесів;
- стабільну роботу в широкому діапазоні навантажень.

Таким чином, вибір CO_2-системи є доцільним з точки зору сучасних екологічних вимог та тенденцій розвитку холодильних технологій, незважаючи на вищі енергетичні витрати у порівнянні з аміачним аналогом.

7.Розрахунок повітроохолоджувача

Таблиця 70

Параметри повітря в камері	$t_{кам}$°C	-20
	$\varphi_{кам.}$ %	85
Теплове навантаження	Q_0 Вт	141217,819
Температура кипіння	t_0 °C	-40
Зовнішній діаметр труби	$d_{зн}$мм	25
Товщина стінки труби	$\delta_{ст.}$ мм	2,5
Внутрішній діаметр труби	$d_{вн} = d_{зн} - 2 \cdot \delta ст.$ мм	20
Матеріал труб (сталь)	$\lambda_{труб} \frac{Вт}{м \cdot C}$	50
Товщина ребра	$\delta_{ребра.}$ мм	0,4
Матеріал ребра (сталь)	$\lambda_{ребра.} \frac{Вт}{м \cdot C}$	50

Таблиця 71

Компоновка жмутка – коридорна.

Швидкість повітря в живому перерізі апарата	$v_{пов} \frac{м}{сек.}$	.8
Крок ребер	$u_{ребер}$ мм	13,4
Крок труб в пучку	$S_{тр.}$ мм	70
Підоохолодження в апараті	Δt °C	6
Температура повітря на вході в апарат	$t_{вх.} = t_{кам.} + \frac{\Delta t}{2}$°C	3
Температура повітря на виході з апарата	$t_{вх.} = t_{кам.} - \frac{\Delta t}{2}$ °C	-3
Середній коефіцієнт теплопровідності інею	$\lambda_{ін.} \frac{Вт}{м \cdot C}$	0,25
Середня щільність інею	$\rho_{ін.} \frac{кг}{м^2}$	300
Стабілізований тепловий опір шару інею	$R_{ін.} \frac{м^2 \cdot C}{Вт}$	0,02
Товщина шару інею	$\delta_{ін.} = R_{ін} . \lambda_{ін.}$ мм	5
Коефіцієнт, враховуючий тепловий опір контакту між ребро і трубою	χ	0,75

Таблиця 72

Порядок розрахунку

Температура поверхні	$t_{пов.}$	
Вологоємкість в точці С	$d_c \frac{г}{кг}$	3,221
Теплоємкість сухого повітря	$C_{с.п} \frac{кДж}{кг \cdot С}$	1,006
Теплоємкість пари	$C_{п.} \frac{кДж}{кг \cdot С}$	1,86
Теплоємкість вологого повітря в точці С	$C_{в.п.} = C_{с.п.} + C_п \cdot d_c \frac{кДж}{кг \cdot С}$ (7.5)	1,02

Тепло пароутворення при температурі камери: $r_c = 2500 \frac{кДж}{кг}$

Тепло плавлення при температурі камери: $r_{пл} = 335 \frac{кДж}{кг}$

Тепло сублімації при температурі камери:

$$r_{суб} = r_c + r_{пл} = 2835 \frac{кДж}{кг} \quad (7.6)$$

Ентальпія інею при температурі поверхні:

$$h_{ін.}(t_{пов.}) = 2{,}09 \cdot t_{пов.} \quad (7.7)$$

Коефіцієнт волого випадання:

$$\xi(t_{пов.}) = 1 + \frac{d_{с.} - d_{н.}(t_{пов})}{\Delta} \cdot \frac{r_{суб.} - h_{ін.}(t_{пов.})}{C_{в.в.}} \quad (7.8)$$

Висушуюча властивість повітроохолоджувача:

$$w_{п.о.}(t_{пов.}) = \frac{Q_0}{r_{суб.} \cdot \left(1 - \left(\frac{1}{\xi(t_{пов.})}\right)\right)} \quad (7.9)$$

Площа зовнішньої поверхні ребристого елемента:

$$F_{зн.1} = 2 \cdot \left[S_{тр.}{}^2 - \pi \cdot \frac{(d_{нар.} + 2 \cdot \delta_{ін.})^2}{4}\right] + \pi \cdot (d_{зн.} + 2 \cdot \delta_{ін.}) \cdot \left[u_{ребер} - (\delta_{ребра} + 2 \cdot \delta_{ін})\right] = 8205{,}642 мм^2 \quad (7.10)$$

Площа внутрішньої поверхні ребристого елемента:

$$F_{вн.1} = \pi \cdot d_{вн.} \cdot u_{ребер.} = 841{,}947 мм^2 \quad (7.11)$$

Площа зовнішньої поверхні ребристого елемента:

$$F_{зн.2} = \pi \cdot (d_{зн.} + 2 \cdot \delta_{ін.}) \cdot \left[u_{ребер} - (\delta_{ребра} + 2 \cdot \delta_{ін})\right] = 329{,}867 мм^2 \quad (7.12)$$

Коефіцієнт оребрення:

$$\beta = \frac{F_{зн.1}}{F_{вн.1}} = 9{,}746 \quad (7.13)$$

Степінь оребрення:

$$\beta' = \frac{F_{зн.1}}{F_{вн.2}} = 24{,}876 \text{ (8.14)}$$

Коефіцієнт живого перерізу для проходу повітря:

$$\Xi = \frac{2\cdot[S_{тр.}-(d_{зн.}+2\cdot\delta_{ін.})]\cdot[u_{ребер.}-(\delta_{ребра}+2\cdot\delta_{ін.})]}{S_{тр.}\cdot u_{ребер.}} = 0{,}112 \quad (7.15)$$

Еквівалентний діаметр:

$$d_{екв.} = \frac{2\cdot[S_{тр.}-(d_{зн.}+2\cdot\delta_{ін.})]\cdot[u_{ребер.}-(\delta_{ребра}+2\cdot\delta_{ін.})]}{[S_{тр.}-(d_{зн.}+2\cdot\delta_{ін.})]\cdot[u_{ребер.}-(\delta_{ребра}+2\cdot\delta_{ін.})]} = 5{,}526\text{мм} \quad (7.16)$$

Щільність повітря: $\rho_{в.} = 1{,}293\frac{кг}{м^3}$

Коефіцієнт кінематичної в'язкості: $v_{в.}(t_{кам.}) = 1{,}328 \times 10^{-5}\frac{м^2}{сек}$

Коефіцієнт теплопровідності: $\lambda_{в.}(t_{кам.}) = 0{,}024\frac{Вт}{м\cdot С}$

Критерій Рейнольдса: Re = 3329,106

Число рядів труб по ходу повітря: z = 6

Довжина пластин по ходу повітря:

$$L = z\cdot S_{тр.} = 420\text{мм} \quad (7.17)$$

Коефіцієнти ni m:

$$n_1 = 0{,}45 + 0{,}0066 \cdot \frac{L}{d_{екв.}} = 0{,}952 \quad (7.18)$$

$$m_1 = -0{,}28 + 0{,}08\cdot10^{-3}\cdot Re = -0{,}014 \quad (7.19)$$

$C_1 = 0{,}1$

Критерій Нусельта:

$$Nu = C_1 \cdot Re^{n1} \cdot \left(\frac{L}{d_{екв.}}\right)^{m1} = 211{,}901 \quad (7.20)$$

Конвекційний коефіцієнт тепловіддачі повітря:

$$\alpha_{п.} = \frac{\lambda_{в.}(t_{кам.})\cdot Nu}{d_{екв.}} = 935{,}594\ \frac{Вт}{м^2\cdot С} \quad (7.21)$$

Коефіцієнт тепловіддачі з урахуванням випадіння вологи:

$$\alpha_{вл.}(t_{пов.}) = \alpha_{п.}\cdot\xi(t_{пов.}) \quad (7.22)$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі з урахуванням термічного опору інею:

$$\alpha_{ін.}(t_{пов.}) = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{вл.}(t_{пов.})}+R_{ін.}\right)} \quad (7.23)$$

Умовна висота ребра:

$$\rho' = 1{,}15 \cdot \frac{S_{тр.}}{d_{зн.}+2\cdot\delta_{ін.}} \quad (7.24)$$

$$h' = \frac{(d_{зн.}+2\cdot\delta_{ін.})}{2} \cdot (\rho' - 1) \cdot \left(1 + 0{,}35 \cdot \ln(\rho')\right) \quad (7.25)$$

$$Re = \frac{v_{п.}\cdot d_{екв.}}{v_{в.}(t_{кам.})} \quad (7.26)$$

$$m'(t_{пов.}) = \sqrt{\frac{2\cdot\propto_{ін.}(t_{пов.})}{\delta_{ребра}\cdot\lambda ребра}} \quad (7.27)$$

$$mh(t_{пов.}) = m'(t_{пов.}) \cdot h \quad (7.28)$$

Коефіцієнт ефективності ребра:

$$E_{р.}(t_{пов.}) = \frac{\tanh(mh(t_{пов.}))}{mh(t_{пов.})} \quad (7.29)$$

Ефективність зовнішньої поверхні:

$$E_{зн.}(t_{пов.}) = \chi \cdot Ep.(t_{пов.}) + \frac{1-\chi\cdot Ep.(t_{пов.})}{\beta'} \quad (7.30)$$

Визначаємо приведений коефіцієнт тепловіддачі труб з оребрення:

$$\propto_{ор.}(t_{пов.}) = \propto_{ін.}(t_{пов.}) = \cdot Езн.(t_{пов.}) \cdot \beta \quad (7.31)$$

Вичислюємо логарифмічну різницю температур:

$$\theta_{лог.}(t_{пов.}) = \frac{t_{вх.}-t_{вих.}}{\ln\left(\frac{t_{вх.}-t_{пов.}}{t_{вих.}-t_{пов.}}\right)} \quad (7.32)$$

Записуємо залежність щільності теплового потоку з сторони повітря від температурного напору:

$$q_{зн.п.}(t_{пов.}) = \theta_{лог.}(t_{пов.}) \cdot \propto_{ор.}(t_{пов.}) \quad (7.33)$$

Таблиця 73

Масові витрати агенту	$Ga\ \frac{кг}{сек}$	0,011975
Кількість пари на вході в повітроохолоджувач	χ_1 %	21,8
Кількість пари на виході в повітроохолоджувача	χ_2 %	21,8

Середні масові витрати агенту:

$$Ga_{сер.} = \frac{Ga\cdot\chi_1 + Ga\cdot\chi_2}{2} = 0{,}007\ \frac{кг}{сек} \quad (7.34)$$

Робоча речовина R-717 аміак.

Теплофізичні властивості рідини:

$\rho'_{R\text{-}717}$=1315 $\frac{кг}{м^2}$ $r_{R\text{-}717}$ = 212,2 $\frac{кДж}{кг}$

$\lambda'_{R\text{-}717}$=0,098$\frac{Вт}{м\cdot С}$ $\mu'_{R\text{-}717}$= 2,83•10^{-5} Па•сек

Pr' = 3,32

Теплофізичні властивості пара:

$\rho''_{R\text{-}717}$=15,36 $\frac{кг}{м^2}$ P_0 3,55 бар

$\lambda''_{R\text{-}717}$= 9 • $10^{-3}\frac{Вт}{м\cdot С}$ $\mu''_{R\text{-}717}$= 1,172•10^{-5} Па•сек

Приведена швидкість рідинної фази:

$$w'_{р.} = \frac{4\cdot Ga_{сер.}}{\pi\cdot d_{вн.}{}^2\cdot \rho'_{R-717}} = 0{,}017\ \frac{м}{сек} \quad (7.35)$$

Приведена швидкість парової фази:

$$w'_{п.} = \frac{4\cdot Ga_{сер.}}{\pi\cdot d_{вн.}{}^2\cdot \rho''_{R-717}} = 1{,}449\ \frac{м}{сек} \quad (7.36)$$

Приведений критерій Рейнольдса рідинної фази:

$$Re'_{р.} = \frac{w'_{р.}\cdot d_{вн.}\cdot \rho'_{R-717}}{\mu'_{R-717}} = 1573{,}193 \quad (7.37)$$

Приведений критерій Рейнольдса парової фази:

$$Re'_{п.} = \frac{w'_{п.}\cdot d_{вн.}\cdot \rho''_{R-717}}{\mu''_{R-717}} = 37987{,}515 \quad (7.38)$$

Швидкість циркуляції:

$$w_{ц.} = w'_{р.} + \frac{\rho''_{R-717}}{\rho'_{R-717}}\cdot w'_{п.} = 0{,}034\ \frac{м}{сек} \quad (7.39)$$

$$Fr_0 = \frac{w_{ц.}{}^2}{g\cdot d_{вн.}} = 0{,}006 \quad (7.40)$$

Критерій Нусельта для дисперсних режимів:

$$Nu_{R\text{-}717} = 0{,}018\cdot Re'_{п.}{}^{1{,}19}\cdot Re'_{р.}{}^{-0{,}3} Pr'^{0{,}3} = 798{,}642 \quad (7.41)$$

Коефіцієнт тепловіддачі зі сторони агенту:

$$\alpha_{R-717.} = Nu_{R-717}\frac{\lambda'_{R-717}}{d_{екв.}} = 3901{,}365\frac{Вт}{м^2\cdot С} \quad (7.42)$$

Записуємо залежність щільності теплового потоку, зі сторони агенту, віднесену до зовнішньої поверхні труби:

$$q_{зн.аг.}(t_{пов.}) = \frac{t_{пов.} - t_0}{\beta\cdot\left(\frac{1}{\alpha_{R-717.}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{труб.}}\right)} \quad (7.43)$$

Вирішуємо графічно, отримані вище рівняння, відносно $t_{пов.}$:

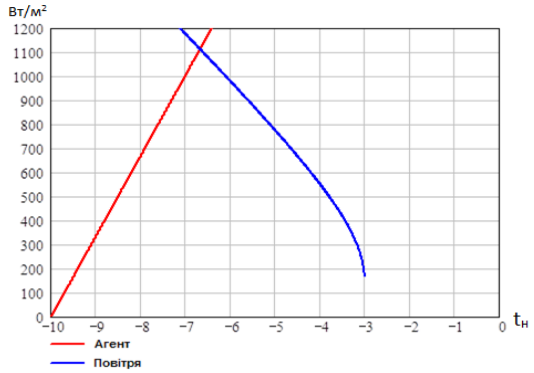

Рис.23 Графік залежності навантаження на повітроохолоджувач від температури $t_{н.} = -6{,}679°C$

$$q = q_{зн.аг.}(t_{н.}) = 1112{,}37\,\frac{Вт}{м^2} \tag{7.44}$$

Площа поверхні повітроохолоджувача:

$$F_{п.о.} = \frac{Q_0}{q} = 12{,}782\ м^2 \tag{7.45}$$

Масова витрата повітря:

$$G_{пов.} = \frac{Q_0}{\xi(t_{зн.})C_{в.п.}\cdot\Delta t} = 1{,}558\,\frac{кг}{сек} \tag{7.46}$$

Об’ємні витрати:

$$V_{в.} = \frac{G_{в.}}{\rho_{в..}} = 1{,}205\,\frac{м^3}{сек} = 4338{,}396\,\frac{м^3}{год.} \tag{7.47}$$

Час намерзання інею:

$$\tau_{ін.} = \frac{2\cdot\delta_{ін.}F_{п.о.}\cdot\rho_{ін.}}{w_{п.о.}} = 42{,}631\ хв. \tag{7.48}$$

Повітроохолоджувач фірми Alfa-Laval BCD 6.8/402B.

8.Розрахунок конденсатора та підбір ресиверів

Таблиця 74

Розрахунок конденсатора

Вихідні дані		
Теплове навантаження на конденсатор	Q кВт	216
Температура зовнішнього повітря	$t_{зн.}$ ºС	32
Температура води на вході	$t_{w1.} = t_{зн.} + (3…4)ºC = 32+3ºC$	35
Температура води на виході	$t_{w2.} = t_{w1.} + (3…5)ºC = 35+4ºC$	39
Температура конденсації	$t_{к.} = t_{w2.} + (2…4)ºC = 39+3ºC$	42

Підбираємо конденсатор аміачний горизонтальний кожухотрубний.

Визначаємо середньо логарифмічну різницю температур в апараті

$$\theta_{ср} = \frac{t_{w2}-t_{w1}}{\ln\frac{t_к-t_{w1}}{t_к-t_{w2}}} = \frac{39-35}{\ln\frac{42-35}{42-39}} = 4{,}7ºC \quad (8.1)$$

Витрати води, яка проходить через конденсатор

$$G_w = \frac{Q_{кд}}{\Delta t_w \cdot c_w} = \frac{216}{(39-35)\cdot 4{,}174} = 12{,}8\ {}^{кг}/_{с} \quad (8.2)$$

Поверхня теплообміну

$$F_{вн} = \frac{Q_{кд}}{k\cdot\theta_{ср}} = \frac{214\cdot 10^3}{700\cdot 4{,}7} = 65м^2 \quad (8.3)$$

Таблиця 75

Вибираємо 1 конденсатор марки КГТ-80

Габаритні розміри		
Довжина/ширина/висота	l/b/h мм	5510/910/1000
Площа поверхні	F $м^2$	81,5
Внутрішній діаметр обичайки	$D_{вн}$ мм	600
Маса апарата	m кг	2430

Допоміжним обладнанням для компресорного цеху є: циркуляційний ресивер, лінійний та дренажний ресивери, проміжна посудина і аміачні насоси.

Циркуляційний ресивер

Циркуляційний ресивер повинен бути розрахований на прийом зверх робочого заповнення рідкого аміаку, який зливається з приборів охолодження. Ця кількість рідкого холодильного агенту складає не менше 30% від загальної кількості холодильного агенту у випаровуючій системі.

Розрахунок ведемо для найбільшої системи охолодження.

$$V_{ц.р.} = V_{охол.} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5 \cdot k_6 \quad , м^3 \tag{8.4}$$

Де $V_{охол.}$ – місткість охолоджуючих приладів

$V_{охол.}^{-10} = 0{,}534$ м^3

$V_{охол.}^{-30} = 1{,}347$ м^3

$V_{охол.}^{-40} = 1{,}54$ м^3

Таблиця 76

Коефіцієнт	Що враховується	В насосноцирк. схемах з нижньою подачею
k_1	Заповнення труб в П/О	0,7
k_2	Кількість аміаку, яка викидається з приладів охолодження	0,3
k_3	Місткість колекторів та трубопроводів	1,2
k_4	Робоче заповнення ресиверів для забезпечення встановленої роботи насосів	1,4
k_5	Допустиме значення ресиверів	1,3
k_6	Запас місткості	1,2

Тоді:

$$V_{ц.р.}^{-10} = 0{,}534 \cdot 0{,}7 \cdot 0{,}3 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}4 \cdot 1{,}3 \cdot 1{,}2 = 0{,}29,\ м^3 \tag{8.5}$$

$$V_{ц.р.}^{-30} = 1{,}347 \cdot 0{,}7 \cdot 0{,}3 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}4 \cdot 1{,}3 \cdot 1{,}2 = 0{,}74,\ м^3 \tag{8.6}$$

$$V_{ц.р.}^{-40} = 1{,}54 \cdot 0{,}7 \cdot 0{,}3 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}4 \cdot 1{,}3 \cdot 1{,}2 = 0{,}84,\ м^3 \tag{8.7}$$

Лінійний ресивер

Повинен вміщувати аміаку 60% об'єму повітроохолоджувачів в автоматизованих насосно-циркуляційних системах з нижньою подачею аміаку.

$$V_{л.р.} = \frac{0,6 \cdot V_{охол.}}{0,5} \cdot 1,2 = 1,45 \cdot V_{охол} = 1,45 \cdot 3,42 = 4,95м^3 \quad (8.8)$$

Де 0,5 – коефіцієнт враховуючий норму заповнення ресивера при експлуатації (50% від об'єму)

Дренажний ресивер

Повинен забезпечувати можливість зливі аміаку з приладів охолодження самої великої камери. Для насосно-циркуляційної системи об'єм дренажного ресивера може бути прийнятий по місткості найбільшого циркуляційного ресивера.

$$V_{д.р.} = \frac{0,6 \cdot V_{охол.}}{0,8} \cdot 1,2 = 1,5 \cdot V_{охол} = 1,5 \cdot 0,84 = 1,26м^3 \quad (8.9)$$

Де 0,8 – норма заповнення дренажного ресивера при зливі з нього аміаку при відтаюванні снігової шуби (80% від об'єму)

1,2 – коефіцієнт запасу

Таблиця 77

Виходячи з вищевказаного розрахунку можна прийняти:

Циркуляційний ресивер	1,5 РДВ	3 шт. табл. 5.23[1]
Дренажний ресивер	1,5 РД	1 шт. табл. 5.22[1]
Лінійний ресивер	2,5 РВ	2 шт. табл.. 5.21[1]

Підбір маслозбірника

Маслозбірник призначений для перепуску в ньому мастила з системи при низькому тиску. Вони підключені в схему і визначаються числом і розмірами апаратів, які обслуговують.

Підбираємо один масло збірник 500СМ.

Аміачний насос

По масовій холодопродуктивності підібраний аміачний насос:

1,25 ХГ – 6 – 2,8 (ЦНГ – 70М – 1) на кожну температуру кипіння.

9.Розрахунок діаметра трубопроводів

Таблиця 78

Розрахункові швидкості агента для температури кипіння -40°С:

Всмоктуюча лінія	$w_{вс}\frac{м}{сек.}$	.12,9
Нагнітаюча лінія	$w_{н}\frac{м}{сек.}$	.15,4
Рідинна лінія	$w_{рід}\frac{м}{сек.}$	0,86
Масова витрата агента	$G_{км\ 40}\frac{кг}{год.}$	888,872
Питомий об'єм на всмоктуванні в КМ	$v_{10}\frac{дм^3}{кг.}$	213,122
Питомий об'єм на нагнітанні в КМ	$v_{11}\frac{дм^3}{кг.}$	.76.67
Питомий об'єм перед РВ	$v_{7'}\ \frac{дм^3}{кг.}$	.0,758

Розрахункові діаметри трубопроводів:

$$d_{вс.40} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{км.40}}{\pi \cdot w_{вс.}}} \cdot v_{10} = 72{,}068 \text{ мм} \quad (9.1)$$

$$d_{н.40} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{км.40}}{\pi \cdot w_{н.}}} \cdot v_{11} = 39{,}562 \text{ мм} \quad (9.2)$$

$$d_{рід.40} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{км.40}}{\pi \cdot w_{рід.}}} \cdot v_{7'} = 16{,}646 \text{ мм} \quad (9.3)$$

З асортименту сталевих безшовних труб вибираємо:

$d_{вс.40} = 70мм \qquad d_{н.40} = 40мм \qquad d_{рід.40} = 16мм$

Таблиця 79

Розрахункові швидкості агента для температури кипіння -30°С:

Всмоктуюча лінія	$w_{вс}\frac{м}{сек.}$	12,9
Нагнітаюча лінія	$w_{н}\ \frac{м}{сек.}$	.15,4
Рідинна лінія	$w_{рід}\ \frac{м}{сек.}$	.0,86
Масова витрата агента	$G_{км\ 30}\frac{кг}{год.}$	.1313,303
Питомий об'єм на всмоктуванні в КМ	$v_{5}\frac{дм^3}{кг.}$	143,256

Питомий об’єм на нагнітанні в КМ	$v_6 \frac{дм^3}{кг.}$	.73,921
Питомий об’єм перед РВ	$v_{7'} \frac{дм^3}{кг.}$	0,758

Розрахункові діаметри трубопроводів:

$$d_{вс.30} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{км.30}}{\pi \cdot w_{вс.}}} \cdot v_5 = 71{,}82 \text{ мм} \quad (9.4)$$

$$d_{н.30} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{км.30}}{\pi \cdot w_{н.}}} \cdot v_6 = 47{,}218 \text{ мм} \quad (9.5)$$

$$d_{рід.30} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{км.30}}{\pi \cdot w_{рід.}}} \cdot v_{7'} = 20{,}234 \text{ мм} \quad (9.6)$$

З асортименту сталевих безшовних труб вибираємо:

$d_{вс.40} = 70мм \quad d_{н.40} = 50мм \quad d_{рід.40} = 20мм$

Таблиця 80

Розрахункові швидкості агента для температури кипіння -10°С:

Всмоктуюча лінія	$w_{вс} \frac{м}{сек.}$	. 13,1
Нагнітаюча лінія	$w_{н} \frac{м}{сек.}$	.10,3
Рідинна лінія	$w_{рід} \frac{м}{сек.}$	1,2
Масова витрата агента	$G_{км\ 30} \frac{кг}{год.}$	.3896,546
Питомий об’єм на всмоктуванні в КМ	$v_1 \frac{дм^3}{кг.}$	.69,531
Питомий об’єм на нагнітанні в КМ	$v_2 \frac{дм^3}{кг.}$	18,018
Питомий об’єм перед РВ	$v_{3'} \frac{дм^3}{кг.}$	0,892

Розрахункові діаметри трубопроводів: $d_{вс.10} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{км.10}}{\pi \cdot w_{вс.}}} \cdot v_1 = 85{,}526 \text{ мм} \quad (9.7)$

$$d_{н.10} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{км.10}}{\pi \cdot w_{н.}}} \cdot v_2 = 49.1 \text{ мм}; \quad d_{рід.10} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{км.10}}{\pi \cdot w_{рід.}}} \cdot v_{3'} = 32{,}006 \text{ мм}$$

З асортименту сталевих безшовних труб вибираємо:

$d_{вс.40} = 100мм \quad d_{н.40} = 50мм \quad d_{рід.40} = 32мм$

10.Охорона праці

Охорона праці являє собою систему правових, соціально-економічних, організаційних, технічних, санітарно-гігієнічних та лікувально-профілактичних заходів, спрямованих на збереження життя, здоров'я та працездатності працівників у процесі виробничої діяльності.

Основною метою охорони праці при експлуатації холодильних установок є:

* забезпечення безпечної роботи компресорного та допоміжного обладнання;

* мінімізація ризиків аварійних ситуацій;

* попередження впливу небезпечних факторів холодоагенту;

* створення нормативних умов праці обслуговуючого персоналу;

* підвищення надійності експлуатації холодильного обладнання.

На підприємстві передбачено комплекс організаційних і технічних заходів з охорони праці, що враховують специфіку роботи сучасної CO_2-холодильної системи (R744), включаючи високі робочі тиски, автоматизоване керування та потенційні аварійні режими.

10.1 Характеристика холодильного агента CO_2 (R744)

Як холодильний агент у проєкті використовується вуглекислий газ (CO_2, R744), який належить до природних холодоагентів.

CO_2 є:

* нетоксичним у низьких концентраціях;

* негорючим і невибухонебезпечним (A1 за ASHRAE);

* екологічно безпечним (GWP = 1, ODP = 0);

* хімічно стабільним у робочому діапазоні температур і тисків.

Разом з тим, при високих концентраціях CO_2 становить **асфіксійний ризик**, оскільки витісняє кисень з повітря.

10.2. Небезпечні властивості CO_2

Основні небезпеки, пов’язані з використанням CO_2 у холодильних системах:

Ризик асфіксії

CO_2 не є токсичним у класичному розумінні, однак при підвищених концентраціях викликає:

* зниження парціального тиску кисню;
* гіпоксію;
* втрату свідомості;
* у критичних випадках — летальний наслідок.

Граничні концентрації CO_2 в повітрі

Концентрація CO_2	**Вплив на організм людини**
~0,04%	природний фон атмосфери
0,5%	відчутне збільшення дихання
1,5%	легка задишка при тривалому впливі
3–5%	головний біль, запаморочення
8–10%	втрата свідомості протягом кількох хвилин
>10%	небезпечний для життя рівень

Фізичні властивості, небезпечні для експлуатації

CO_2 у холодильних установках працює при:

* високому тиску (до 90–130 bar у транскритичному режимі);
* значній щільності;
* високій швидкості розширення при витоках.

Це створює додаткові ризики:

* механічного руйнування елементів системи;
* імпульсного виходу газу при аварійному розриві трубопроводів;
* локального переохолодження при дроселюванні;

* утворення сухого льоду при різкому розширенні.

Порівняння небезпеки CO_2 та традиційних холодоагентів

На відміну від аміаку (NH_3), CO_2:

* не є токсичним у хімічному сенсі;
* не має різкого запаху, що ускладнює раннє виявлення витоку;
* не є горючим або вибухонебезпечним;
* не утворює токсичних продуктів розкладу при нормальній експлуатації.

Однак CO_2 має інший тип небезпеки — **фізіологічний (асфіксійний)**, що потребує обов'язкового контролю повітряного середовища.

Основні небезпечні фактори при експлуатації CO_2-систем

До основних виробничих ризиків відносяться:

* підвищений тиск у системі;
* можливість раптового розриву трубопроводів;
* витік CO_2 у закритих приміщеннях;
* низька температура при дроселюванні;
* шум та вібрації компресорного обладнання;
* електрична небезпека при роботі автоматизованих систем;
* робота з ресиверами високого тиску.

Заходи безпеки при експлуатації CO_2-холодильних установок

Інженерно-технічні заходи

Передбачають:

* встановлення датчиків CO_2 у машинних відділеннях і камерах;
* автоматичну вентиляцію при перевищенні допустимої концентрації;
* системи аварійного скидання тиску (PRV);
* використання арматури, розрахованої на високі тиски;
* контроль герметичності системи;

* застосування запобіжних клапанів на всіх критичних ділянках.

Організаційні заходи

* допуск до роботи лише навченого персоналу;
* регулярні інструктажі з охорони праці;
* періодичні перевірки системи на герметичність;
* ведення журналів технічного обслуговування;
* планові огляди компресорного обладнання.

Засоби індивідуального захисту

Персонал повинен бути забезпечений:

* газоаналізаторами CO_2;
* переносними детекторами витоків;
* захисними окулярами та рукавичками;
* засобами доступу до аварійного дихання (у закритих приміщеннях);
* спецодягом для роботи в холодних зонах.

Вентиляція та контроль повітряного середовища

Машинні відділення CO_2-установок повинні бути обладнані:

* примусовою припливно-витяжною вентиляцією;
* аварійною вентиляцією з автоматичним запуском;
* датчиками контролю концентрації CO_2.

Аварійна вентиляція повинна вмикатися при досягненні концентрації CO_2 понад допустимі санітарні норми.

Особливості аварійних ситуацій CO_2-систем

У разі аварійних витоків можливі:

* різке підвищення концентрації CO_2;
* локальне зниження температури;
* запотівання та обмерзання елементів;

* зниження видимості у приміщенні.

При аварії необхідно:

* негайно евакуювати персонал;

* увімкнути аварійну вентиляцію;

* перекрити подачу холодоагенту;

* провести газоаналіз;

* дозволити доступ тільки після повного провітрювання.

Використання CO_2 як холодоагенту у сучасних холодильних системах є безпечним за умови дотримання вимог техніки безпеки, автоматизації контролю параметрів та застосування сучасних систем аварійного захисту.

Основною небезпекою CO_2-систем є не токсичність, а можливість витіснення кисню з повітря та робота під високим тиском, що потребує підвищеної уваги до герметичності обладнання та контролю повітряного середовища.

Таким чином, при правильному проєктуванні, монтажі та експлуатації CO_2-холодильні установки відповідають сучасним вимогам промислової безпеки та можуть бути рекомендовані як перспективне рішення для розподільчих холодильників.

Класифікація виробництв за мірою вибухові-пожежній і пожежній небезпеці

Розглянемо заходи щодо вибуху-пожежної небезпеки на підприємстві. Згідно з нормами технологічного проектування по вибуху-пожежній і пожежній небезпеці приміщення і будівлі підрозділяють на категорії А, Б, В, Г і Д. Визначають категорії шляхом послідовної перевірки відповідності приміщення вимогам, що пред'являються до кожної групи: Холодильні камери - В; машинні відділення - А; апаратні відділення - Б; насосні відділення - Д.

Техніка безпеки на холодильниках передбачає наступні вимоги: приміщення холодильників мають бути забезпечені засобами пожежогасінні, всі ізольовані трубопроводи в місцях проходу через стіни і перекриття повинні мати вставки з ізоляційного матеріалу, що не згорає, в машинному відділенні мають

бути спеціальні місця для зберігання в закритому вигляді обтиральних матеріалів (забороняється зберігання бензину, гасу і інших легкозаймистих речовин), будівельні, монтажні і ремонтні роботи із застосуванням відкритого полум'я і електрозварювання в холодильних камерах і машинних відділеннях повинні здійснюватися за наявності письмового допуску і при дотриманні протипожежних заходів

Розрахунок заземлюючого пристрою

Захисному заземленню і зануленню підлягають металеві струмоведучі частини електроустаткування, які із-за несправності ізоляції можуть виявитися під напругою. На нашому підприємстві до них відносяться: корпуси компресорів, відцентрових аміачних насосів і вентиляторів.

Вихідні дані:

Напруга U = 380 В, тому опір нового заземлюючого контуру має бути [R] ≤ 4 Ом: Умова розрахунку:

Ґрунт - глина, для якої питомий опір ρ = 40 Ом•м. [7]

Розрахунок:

Заземлювач виконаний з труби (труба $d_т$ = 0,03м і довжиною $l_т$ = 2 м., діаметр і довжина одиночного стрижня).

Труби між собою сполучені сталевою смугою шириною $b_п$ = 0,04 м.

Труби забиті так, щоб верхній край був нижчий за рівень землі на глибину H_0 = 0,5м

t_0 = 0,5 м-кодів на цій же глибині розміщена смуга.

Опір одного стрижня заземлювача:

$$R = \frac{\rho}{2\pi l_т}\left(\ln\frac{2l_т}{d_т} + \frac{1}{2}\ln\frac{4t + l_т}{4t - l_т}\right);$$

$$R = \frac{45}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 2}\left(\ln\frac{2 \cdot 2}{0{,}03} + \frac{1}{2}\ln\frac{4 \cdot 1{,}5 + 2}{4 \cdot 1{,}5 - 6}\right) = 18{,}8Ом;$$

1) Середній питомий опір ґрунту:

$$\rho = \rho_ф \cdot \psi = 40 \cdot 1{,}2 = 48 Ом/м;$$

ρ - питомий опір ґрунту;

ψ - кліматичний коефіцієнт, що враховує сезонні коливання опору ґрунту. Ψ = 1,2 [7]

2) $d_т$ - зовнішній діаметр труби;

3) t - глибина центру труби;

Приймаємо відстань між стрижнями заземлювача, довжину одиночної смуги

$l_п$ =2•lт = 4 м;

Кількість вертикальних заземлювачів:

$$n = \frac{R}{[R]} = \frac{18,8}{4} = 4,7шт;$$

Округлимо набутого значення до найближчого стандартного значення 2, 4, 6,20.

Приймаємо n = 6 шт.

Опір системи вертикальних заземлювачів:

$$R_в = \frac{R}{n \cdot \eta_в};$$

$$R_в = \frac{18,8}{6 \cdot 0,83} = 3,7Ом;$$

Довжина горизонтального заземлювача:

$$L = l_п(n-1);$$

$$L = 4 \cdot (6-1) = 20м;$$

Опір горизонтального заземлювача:

$$R_г = \frac{\rho}{2\pi \cdot L \cdot \eta_г} \ln \frac{2L^2}{b_п \cdot t_о};$$

$$R_г = \frac{45}{2 \cdot 3,14 \cdot 20 \cdot 0,84} \ln \frac{2 \cdot 20^2}{0,04 \cdot 0,5} = 4,5Ом;$$

Опір групових заземлювачів:

$$R_{гр} = \frac{R_в \cdot R_г}{R_в + R_г};$$

$$R_{гр} = \frac{3,7 \cdot 4,5}{3,7 + 4,5} = 2,03 Ом;$$

Що менше допустимого [R] = 4 Ом.

Висновок Заземлення контуру складається з чотирьох труб завдовжки 2 м забитих на відстані один від одного 4 м на глибину від верхнього рівня землі на 0,5 м, і у верхній частині мають з'єднання смугою шириною 0,04 м.

Розрахунок системи вентиляції

Кратність вентиляції залежить від вживаного хладагента. Машинні і апаратні відділення аміачних холодильних установок обладнали системами припливно-витяжної механічної вентиляції з кратністю повітрообміну в годину, визначуваною розрахунком, але не менше 2 для припливу і 3 для витягу.

Аварійна витяжна вентиляція повинна забезпечувати кратність повітрообміну не менше 8 об'ємів в годину (без врахування продуктивності робочої витяжної вентиляції). Використання аварійної вентиляції в якості робочої недопустимо.

Пускові пристрої аварійної вентиляції розміщують як усередині вентильованих приміщень (у виходів), так і поза ними, на зовнішній стіні будівлі. Пристрою для пуску аварійної вентиляції, розміщені зовні, блокують з пристосуваннями для відключення живлення силового електроустаткування холодильної установки.

Тамбури-шлюзи і приміщення щитів автоматизації, суміжні з машинними (апаратними) відділеннями, обладнали окремими системами припливної, що постійно діяли системами припливної вентиляції, що забезпечують кратність повітрообміну не менше 5 об'ємів в годині Системи вентиляції мають резервні вентилятори, що автоматично включаються при виході з буд основних.

Приямки в машинних (апаратних) відділеннях завглибшки більше 0,5 м-коду забезпечують припливною вентиляцією, а приямки, в яких розміщено устаткування, що вимагає регулярного обслуговування, і витяжною вентиляцією.

Для цих цілей використовують загально-обмінні системи вентиляції. При не цілодобовому або періодичному обслуговуванні установок в машинних (апаратних) відділеннях встановлюють сигналізатори витоку і аварійної концентрації пари аміаку в повітрі. Сигналізатор витоку включає системи припливно-витяжної вентиляції при підвищенні концентрації аміаку до 0,5—1 міліграма/л (0,07—0,14%), сигналізатор аварійній концентрації (прилад СЬКА-1) досягши концентрації аміаку 1,5 міліграм/л (0,21 %) додаткові до загально-обмінної включає аварійну вентиляцію, відключає електроживлення холодильної установки і подає світлозвукової сигнал в приміщення з постійним перебуванням чергового персоналу (диспетчерська, пост охорони і т. д.).

Розрахунок системи вентиляції вироблюваний по кратності вентиляції по галузевих нормах.

Приплив к = 2

Витяг к = 3

Аварійна к = 8

Продуктивність вентиляції:

Приплив $L = V_{к.ц.} \cdot к = 720 \cdot 2 = 1440 м^3 / год$;

Витяг $L = V_{к.ц.} \cdot к = 720 \cdot 3 = 2160 м^3 / год$;

Аварійна $L = V_{к.ц.} \cdot к = 720 \cdot 8 = 5760 м^3 / год$;

Потужність електродвигуна:

Приплив $N_{эл.дв.} = \frac{k \cdot L \cdot H \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot \eta_{вент}} = \frac{1,2 \cdot 1440 \cdot 250 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,85} = 0,14 кВт$;

Витяг $N_{эл.дв.} = \frac{k \cdot L \cdot H \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot \eta_{вент}} = \frac{1,2 \cdot 2160 \cdot 250 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,85} = 0,21 кВт$;

Аварійна $N_{эл.дв.} = \frac{k \cdot L \cdot H \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot \eta_{вент}} = \frac{1,2 \cdot 5760 \cdot 250 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,85} = 0,56 кВт$;

Таблиця 81. Підібрані вентилятори системи аварійної вентиляції

Вид вентиляції	Марка вентилятора	$N_{эл}$	n

Приточна Витяжна Аварійна	Ц4 – 70 №3 Ц4 – 70 №4 Ц4 – 70 №5	0,2 кВт 0,3 кВт 0,6 кВт	1400об/хв 1000об/хв 1400об/хв

Долікарська допомога при нещасних випадках на холодильній установці (CO_2-система)

Надання долікарської допомоги при аварійних ситуаціях у CO_2-холодильних установках має специфіку, зумовлену можливістю витоку вуглекислого газу, дією низьких температур та високих робочих тисків у системі.

Основними небезпечними факторами є:

- асфіксія (кисневе голодування) при витоку CO_2;
- переохолодження тканин при контакті з холодоагентом або елементами дроселювання;
- механічні травми при розриві трубопроводів високого тиску;
- ураження електричним струмом при роботі компресорного обладнання.

1. Долікарська допомога при витоку CO_2 (асфіксія)

При підозрі на підвищену концентрацію CO_2 або втрату свідомості внаслідок кисневого голодування необхідно:

- негайно винести постраждалого на свіже повітря або в добре вентильоване приміщення;
- забезпечити доступ кисню (розстібнути одяг, що утруднює дихання);
- перевірити наявність дихання та пульсу;
- при відсутності дихання — негайно розпочати штучну вентиляцію легень;
- при відсутності серцевої діяльності — виконувати непрямий масаж серця;
- викликати швидку медичну допомогу.

2. Перша допомога при переохолодженні (контакт з холодними елементами або CO_2)

При локальному або загальному переохолодженні:

- перемістити постраждалого в тепле приміщення;

- обережно зігрівати уражені ділянки тіла (без інтенсивного тертя);
- накласти суху стерильну пов’язку при ушкодженні шкіри;
- забезпечити тепле пиття (за умови свідомості);
- уникати різкого нагрівання або використання відкритого тепла.

3. Долікарська допомога при механічних травмах

У разі травмування при розриві трубопроводів або обладнання високого тиску:

- зупинити дію травмуючого фактора (відключити обладнання);
- зупинити кровотечу (тиснуча пов’язка або джгут при необхідності);
- забезпечити іммобілізацію ушкодженої ділянки;
- накласти стерильну пов’язку;
- терміново викликати швидку медичну допомогу.

4. Долікарська допомога при ураженні електричним струмом

У разі електротравми необхідно:

- негайно знеструмити установку (вимикач, автомат, рубильник);
- при неможливості — відокремити постраждалого від струмоведучих частин за допомогою діелектричних засобів;
- оцінити стан потерпілого (дихання, пульс, свідомість);
- при необхідності — провести штучне дихання та непрямий масаж серця;
- забезпечити термінову госпіталізацію.

Висновок

Організація долікарської допомоги при експлуатації CO_2-холодильних установок повинна враховувати специфіку асфіксійної дії холодоагенту, високий тиск у системі та можливі електротравми.

Своєчасне та правильне надання першої допомоги суттєво підвищує рівень безпеки експлуатації холодильного обладнання та знижує ризики тяжких наслідків аварійних ситуацій.

Загалом, впровадження CO_2 як природного холодоагенту є безпечним за умови дотримання регламентів охорони праці, регулярного навчання персоналу та використання сучасних систем контролю середовища.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Stoecker W. F., Jones J. W. *Refrigeration and Air Conditioning*. New York: McGraw-Hill, 2012. 680 p.
2. Dossat R. J. *Principles of Refrigeration*. Hoboken: Pearson, 2007. 624 p.
3. Arora C. P. *Refrigeration and Air Conditioning*. New Delhi: McGraw-Hill Education, 2017. 912 p.
4. ASHRAE. *ASHRAE Handbook – Refrigeration*. Atlanta: ASHRAE, 2022. 800 p.
5. NIST. *REFPROP: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database (Version 10)*. Gaithersburg: National Institute of Standards and Technology, 2023.
6. Lorentzen G. Revival of carbon dioxide as a refrigerant // *International Journal of Refrigeration*. 1994. Vol. 17, No. 5. P. 292–301.
7. Ge Y. T., Tassou S. A. Performance evaluation of CO_2 refrigeration systems // *International Journal of Refrigeration*. 2019. Vol. 99. P. 69–82.
8. Hafner A., Neksa P. *CO_2 Refrigeration Systems: Review and Applications*. Trondheim: SINTEF Energy Research, 2020. 180 p.
9. Madsen K. B. *Transcritical CO_2 Systems in Commercial Refrigeration*. Nordborg: Danfoss A/S, 2021. 120 p.
10. Calm J. M. The next generation of refrigerants: historical review // *HVAC&R Research*. 2020. Vol. 26, No. 6. P. 1–25.
11. Danfoss A/S. *Coolselector®2 User Guide and Application Handbook*. Nordborg: Danfoss, 2024. 210 p.
12. Danfoss A/S. *CO_2 Transcritical Refrigeration Systems Design Guide*. Nordborg: Danfoss, 2023. 150 p.
13. BITZER Kühlmaschinenbau. *Refrigeration Technology and Compressor Selection Manual*. Sindelfingen: BITZER, 2022. 320 p.
14. Emerson Climate Technologies. *Refrigeration System Design Manual*. St. Louis: Emerson, 2021. 280 p.
15. ISO 5149:2014. *Refrigerating systems and heat pumps — Safety and environmental requirements*. Geneva: ISO, 2014.
16. EN 378-1:2018. *Refrigerating systems and heat pumps — Safety and environmental requirements*. Brussels: CEN, 2018.
17. ДСТУ EN 378-1:2018. Холодильні системи та теплові насоси. Вимоги безпеки. Київ: УкрНДНЦ, 2018.
18. ДБН В.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування. Київ: Мінрегіон України, 2013.
19. Литвиненко В. Г. *Розрахунок холодильних циклів і установок*. Одеса: ОНТУ, 2020. 210 с.
20. Кузнецов А. А. *Холодильні машини та установки*. Харків: НТУ «ХПІ», 2019. 340 с.