

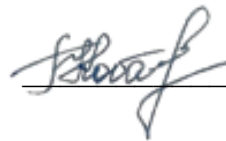
Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Херсонський навчально-науковий інститут

Кафедра теплотехніки

«Допущений до захисту»

В.о. завідувача кафедри

теплотехніки



к.т.н., доцент Г.О. Кобалава

« 11 » 06 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему «Розробка проєкту холодильної установки двокамерного
холодильника для зберігання овочів площею 180 м²

Виконав: студент II курсу, групи 2257ст
спеціальності

142 « Енергетичне машинобудування»

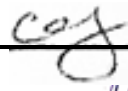
(шифр і назва спеціальності)

«Холодильні машини і установки»

(назва освітньо-професійної програми)

Сорока Д.А.

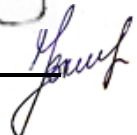
(прізвище та ініціали)



Керівник

Корнієнко В.С.

(прізвище та ініціали)



Херсон – 2024

**Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Херсонський навчально-науковий інститут**

Факультет Енерготехнічний
Кафедра Теплотехніки
Рівень вищої освіти перший (бакалаврський)
Галузь знань 14 «Електрична інженерія»
(шифр і назва)
Спеціальність 142 «Енергетичне машинобудування»
(шифр і назва)
Освітньо-професійна програма «Холодильні машини і установки»

ЗАТВЕРДЖУЮ

 **Гарант освітньої програми
к.т.н., доц. І.В. Калініченко**

« 04 » 03 2024 року

**З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»**

здобувача **Сороки Даниїла Анатолійовича, група 2257ст**

(прізвище, ім'я, по батькові, навчальна група)

1. Тема роботи **«Розробка проєкту холодильної установки двокамерного
холодильника для зберігання овочів площею 180 м²»**

керівник роботи **Корнієнко Вікторія Сергіївна, к.т.н., доцент**
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені розпорядженням ХННІ від « 04 » березня 2024 року № 01

2. Термін подання студентом роботи « 11 » червня 2024 року.

3. Зміст розрахунково-пояснювальної записки

Вступ.

Розділ 1. Загальна характеристика об'єкту, комплексу рефрижерації

Розділ 2. Теплові розрахунки комплексу рефрижерації

2.1. Вибір параметрів повітря і води в залежності від району та параметрів продуктів, що зберігаються необмежений район плавання, овочі

2.2. Вибір ізоляційних конструкцій огорож приміщення, що охолоджується

2.3. Розрахунок теплоприпливів у приміщення, що охолоджується

2.4. Вибір системи охолодження та холодильного агенту

Розділ 3. Проектування холодильної машини

3.1. Побудова циклу холодильної машини на рІ-діаграмі та його розрахунок

3.2. Підбір холодильного компресора, теплообмінних апаратів та іншого устаткування холодильної установки

3.3. Розміщення обладнання холодильної установки

Розділ 4. Конструктивний розрахунок теплообмінника (охолоджувача, нагрівача, випарника, конденсатора) повітроохолоджувача

Розділ 5. Розробка принципової схеми холодильної машини з елементами автоматизації

Розділ 6. Охорона праці розрахунок освітлення

Висновки.

Список використаних літературних джерел.

Розрахунково-пояснювальна записка (60...80 сторінок тексту, набраному на комп'ютері) повинна відповідати вимогам ЄСКД та ДСТУ.

4. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

1. Креслення приміщення, що охолоджується, з ізоляцією та приладами охолодження – 1 аркуш формату А1.
2. Принципова схема та цикл холодильної машини на p -діаграмі – 1 аркуш формату А2.
3. Принципова схема системи автоматизації холодильної установки – 1 аркуш формату А2.
4. Компонувальне креслення компресора, компресорно-конденсаторного агрегату або холодильної машини – 1 аркуш формату А1.
5. Креслення теплообмінника повітроохолоджувача – 1 аркуш формату А1.

5. Дата видачі завдання «04» березня 2024 року.

Дата представлення на кафедру «11» червня 2024 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів випускної магістерської роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Отримання завдань у керівника	04 березня	виконано
2.	Вступ + розділ 1	до 15 березня	виконано
3.	Розділ 2 + креслення приміщення, що охолоджується	до 05 квітня	виконано
4.	Розділ 3 + креслення принципової схеми та циклу холодильної машини на p, h -діаграмі	до 20 квітня	виконано
5.	Компонувальне креслення компресора, компресорно-конденсаторного агрегату або холодильної машини	до 30 квітня	виконано
6.	Розділ 4 + креслення теплообмінника	до 15 травня	виконано
7.	Розділ 5 + креслення принципової схеми холодильної машини з елементами автоматизації	до 30 травня	виконано
8.	Розділ 6 + висновки	до 05 червня	виконано
9.	Остаточне оформлення розрахунково-пояснювальної записки та графічного матеріалу; подання кваліфікаційної бакалаврської роботи на кафедру	до 11 червня	виконано

Здобувач

(підпис)

Сорока Д.А.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Корнієнко В.С.

(прізвище та ініціали)

Анотація

Робота присвячена розробці холодильної установка двокамерного холодильника для зберігання овочів площею 180 м². Представлено опис холодильника.

Розраховані коефіцієнти теплопередачі огорож камери та теплові потоки через них. Враховані додаткові теплоприпливи від людей, обладнання та ін. Вибрана та обґрунтована система охолодження. Обґрунтовано вибір холодильного агенту для холодильної машини. Розраховано цикл холодильної машини з побудовою на Р-І діаграмі. На основі розрахунків було підібрано компресор, конденсатор, терморегулюючий вентиль та допоміжне обладнання холодильної установки.

Виконано конструктивний розрахунок повітроохолоджувача та його основних елементів. Розроблена схема система автоматизації для холодильної установки холодильника для зберігання овочів. Описані основні елементи захисту, оповіщення та сигналізації розробленої системи автоматизації.

Розглянуто основні положення охорону праці при роботі з холодильним обладнанням, питання освітленості та пожежної безпеки. Виконано розрахунок освітлення.

Ключові слова: теплопередача, теплопритоки, холодильна машина, холодильний агент, компресор, конденсатор, повітроохолоджувач.

Abstract

The work is devoted to the development of a project of a refrigerating plant of a two-chamber refrigerator for storing vegetables with an area of 180 m². A description of its main systems is presented.

The calculated coefficients of heat transfer are the fence of the chamber and the heat flux through them. Additional heat flows from people, equipment, etc. are taken into account. The air cooling system of the hold with direct evaporation is chosen and grounded. The choice of refrigeration agent for a refrigeration machine is substantiated. The cycle of a refrigerating machine with a construction on the P-I diagram is calculated. On the basis of calculations, a compressor, a condenser, a thermostatic valve and auxiliary equipment of the refrigerator were selected. A constructive calculation of the air cooler and its main elements is performed. The scheme of the automation system for the refrigeration unit of the refrigerator hold is developed. The basic elements of protection, warning and signaling of the developed automation system are described.

The main provisions of labor protection at work with refrigeration equipment, the issue of illumination and fire safety are considered. The calculation of the artificial lighting of the refrigerating chamber is done and the required number of lighting devices is selected. The main provisions of labor protection at work with refrigeration equipment, the issue of illumination and fire safety are considered. The calculation of the artificial lighting of the refrigerating chamber is done and the required number of lighting devices is selected.

Keywords: heat transfer, heat inflow, refrigeration unit, refrigerant, compressor, condenser, air cooler.

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 00					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						
					Розробка проекту холодильної установки двокамерного холодильника для зберігання овочів площею 180 м ²			Літ.	Арк.	Аркушів
Студент		Сорока Д.А.								
Керівник		Корнієнко В.С.								
Н. контроль										
Зав. каф		Кобалава Г.О.			ХННІ НУК ім. адм. Макарова					

Зміст

Перелік прийнятих скорочень.....	
Вступ.....	
1. Загальна характеристика об'єкту, вибір і обґрунтування технологічної схеми холодильної установки	
1.1 Вибір та обґрунтування типу установки.....	
2. Теплові розрахунки комплексу рефрижерації.....	
2.1 Теплотехнічний розрахунок ізоляції огорожень	
2.2 Розрахунок теплоприпливів та навантаження на обладнання	
2.3 Розрахунок теплового навантаження на холодильне устаткування	
3. Проектування холодильної машини.....	
3.1 Вибір схеми холодильної установки і устаткування.....	
3.2 Розрахунок і вибір компресора.....	
3.3 Підбір додаткового устаткування	
4. Конструктивний розрахунок повітроохолоджувача.....	
5. Розробка принципової схеми холодильної машини з елементами автоматизації	
5.1 Спосіб регулювання температури в приміщеннях	
5.2 Автоматичний захист, сигналізація і контроль СХУ	
6. Охорона праці.....	
6.1 Техніка безпеки при ремонті устаткування СХУ.....	
6.2 Розрахунок освітленості в рефрижераторному машинному відділенні	
Висновки.....	
Перелік використаних літературних джерел.....	

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 00	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Перелік прийнятих скорочень

АЗ - аварійна зупинка

АР - автоматичний розмикач

АУ - автоматичне управління

ГС - граничний спектр

ДП - діаметральна площа

ЕВ - електровентилятор

К - компресор

Кн - конденсатор

ККД - коефіцієнт корисної дії

КПЗ - кнопка повернення захисту

МП - магнітний пускатель

ПО - повітроохолоджувач

РВС - реле всмоктування

РЗ - реле захисту

РКЗ - реле контролю змащення

РМВ - рефрижераторне машинне відділення

САЗ - система автоматичного захисту та сигналізації

ТОА - теплообмінний апарат

ТО - теплообмінник

СХВ - судновий холодильний вентилятор

СХУ - суднова холодильна установка

ХМ - холодильна машина

ХУ - холодильна установка

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 00	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вступ

У рішенні соціально-економічних задач по підвищенню народного благоустрою України на основі швидких темпів розвитку сільського господарства та харчових галузей промисловості, підвищення товарообігу та суспільного харчування, велике значення належить холоду.

Значно зросла роль холоду в рішенні задач продовольчого забезпечення, як найбільш ефективного засобу в боротьбі за скорочення втрат сировинних ресурсів та продуктів харчування.

Невід'ємною частиною технологічних процесів виробництва швидкопсууючих продуктів, з їх послідуочим зберіганням, транспортуванням і реалізацією являється штучний холод. Його використання в харчовій технології має надзвичайно велике значення. Не менше 40% виробленої сільськогосподарської продукції необхідно піддавати холодильній обробці з метою запобігання її псуванню і зменшення витрат.

Вплив холоду порівняно з іншими методами консервування харчових продуктів викликає мінімальні зміни їх властивостей, харчової цінності, маси, смаку, зовнішнього вигляду. В виробництва і збільшення об'ємів реалізації харчових продуктів широке застосування отримала холодильна техніка.

Утворилось складне багатогалузеве холодильне господарство, яке являється комплексом взаємодіючих послідовних ланок технологічного ланцюга, до якого входять: заготівлення, виробництво, холодильний обробіток, транспортування, реалізація і споживання продуктів харчування.

Для досягнення максимальної ефективності роботи холодильного господарства холодильний ланцюг на всіх цих етапах переміщення харчових продуктів від заготівлення до споживання повинен бути неперервним. Порушення оптимальних умов і будь-яких одиниць в ланці може привести до зниження якості, значних витрат маси і навіть до псування продуктів. Все більше використання холоду спостерігається в системі споживчої кооперації, безпосередньо пов'язаної з заготуванням сільськогосподарської продукції

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 00	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

населення. Виникла необхідність будівництва охолоджуючих споруд безпосередньо в місцях виробництва продукції. Особливої гостроти проблема набула з розвитком в Україні приватного підприємництва, фермерства.

Проект даного овочесховища передбачає рішення цих задач. Порівняно велика ємкість (250 т) дозволяє заготовляти і зберігати необхідну частину вирощених капусти та буряка в нормальному стані для їх наступної реалізації населенню.

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 00	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 Загальна характеристика об'єкту, вибір і обґрунтування технологічної схеми холодильної установки

1.1 Вибір та обґрунтування типу установки

Плоди й овочі поєднують собою групу рослинних продуктів, що відрізняє великий вміст води (75-95%) з розчиненими в ній сухими речовинами: вуглеводами, органічними кислотами, вітамінами, білковими, дубильними й мінеральними речовинами. Внаслідок цього вони характеризуються високою ферментативною активністю, низькою стійкістю до фітопатогенних мікроорганізмів і легкою втратою води.

Після збору врожаю в плодах і овочах тривають фізіолого-біохімічні й мікробіологічні процеси. Напрямок і інтенсивність зазначених процесів залежить як від біологічних функцій, які вони виконують у життєвому циклі рослини, так і від умов навколишнього зовнішнього середовища.

Особливістю плодів, плодових овочів і ягід є післязбиральне дозрівання, обумовлене формуванням насіння за рахунок живильних речовин околоплідника (м'якоті).

Незважаючи на велику видову розмаїтість цієї групи загальні ознаки дозрівання подібні; розходження складається у варіюванні тривалості дозрівання - від декількох днів до декількох місяців.

Дозрівання плодів супроводжується наступними змінами: вуглеводи переходять у більш прості з'єднання. Так, крохмаль і інші полісахариди (пектинові речовини, геміцелюлоза, целюлоза) гідролізуються з утворенням розчинних цукрів.

Загальний вміст цукрів внаслідок витрати їх на дихання поступово зменшується, при цьому співвідношення між сахарозою й моносахарами змінюється на користь останніх і переважним цукром стає фруктоза.

Характерною ознакою дозрівання плодів є зменшення вмісту органічних кислот і збільшення сахарокислотного індексу. У результаті гідролізу танінів зникає в'язкий смак плодів. Істотно змінюються вміст і склад летючих речовин,

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 01	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

що формують їхній смак і аромат (спирти, альдегіди, кетони, складні ефіри й ін.). Перетворення нерозчинного протопектина в розчинний пектин обумовлює розм'якшення тканини плодів.

Змінюється склад барвних і кутикулярних речовин. Так, кількість хлорофілу зменшується, а каротиноїдів і інших пігментів збільшується. Дозрівання багатьох плодів супроводжується нагромадженням (біосинтезом) етилена, кутикулярних ліпідів і інших з'єднань. У процесі дозрівання плодів трохи зменшується вміст вітамінів. У результаті водного обміну й випару вологи зменшується також вміст вологи.

Можливі строки зберігання плодів і ягід визначаються в першу чергу ступенем зрілості, при якій вони зібрані. Розрізняють дві стадії зрілості - знімну й фізіологічну (споживчу).

Знімна стадія зрілості визначає придатність плодів для транспортування на далекі відстані й закладки на зберігання, споживча - придатність для використання. До плодів, збір яких проводять у стадії знімного ступеня зрілості, відносять яблука, груші, хурму, помідори й ін. У деяких плодів обидві ступені зрілості збігаються.

Для визначення оптимальних строків збору користуються різними показниками зрілості: колір, твердість, зміст загальних розчинних речовин, кислотність, аромат й т. ін.

Біологічна роль бульб, коренеплодів, цибулин і качанів полягає в утворенні насіння на другому році життя. Після збору одні з них (картопля, цибуля) перебувають у стадії глибокого або природного спокою, під час якого відсутнє проростання навіть при сприятливих умовах навколишнього середовища (підвищена температура й вологість повітря); інші (капуста, коренеплоди) - у стадії змушеного спокою, коли життєдіяльність штучно подавлена. У період спокою інтенсивність багатьох фізіолого-біохімічних процесів овочів цієї групи сильно знижена й утримується приблизно на постійному рівні.

Біохімічні процеси активізуються лише через певний для кожного виду й сорту період зберігання. Закінчення періоду спокою характеризується різким

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 01	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

підйомом інтенсивності подиху й закисленості відбудовних процесів, пересуванням живильних речовин, біосинтезом нових пластичних і фізіологічно активних речовин.

Листові овочі з моменту збору ніяких біологічних функцій не виконують, але, як всі листи, вони характеризуються розвитою поверхнею, слабкою водоутримуючою здатністю й швидким зів'яненням.

Основним фізіологічним процесом, що триває в плодах і овочах після збору, є подих. Інтенсивність подиху й пов'язаних з ним обмінних процесів залежить від температури. Для вираження цієї залежності звичайно користуються температурним коефіцієнтом, що показує, у скільки разів збільшується інтенсивність подиху при підвищенні температури на 10°C . Для більшості плодів і овочів залежність інтенсивності подиху від температури (у діапазоні температур від 2 до $15-20^{\circ}\text{C}$) згідно закону Вант - Гоффа. При підвищенні температури до $40-45^{\circ}\text{C}$ інтенсивність подиху досягає максимуму, після чого різко зменшується через ушкодження кліток і тканин. При зниженні температури інтенсивність подиху також знижується, причому з наближенням до точки замерзання більш плавно, ніж за законом Вант - Гоффа. Питома кількість тепла, що доводиться на 1 г вуглекислого газу, що виділився, становить $10,7\text{ кДж}$.

Теплота подиху плодів і овочів залежить від сорту, умов вирощування й фізіологічного стану. Вона змінюється в різні періоди зберігання, що обумовлено зокрема клімактеричним підйомом подиху, наприклад у яблук, груш, слив, персиків, томатів, або підвищенням інтенсивності подиху при закінченні періоду спокою в картоплі, цибулі, капусти.

Тепловиділення плодів і овочів, період збирання яких приходить на літо й ранню осінь із високою температурою, викликають швидке самозігрівання.

Іншим не менш важливим процесом, що відбувається в плодах і овочах після збору, є випар вологи. Кількість вологи, що випарувалася, залежить від властивостей плодів і овочів, їх вологоутримуючої або випарної здатності.

З випаром вологи пов'язане не тільки зниження маси плодів і овочів, але й зів'янення, що знижує здатність до зберігання, живильну цінність і погіршує

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 01	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

товарний вид продукції. Помітне зів'янення плодів наступає при втраті 4-6% вологи, а ягід і листових овочів, що відрізняються слабким вологоутриманням, - при втраті 1,5-2%.

Щоб загальмувати фізіолого-біохімічні процеси, запобігти розвитку фітопатогенних мікроорганізмів і зменшити втрати вологи, плоди й овочі після збору треба швидко прохолоджувати (попереднє охолодження).

Попереднє охолодження - перша й друге дуже важлива ланка в загальному ланцюзі застосування холоду. Відсутність або затримка в охолодженні ягід, кісточкових плодів і зелених овочів виключає можливість короткострокового зберігання й транспортування, а затримка в охолодженні більш стійких плодів скорочує тривалість зберігання, підсилює схильність до різних фізіологічних захворювань.

Швидкість охолодження плодів і овочів залежить від їхнього виду. Плоди й овочі, знімна зрілість яких збігається зі споживчою (ягоди, вишня, черешня, огірки, зелені овочі й т. ін.) або наступає через порівняно короткий період (абрикоси, персики, слива, дині й ін.), повинні охолоджуватись протягом 1-5 год до температури транспортування або зберігання. Плоди, що досягають споживчої зрілості в процесі тривалого зберігання (зимові сорти яблук і груш), можна охолоджувати протягом 20- 24 год.

Плоди й овочі попередньо охолоджують у звичайних камерах схову при швидкості руху повітря 1-1,5 м/с і кратності повітрообміну 30-40 обсягів у годину, у спеціальних камерах попереднього охолодження при швидкості руху повітря 3-4 м/с і кратності повітрообміну 60-100 обсягів у годину, в апаратах інтенсивного повітряного охолодження (найчастіше тунельного типу) при швидкості руху повітря до 5 м/с і кратності повітрообміну 100-150 обсягів у годину, крижаною водою (методом зрошення або занурення) у гідроохолоджувачах, вакуум-випарним охолодженням у спеціальних апаратах.

Ефективність способів оцінюють по тривалості охолодження.

Найбільш ефективним є охолодження в потокових, конвеєрних апаратах (повітряні тунельні, гідро- і вакуум-охолоджувачі) до завантаження плодів у

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 01	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

холодильні камери або транспортні засоби.

Під час транспортування необхідно створити умови, що запобігають підвищення температури плодів і конденсацію вологи на їхній поверхні. Плоди перевозять спеціалізованим транспортом (поїзди й секції з машинним охолодженням, автономні рефрижераторні вагони й авторефрижератори).

У транспортних засобах необхідно підтримувати найбільш сприятливу температуру залежно від виду продукції й тривалості перевезення.

Приймаю температуру зберігання 0°C. Так оптимальні умови зберігання капусти та буряка -1÷1°C.

Пропонується проект холодильника для зберігання капусти та буряка, місткістю 250 т, що знаходиться у м. Одеса.

Споруда холодильника виконується одноповерховою. Це зумовлено тим, що будівельні конструкції одноповерхового холодильника легші і, відповідно, дешевші. З цієї ж причини одноповерховий холодильник може бути збудований в декілька разів швидше за багатоповерховий. Одноповерхові холодильники мають більш просту будівельну конструкцію за багатоповерхові, тому що каркас будівлі несе навантаження лише від даху, охолоджуючих приладів, вітру, снігу. До того ж при будівництві одноповерхового холодильника існують менші умови до міцності ґрунту. Також холодильники, виконані одноповерховими, мають переваги, пов'язані зі зручністю механізації вантажних робіт, такі як:

- шляхи внутрішніх перевезень продуктів – тільки по горизонталі. Це дозволяє цілком механізувати вантажно-розвантажувальні і транспортні роботи усередині холодильника;

- великі довжини вантажних платформ дозволяють прискорити зовнішні вантажні роботи;

- можливість будівництва великих камер, вільних від колон. Це дозволяє полегшити і прискорити вантажні роботи усередині камер;

- менші експлуатаційні витрати.

У проекті передбачається створення автомобільної рампи.

Вибір будівельно-ізоляційних матеріалів.

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 01	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Фундамент – приймає все навантаження від будівельних конструкцій, вантажу і обладнання, і передає його на ґрунт. Для будівництва холодильника приймаємо збірний фундамент, який представляє собою прямокутник розміщений по всьому периметру стін. Ширину верхньої частини фундаменту приймаємо трохи більше ніж ширину стін.

Зовнішня стіна – виготовляється з цегли з ізоляцією з внутрішньої сторони. Ширина цегляної кладки 380 мм.

Внутрішня стіна – виготовляється також як і зовнішня, тільки товщину цегляної кладки приймаємо 380 мм.

Покриття – для даного холодильника приймаємо без дахове покриття, яке складається з несучих плит які опираються на колони, теплоізоляції і крівлі.

Приймаємо висоту камер холодильника рівною 6 м, а сітку колон 6х6 м.

Приймаємо температуру в камерах зберігання буряка та капусти $t_k = 0^{\circ}\text{C}$. Тара для зберігання товару – дерев'яна.

У якості ізоляції приймаємо пінополіуретан РИПОР.

Пінополіуретан широко застосовуються в будівництві завдяки своїм неперевершеним фізико - механічним властивостям. Витрати на їх вживання швидко окупаються при експлуатації. Пінополіуретан (поліуретанова піна) - найефективніший теплоізоляційний матеріал.

Її теплопровідність складає від 0,019 Вт/м·К до 0,023 Вт/м·К. Ефективніше пінополіуретану лише вакуумна ізоляція, але вона не дорожче і технологічно незручна. 25 мм поліуретанової піни рівнозначні за теплоізолюючими властивостями 51 см стіни з червоної цегли або 18 см дерева.

Поліуретанові покриття володіють дуже високою атмосферостійкістю, хорошою опірністю великим деформаціям, зносостійкістю, еластичністю і багатьма іншими чудовими властивостями. Поліуретанові матеріали отримують на місці вживання шляхом змішення двох компонентів А і Б. Властивість матеріалу залежить від хімічної породи цих компонентів. Важливо, що пінополіуретан (ППУ) еластичний, не розтріскується, не розшаровується і не відшаровується при екстремальних температурах від -40 до +150°C, створює

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 01	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

герметичний повітро- і водонепроникний шар, має низьку щільність, є прекрасним вібро- і шумоізолятором, екологічно безпечний і нетоксичний, володіє високою міцністю і зносостійкістю, зберігає властивості в досить широкому температурному діапазоні експлуатації - від -250 до + 180°C

Пінополіуретан серед теплоізолюючих матеріалів володіє найбільш низьким коефіцієнтом теплопровідності ($\lambda=0,022$ Вт/м°C) і високими гідроізолюючими властивостями (до 99% закритих пір), що дозволяють використовувати його навіть як покрівельний матеріал. ППУ хімічно нейтральний до кислотних і лужних середовищ. Клас горючості Г2. Пінополіуретан володіє високою стійкістю по відношенню до хімічних сполук.

ППУ напілюється практично на будь-які матеріали: дерево, скло, метал, бетон, цеглину, фарбу, не залежно від конфігурації поверхні. В результаті цього відсутня необхідність в спеціальному кріпленні ізоляції. Крім того, ППУ покриття інертне до кислотних і лужних середовищ, може працювати в ґрунті, використовуватися як покрівельний матеріал, антикорозійним захистом металу Єдине, що вимагають ППУ - захисту від прямих сонячних променів.

Пінополіуретанове покриття з щільністю понад 35 кг/м³ - окрім теплоізоляційних властивостей, набуває гідроізоляційних характеристик. Матеріал володіє чудовими адгезійними властивостями, ідеально прилипаючи до горизонтальних і вертикальних поверхонь з будь-якого матеріалу і будь-якої форми.

Нанесене покриття не вимагає оновлення і ремонту протягом всього терміну служби будівлі. Компоненти не підтримують горіння і є важко горючими. Теплоізоляція може наноситися на підлогу, стелю і стіни.

У всьому світі готовий ППУ без проблем проходить випробування на токсичність.

Якщо в компоненти для здобуття ППУ включені антипірени, то пінопласт горить лише там, куди потрапляє полум'я зовнішнього джерела вогню, і горить до тих пір, поки це полум'я є. Якщо прибрати факел - ППУ гасне, не тліє і не димить.

Довговічність ППУ оцінюється в 25-30 років.

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 01	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Головні переваги:

- низький коефіцієнт теплопровідності(0,019÷0,029 Вт/м·К);
- легка вага 40÷60 кг/м³;
- висока адгезійна міцність;
- немає необхідності в кріпильних елементах;
- висока акустична ізоляція;
- відмінний антикорозійний захист металоконструкцій;
- відсутність містків холоду;
- можливість ізоляції конструкцій будь-якої конфігурації і розмірів;
- довговічність покриттів (не схильні до розкладання і гниття, не руйнуються під впливом сезонних температурних коливань, атмосферних опадів, агресивної промислової атмосфери);
- висока екологічність отриманого матеріалу (по гігієнічних нормах дозволено вживання в холодильній техніці для продовольчих продуктів);
- методом заливки ППУ в прес-форму можна отримувати формовані теплоізоляційні блоки ("шкаралупи" для трубопроводів, плити, сендвіч–панелі і так далі).

Жорсткий напилюваний пінополіуретан використовується як теплоізоляційні і захисні покриття енергетичного устаткування, теплопроводів, кумулятивних ємностей, холодильних камер і інших будівельних конструкцій.

Для підтримування потрібних параметрів повітря в камерах холодильника, в них будуть встановлені підвісні повітроохолоджувачі. Теплота конденсації відводитиметься за допомогою конденсаторів повітряного охолодження.

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 01	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 Теплові розрахунки комплексу рефрижерації

2.1 Теплотехнічний розрахунок ізоляції огорожень

2.1.1 Розрахунок площі та теплоізоляційних конструкцій холодильника

Ємність холодильника: $G = 250$ т;

Вантажний об'єм:

$$V_{\text{гр}} = \frac{G}{q_v} [\text{м}^3]$$

де q_v – норма завантаження на 1 м³ вантажного об'єму камери;

$q_v = 0,46 \frac{\text{т}}{\text{м}^3}$ – для буряка;

$q_v = 0,3 \frac{\text{т}}{\text{м}^3}$ – для капусти.

для буряка:

$$V_{\text{гр}} = \frac{125}{0,46} = 272 \text{ м}^3,$$

для капусти:

$$V_{\text{гр}} = \frac{120}{0,3} = 417 \text{ м}^3,$$

Вантажна площа:

$$F_{\text{в}} = \frac{V_{\text{в}}}{h_{\text{в}}} \text{ м}^2$$

де $h_{\text{в}}$ – вантажна висота; $h_{\text{в}} = 3$ м – для камер зберігання буряка; $h_{\text{в}} = 4$ м – для камер зберігання капусти. Вантаж складається на піддонах, розмірами 1200×800×150 мм. [ГОСТ 9570-87], у ящиках 620×400×285мм. [ГОСТ 10131-93]. На піддоні складені по висоті 10 ящиків - для камер зберігання буряка; 14 – для камер зберігання капусти.

для буряка:

$$F_{\text{в}} = \frac{272}{3} = 90,66 \text{ м}^2,$$

для капусти:

$$F_{\text{в}} = \frac{417}{4,14} = 100,72 \text{ м}^2,$$

Будівельна площа:

$$F_{\text{буд}} = \frac{F_{\text{в}}}{\beta_F}$$

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 02.	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де β_F – коефіцієнт використання будівельної площі; для камер середніх розмірів $\beta_F = 0,75 \div 0,8$ [1].

для буряка:

$$F_{\text{буд}} = \frac{90,66}{0,75} = 120,88 \text{ м}^2,$$

для капусти:

$$F_{\text{буд}} = \frac{100,72}{0,75} = 134,29 \text{ м}^2,$$

Кількість будівельних прямокутників:

$$n_{\text{бп}} = \frac{F_{\text{хол}}}{F_{\text{бп}}}$$

де $F_{\text{бп}}$ – площа будівельних прямокутників, при кроці колон 6×6,

$$F_{\text{бп}} = 6 \cdot 6 = 36 \text{ м}^2.$$

для буряка:

$$n_{\text{бп}} = \frac{120,88}{36} = 3,35 \text{ шт}$$

Приймаємо $n_{\text{бп}} = 4$ шт.

для капусти:

$$n_{\text{бп}} = \frac{134,29}{36} = 3,73 \text{ шт}$$

Приймаємо $n_{\text{бп}} = 4$ шт.

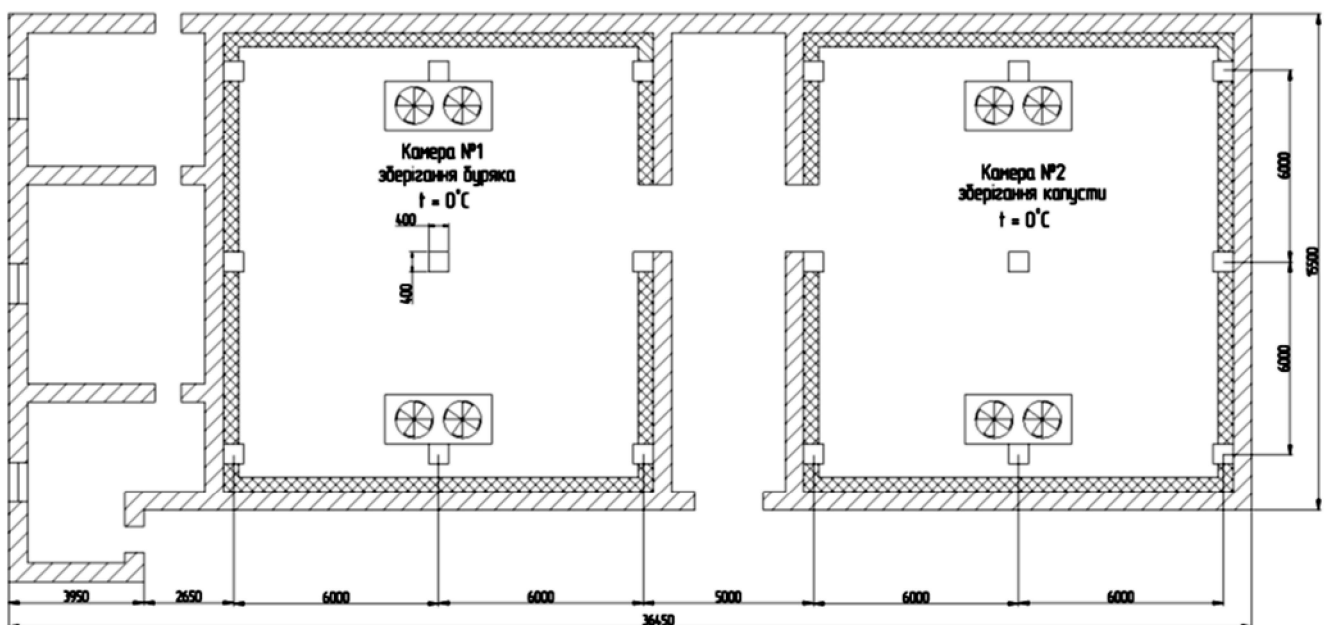


Рисунок 2.1 Розташування камер холодильника

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 02.	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.1.2 Визначення товщини теплоізоляційного матеріалу

Більша частина України відноситься до середньої кліматичної зони, де середньорічна температура повітря позитивна, але нижча 9°C (середньорічна температура в місті Одеса становить 9,9°C (зимова -18°C, літня 32°C)). Для цієї зони коефіцієнти теплопередачі зовнішніх стін холодильних камер $k_{зс}$ обчислюється по формулі:

$$k_{зс} = 0,16 \cdot e^{0,022 \cdot (40 + t_k)} \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right]$$

де t_k – температура в камері;

$t_k = 0$ – для камер зберігання капусти;

$t_k = 0$ – для камер зберігання буряка.

$$k_{зс} = 0,16 \cdot e^{0,022 \cdot (40 + 0)} = 0,39 \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right],$$

Коефіцієнт теплопередачі покриттів холодильників, які не мають горищ:

$$k_{бп} = 0,95 \cdot k_{зс} \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right]$$

$$k_{бп} = 0,95 \cdot 0,39 = 0,37 \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right],$$

Коефіцієнт теплопередачі внутрішніх стін і перегородок, що відокремлюють охолоджувані приміщення від не охолоджуваних, але неопалюваних:

$$k_{но} = 1,18 \cdot k_{зс} \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right]$$

$$k_{но} = 1,18 \cdot 0,39 = 0,46 \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right],$$

Обчислені значення коефіцієнтів теплопередачі стін, перегородок, покриттів і міжповерхових перекриттів холодильних камер перевіряють на недопущення конденсації вологи з навколишнього повітря на теплому боці зазначених огорожень:

$$k^* \leq 0,9 \cdot \frac{\alpha'_3 (t_3 - t_p)}{t_3 - t_p},$$

де k^* – коефіцієнт теплопередачі відповідного огороження;

α'_3 – мінімальне значення коефіцієнта тепло віддачі від повітря до теплої

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 02.	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

сторони огороження, можна прийняти $\alpha'_3 = 6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$;

t_3 – розрахункова літня температура зовнішнього повітря (для зовнішніх огорожень), або температура приміщення з теплового боку внутрішньої стіни, перегородки або міжповерхового перекриття ($t_3 = 31^\circ\text{C}$);

t_p – температура точки роси, що відповідає температурі і відносній вологості повітря з теплового боку огороження холодильної камери.

Відносна вологість не охолоджуваних, але не опалюваних приміщень 90%.

Температуру t_p визначають за допомогою $d - h$ діаграми (вологоміст - ентальпія) вологого повітря ($t_p = 2^\circ\text{C}$).

$$0,9 \cdot \frac{6 \cdot (31 - 2)}{31 - 2} \geq 0,41,$$

$$5,6 \geq 0,41.$$

Знаючи розміри коефіцієнта теплопередачі, визначаємо товщину теплоізоляційного шару:

$$\delta_{iz} = \left[\frac{1}{\alpha_s} - \left(\frac{1}{\alpha_k} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_k} \right) \right] \cdot \lambda_{iz},$$

де α_s і α_k – розрахункові значення коефіцієнтів тепловіддачі з зовнішнього і внутрішнього боків огороження;

δ_i і λ_i – товщина і коефіцієнт теплопровідності кожного будівельного шару конструкції огороження;

λ_{iz} – розрахункове значення коефіцієнта теплопровідності ізоляційного матеріалу огороження.

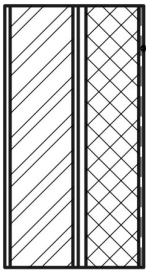
Для урахування впливу теплопровідних включень в ізоляційному шарі розрахункове значення λ_{iz} визначають як:

$$\lambda_{iz} = (1,1 \dots 1,15) \cdot \lambda,$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності теплоізоляційного матеріалу.

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 02.	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

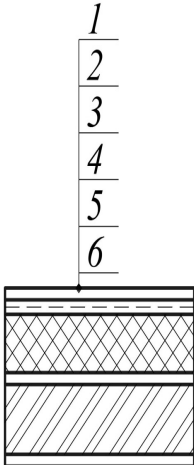
Таблиця 2.1 Зовнішні стіни холодильника:

	№	Назва	δ_i , м	λ_i ; $\left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}\right]$
	1	Штукатурка цементна по металевій решітці	0,02	0,93
	2	Теплоізоляція з пінополіуретану «РИПОР»		0,035
	3	Пароізоляція – фольга алюмінієва	0,004	0,3
	4	Штукатурка цементна	0,02	0,93
	5	Цегляна кладка	0,38	0,81
	6	Штукатурка цементна	0,02	0,93

$$\alpha_3 = 23 \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right], \alpha_6 = 9 \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right].$$

$$\delta_{i3} = \left(\frac{1}{0,39} - \left[\frac{1}{23} + \frac{0,02}{0,93} + \frac{0,004}{0,3} + \frac{0,02}{0,93} + \frac{0,38}{0,81} + \frac{0,02}{0,93} + \frac{1}{9} \right] \right) 0,035 = 0,065 [\text{м}],$$

Таблиця 2.2 Зовнішні стіни холодильника

	№	Назва	δ_i , м	λ_i ; $\left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}\right]$
	1	Стяжка з бетону по металевій решітці	0,04	1,86
	2	Теплоізоляція з пінополіуретану «РИПОР»		0,035
	3	Пароізоляція – алюмінієва фольга	0,004	0,3
	4	Штукатурка цементна	0,02	0,93
	5	Залізобетонна плита	0,35	2,04
	6	Штукатурка цементна	0,02	0,93

Так як прийнята товщина ізоляції та розрахована відрізняються одна від одної більш ніж на 5% то коефіцієнт теплопередачі буде складати:

$$k_d^* = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_6} + \frac{\delta_{i3}}{\lambda_{i3}}};$$

$$k_d^* = \frac{1}{\frac{1}{23} + \frac{0,02}{0,93} + \frac{0,004}{0,3} + \frac{0,02}{0,93} + \frac{0,38}{0,81} + \frac{0,02}{0,93} + \frac{1}{9} + \frac{0,07}{0,035}} = 0,37 \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right].$$

Покриття холодильника

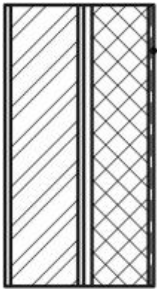
					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 02.	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\alpha_z = 23 \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right], \alpha_k = 9 \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right].$$

$$\delta_{iz} = \left(\frac{1}{0,37} - \left[\frac{1}{23} + \frac{0,04}{1,86} + \frac{0,004}{0,3} + \frac{0,02}{0,93} + \frac{0,35}{2,04} + \frac{0,02}{0,93} + \frac{1}{9} \right] \right) 0,035 = 0,08 \text{ [м]},$$

Приймаю $\delta_{iz} = 80$ мм,

Таблиця 2.3 Зовнішні неопалювані приміщення

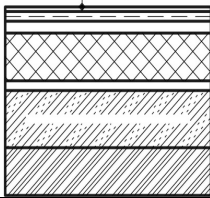
	№	Назва	δ_i , м	λ_i , $\left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right]$
	1	Штукатурка цементна по металевій решітці	0,02	0,93
	2	Теплоізоляція з пінополіуретану «РИПОР»		0,035
	3			
	4	Пароізоляція – алюмінієва фольга	0,004	0,3
	5			
	6	Штукатурка цементна	0,02	0,93
	5	Цегляна кладка	0,38	0,81
	6	Штукатурка цементна	0,02	0,93

$$\alpha_z = 8 \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right], \alpha_k = 9 \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right].$$

$$\delta_{iz} = \left(\frac{1}{0,46} - \left[\frac{1}{8} + \frac{0,02}{0,93} + \frac{0,004}{0,3} + \frac{0,02}{0,93} + \frac{0,38}{0,81} + \frac{0,02}{0,93} + \frac{1}{9} \right] \right) 0,035 = 0,049 \text{ [м]},$$

Приймаю $\delta_{iz} = 50$ мм,

Таблиця 2.4 Підлога холодильника

			δ_i , м	λ_i , $\left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right]$
	1	Бетонне покриття	0,04	1,86
	2	Бетонна стяжка	0,08	1,86
	3	Пароізоляція – гідроізол	0,002	0,3
	4	Теплоізоляція – гравій керамзитовий		0,17
	5	Бетон	0,025	0,98
	6	Пісок	0,5	0,58
	7	Земля		

Так як температура в камерах від $-3...+3^{\circ}\text{C}$, підлогу холодильника роблять без підігріву. В цьому випадку розрахунок товщини ізоляції роблять по зонах. Для

цього уся площу підлоги ділять на 4 концентричні зони. Для кожної зони неізолюваної підлоги було визначене значення умовного коефіцієнта теплопередачі $k_{ум}$ віднесеного до різниці температур.

Таблиця 2.5 Значення умовного коефіцієнта теплопередачі для неізолюваної підлоги, розташованої на ґрунті

Зона підлоги	1	2	3	4
$k_{ум}$	0,48	0,24	0,12	0,07

$$\delta_{із} = \left(\frac{1}{k_{ум,із}} - \frac{1}{k_{ум}} \right) \cdot \lambda_{із},$$

1-ша зона:

$$k_{ум} = 0,48 \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right],$$

$$k_{ум,із} = 0,39 \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right],$$

$$\delta_{із} = \left(\frac{1}{0,39} - \frac{1}{0,48} \right) \cdot 0,17 = 0,08 \text{ м},$$

Приймаю $\delta_{із} = 80$ мм,

Результати розрахунку зводимо до таблиці

Таблиця 2.6

	$t_{в},$ °C	$\alpha_{в},$ $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$	$\alpha_{н},$ $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$	$R_{з},$ $\frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$	$R_{н},$ $\frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$	$\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ $\frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$	Товщина теплоізолюючого шару, мм		Коефіцієнт теплопередачі, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$	
							$\delta_{із}^{zp}$	$\delta_{із}^a$	k^*	k_x^*
Зовнішні стіни холодильника	0	23	9	0,043	0,11	0,55	65	70	0,39	0,37
Зовнішні неопалювані приміщення	0	8	9	0,13	0,11	0,55	49	50	0,46	0,46
Покриття холодильника	0	23	9	0,043	0,11	0,25	80	80	0,37	0,37
Підлога холодильника	0	-	9	-	0,11		80	80	0,39	0,39

2.1.3 Визначення товщини ізолюючого матеріалу

Ізоляційні конструкції холодильних камер включають пароізоляційний шар, установлюваний для захисту холодительної ізоляції від зволоження. Звичайно пароізоляцію установлюють з теплового боку теплоізоляційного шару.

Для того щоб пароізоляція виконувала свої захисні функції, недостатньо установити її стосовно теплоізоляційного шару з боку більшого парціального тиску водяної пари в повітрі. Потрібно також вибрати товщину пароізоляції, що забезпечує необхідний опір проходженню водяної пари крізь ізольоване огороження.

Вираз для визначення товщини теплоізоляційного шару δ_{Π} має вигляд:

$$\delta_{\Pi} = \delta_{iz} \cdot \frac{\mu_{\Pi}}{\mu_{iz}} \cdot \left(\frac{\frac{m}{n} \cdot b \cdot t_{zi} - c \cdot t_{vi} - 1}{c \cdot (t_{zi} - t_{vi})} - 1 \right),$$

де μ_{Π} і μ_{iz} – коефіцієнти паропроникності пароізоляційного і теплоізоляційного матеріалів;

t_{zi} – температура зовнішньої поверхні шару теплової ізоляції;

t_{vi} – температура внутрішньої поверхні шару теплової ізоляції;

b, c, m, n – коефіцієнти що залежать від t_{zi} і t_{vi}

При розрахунках ізоляції огорожень холодильних камер відомі температури повітря і коефіцієнти тепловіддачі з боку повітря по обох боках огороження, коефіцієнти теплопровідності і товщини окремих шарів огороження, а також загальний коефіцієнт теплопередачі ізоляційної конструкції. По цим даним, використовуючи відомий метод теплопередачі, легко розрахувати температури зовнішньої і внутрішньої поверхонь шару теплової ізоляції t_{zi} і t_{vi} .

$$t_{zi} = t_k + k \cdot (t_n - t_k) \cdot \left(\frac{1}{\alpha_k} + \frac{\delta_{вн}}{\lambda_{вн}} + \frac{\delta_{iz}}{\lambda_{iz}} \right),$$

$$t_{vi} = t_k + k \cdot (t_n - t_k) \cdot \left(\frac{1}{\alpha_k} + \frac{\delta_{вн}}{\lambda_{вн}} \right),$$

де $\delta_{вн}$ і $\lambda_{вн}$ – товщина і коефіцієнт теплопровідності внутрішнього лицевального шару огороження;

δ_{iz} і λ_{iz} – товщина і коефіцієнт теплопровідності шару теплової ізоляції.

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 02.	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Зовнішні стіни холодильника

Температура в камері $t_k = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$,

Температура зовнішнього повітря $t_n = 32\text{ }^{\circ}\text{C}$,

Коефіцієнт паропроникності пароізоляційного матеріалу (алюмінієвої фольги) $\mu_n = 0,0015 \cdot 10^{-12}$, $\left[\frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с} \cdot \text{Па}}\right]$,

Коефіцієнт паропроникності ізоляційного матеріалу $\mu_{iz} = 5,7 \cdot 10^{-12}$, $\left[\frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с} \cdot \text{Па}}\right]$,
 $b = 0,0646, c = 0,0646, m = 630, n = 630$, стор. 22 [1].

$$t_{zi} = 0 + 0,37 \cdot (32 - 0) \cdot \left(\frac{1}{9} + \frac{0,02}{0,93} + \frac{0,07}{0,035}\right) = 25,3\text{ }^{\circ}\text{C},$$

$$t_{bi} = 0 + 0,37 \cdot (32 - 0) \cdot \left(\frac{1}{9} + \frac{0,02}{0,93}\right) = 1,57\text{ }^{\circ}\text{C},$$

$$\delta_n = 0,07 \cdot \frac{0,0015 \cdot 10^{-12}}{5,7 \cdot 10^{-12}} \cdot \left(\frac{\frac{630}{630} \cdot e^{0,0646 \cdot 25,3 - 0,0646 \cdot 1,57} - 1}{0,0646 \cdot (25,3 - 1,57)} - 1\right) = 2,5 \cdot 10^{-5}\text{ м},$$

Приймаю $\delta_n = 0,1\text{ мм}$,

Зовнішні неопалювані приміщення

Температура в камері $t_k = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$,

Температура зовнішнього повітря $t_n = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$,

Коефіцієнт паропроникності пароізоляційного матеріалу (алюмінієвої фольги) $\mu_n = 0,0015 \cdot 10^{-12}$, $\left[\frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с} \cdot \text{Па}}\right]$,

Коефіцієнт паропроникності ізоляційного матеріалу $\mu_{iz} = 5,7 \cdot 10^{-12}$, $\left[\frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с} \cdot \text{Па}}\right]$,
 $b = 0,0646, c = 0,0646, m = 630, n = 630$, стор. 22 [1].

$$t_{zi} = 0 + 0,46 \cdot (18 - 0) \cdot \left(\frac{1}{9} + \frac{0,02}{0,93} + \frac{0,05}{0,035}\right) = 12,9\text{ }^{\circ}\text{C},$$

$$t_{bi} = 0 + 0,46 \cdot (18 - 0) \cdot \left(\frac{1}{9} + \frac{0,02}{0,93}\right) = 1,1\text{ }^{\circ}\text{C},$$

$$\delta_n = 0,05 \cdot \frac{0,0015 \cdot 10^{-12}}{5,7 \cdot 10^{-12}} \cdot \left(\frac{\frac{630}{630} \cdot e^{0,0646 \cdot 12,9 - 0,0646 \cdot 1,1} - 1}{0,0646 \cdot (12,9 - 1,1)} - 1\right) = 7 \cdot 10^{-6}\text{ м},$$

Приймаю $\delta_n = 0,1\text{ мм}$,

Покриття холодильника

Температура в камері $t_k = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$,

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 02.	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Температура зовнішнього повітря $t_n = 32\text{ }^{\circ}\text{C}$,

Коефіцієнт паропроникності пароізоляційного матеріалу (алюмінієвої фольги) $\mu_n = 0,0015 \cdot 10^{-12}, \left[\frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с} \cdot \text{Па}} \right]$,

Коефіцієнт паропроникності ізоляційного матеріалу $\mu_{iz} = 5,7 \cdot 10^{-12}, \left[\frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с} \cdot \text{Па}} \right]$,
 $b = 0,0646, c = 0,0646, m = 630, n = 630$, стор. 22 [1].

$$t_{si} = 0 + 0,37 \cdot (32 - 0) \cdot \left(\frac{1}{9} + 2 \cdot \frac{0,02}{0,93} + \frac{0,08}{0,035} + \frac{0,35}{2,04} \right) = 30,9\text{ }^{\circ}\text{C},$$

$$t_{bi} = 0 + 0,37 \cdot (32 - 0) \cdot \left(\frac{1}{9} + 2 \cdot \frac{0,02}{0,93} + \frac{0,35}{2,04} \right) = 3,9\text{ }^{\circ}\text{C},$$

$$\delta_n = 0,08 \cdot \frac{0,0015 \cdot 10^{-12}}{5,7 \cdot 10^{-12}} \cdot \left(\frac{\frac{630}{630} \cdot e^{0,0646 \cdot 30,9 - 0,0646 \cdot 3,9} - 1}{0,0646 \cdot (30,9 - 3,9)} - 1 \right) = 3,6 \cdot 10^{-5}\text{ м},$$

Приймаю $\delta_n = 0,1\text{ мм}$,

2.2 Розрахунок теплоприпливів та навантаження на обладнання

2.2.1 Розрахунок теплоприпливів

Теплове навантаження є основною величиною, по якій ведуть розрахунок і добір холодильного устаткування.

Для добору батарей і повітроохолоджувачів необхідно знати теплові навантаження кожної камери, де вони будуть установлені.

Для виконання розрахунків циклів холодильних машин і добору компресорів необхідно знати сумарні теплові навантаження всіх споживачів холоду при різних температурах випаровування холодильного агенту.

Розрахунок теплоприпливів роблять при проектуванні будь яких холодильних установок. У залежності від призначення холодильної установки, для неї попередньо вибирають найбільш важкі, несприятливі умови, при яких може здійснюватися її експлуатація. Для цих умов послідовно розраховують усі зовнішні теплоприпливи і внутрішні тепловиділення, що можуть бути в цьому розрахунковому режимі.

Звичайно теплоприпливи поділяють на наступні групи:

Q_1 – теплоприплив через огороження охолоджуваних об'єктів;

Q_2 – теплоприплив від холодильної обробки вантажів, що перебувають в

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 02.	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

охолоджуваному об'єкті;

Q_3 – теплоприпливи, що надходять із зовнішнім повітрям при вентиляції охолоджуваних об'єктів;

Q_4 – теплоприпливи від різних джерел, що з'являються при експлуатації охолоджуваних об'єктів;

Q_5 – теплоприпливи від подиху охолоджених плодів і овочів при їхній холодильній обробці і збереженні, або теплоприпливи від інших хімічних реакцій усередині охолоджуваного об'єкта.

Загальне теплове навантаження на холодильне устаткування Q_0 визначають підсумуванням усіх тепло припливів:

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5,$$

2.2.2 Розрахунок теплоприпливів через огородження

Теплоприпливи через огородження охолоджуваного об'єкта:

$$Q_1 = Q_{1T} + Q_{1C},$$

де Q_{1T} – теплоприплив від різниці температури по обох боках огородження;

Q_{1C} – теплоприплив від сонячного опромінення зовнішніх огорожень.

Основним джерелом теплоти, що проникає в охолоджувані об'єкти через їхні огородження, є теплоприпливи Q_{1T} , що залежать від різниці між температурами зовнішнього навколишнього середовища й усередині камери.

Розрахунок теплоприпливів через кожне огородження споживача холоду (крім підлог, що не обігріваються, розташованих на ґрунті):

$$Q_{1T} = k \cdot F \cdot (t_n - t_k),$$

де k – розрахунковий коефіцієнт теплопередачі для даного огородження;

F – площа поверхні даного огородження;

t_n – температура зовнішнього середовища або сусіднього, більш теплого приміщення;

Розрахунок теплоприпливів через підлогу що не обігрівається:

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 02.	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{1Г} = (t_{\text{н}} - t_{\text{к}}) \cdot \sum_{i=4}^4 (k_{\text{ум}})_i \cdot F_i,$$

де F_i – площа відповідних зон підлоги охолоджувального об'єкта.

Джерелом зовнішніх теплоприпливів може бути пряме сонячне опромінення охолоджуваного об'єкта.

Опромінення сонцем зовнішніх поверхонь стін і покриття камер холодильника приводить до підвищення температури зовнішньої поверхні огорожень до значень вище температури навколишнього повітря $t_{\text{н}}$ до температури $\Delta t_{\text{с}}$. Унаслідок цього в охолоджуваній об'єкт проникає теплоприплив $Q_{1с}$ названий теплоприпливом від сонячного випромінювання:

$$Q_{1с} = k \cdot F \cdot \Delta t_{\text{с}},$$

де $\Delta t_{\text{с}}$ – надлишкова різниця температур від впливу прямого сонячного випромінювання на дане огороження.

Надлишкову різницю температур від дії прямого сонячного випромінювання розраховують за допомогою відомої залежності:

$$\Delta t_{\text{с}} = p \cdot \frac{q_{\text{с}} \cdot E_{\text{с}}}{\alpha_{\text{н}}},$$

де $p = 0,75$ – коефіцієнт проникності, що залежить від масивності огороження, що опромінюється;

$q_{\text{с}}$ – розрахункова напруга сонячного випромінювання для літнього періоду;

$E_{\text{с}} = 0,4$ – коефіцієнт поглинання сонячного випромінювання поверхнею огороження стор. 30, табл. 8, [1];

$\alpha_{\text{н}}$ – коефіцієнт тепловіддачі від нагрітої сонцем поверхні огороження в навколишній простір.

$$\alpha_{\text{н}} = 2,3 + 11,6 \cdot \sqrt{w},$$

де $w = 2 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ – швидкість вітру.

$$\alpha_{\text{н}} = 2,3 + 11,6 \cdot \sqrt{2} = 18,7,$$

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 02.	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta t_c = 0,75 \cdot \frac{332 \cdot 0,26}{18,7} = 3,5 \text{ }^{\circ}\text{C.}$$

для покрівлі:

$$\Delta t_c = 0,75 \cdot \frac{846 \cdot 0,4}{18,7} = 13,6 \text{ }^{\circ}\text{C.}$$

Таблиця 2.7 Розрахунок теплоприпливів по камерам

№		k	F	$t_{\text{н}}$	$t_{\text{к}}$	Δt	Δt_c	Q_1
1 камера	Пд	0,37	78	32	0	32	3,5	1025
	Пн	0,37	78	32	0	32	-	924
	С	0,46	89	18	0	18	-	737
	З	0,37	89	32	0	32	-	1054
	Покриття	0,37	193	32	0	32	13,6	3256
	1-а зона	0,48	92,5	32	0	32	-	1421
	2-а зона	0,24	58,5	32	0	32	-	449
	3-а зона	0,12	26,5	32	0	32	-	102
	4-а зона	0,07	0,9	32	0	32	-	2
	Σ							8970
2 камера	Пд	0,37	78	32	0	32	3,5	1025
	Пн	0,37	78	32	0	32	-	924
	С	0,37	89	32	0	32	3,5	1169
	З	0,46	89	18	0	18	-	737
	Покриття	0,37	193	32	0	32	13,6	3256
	1-а зона	0,48	92,5	32	0	32	-	1421
	2-а зона	0,24	58,5	32	0	32	-	449
	3-а зона	0,12	26,5	32	0	32	-	102
	4-а зона	0,07	0,9	32	0	32	-	2
	Σ							9085

2.2.3 Розрахунок теплоприпливів від вантажів при їх холодильній обробці

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 02.	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При усіх видах холодильної обробки вантажів, теплоприпливи можна розрахувати по формулі:

$$Q_2 = \frac{G_n \cdot (h_1 - h_2)}{0,0864} \cdot \frac{\tau_{\text{ц}}}{\tau_p} [\text{Вт}],$$

де G_n – добове надходження вантажу на холодильну обробку;

h_1 – ентальпія вантажу, що надходить при початковій температурі t_1 ;

h_2 – ентальпія вантажу, при середній по його об'єму температурі t_2 ;

$\tau_{\text{ц}}$ – тривалість циклу холодильної обробки, з урахуванням завантаження і вивантаження продукту;

τ_p – тривалість робочого періоду, тобто фактичний час, протягом якого споживається холод.

Для пристроїв холодильної обробки безперервної дії $\tau_{\text{ц}} = \tau_p$.

$$h_1 = 346,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \text{ стор. 35 табл.10 [1]}$$

$$h_2 = 271,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \text{ стор. 35 табл.10 [1]}$$

$$Q_2 = \frac{10 \cdot (346,5 - 271,7)}{0,0864} \cdot 1 = 8657 \text{ Вт},$$

Так як овочі постачаються на холодильну обробку в тарі, то розраховую додатковий теплоприплив Q_{2T} при охолодженні тари від температури t_1 до t_2

$$Q_{2T} = \frac{G_T \cdot (c_1 \cdot t_1 - c_2 \cdot h_2)}{0,0864} \cdot \frac{\tau_{\text{ц}}}{\tau_p} [\text{Вт}],$$

$$c_1 = c_2 = 2,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} - \text{питомі теплоємності тари.}$$

$$Q_{2T} = \frac{2 \cdot (2,5 \cdot 20 - 2,5 \cdot 0)}{0,0864} \cdot 1 = 1157 \text{ Вт},$$

Теплоприпливи від вантажів при їх холодильній обробці

$$Q_2 = Q'_2 + Q_{2T},$$

$$Q_2 = 8757 + 1157 = 9914 \text{ Вт},$$

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 02.	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2.3.1 Розрахунок теплоприпливів із зовнішнім повітрям при вентиляції охолоджуваних приміщень

Q_3 при вентиляції камер визначають у такий спосіб:

$$Q_3 = \frac{V_6 \cdot \alpha \cdot \rho_k \cdot (h_z - h_k)}{3,6 \cdot \tau},$$

де V_6 – будівельний об'єм вентиляованого приміщення;

$\alpha = 5$ – кратність повітрообміну в добу;

ρ_k – щільність повітря при температурі і відносної вологості охолодженого приміщення;

h_z – ентальпія зовнішнього повітря при розрахунковій температурі і відповідної відносної вологості;

h_k – ентальпія зовнішнього повітря при розрахунковій температурі і відповідної відносної вологості;

$\tau = 24$ год – щодобовий інтервал часу, протягом якого роблять вентиляцію камери.

$$Q_3 = \frac{351 \cdot 5 \cdot 1,3 \cdot (58 - 10)}{3,6 \cdot 24} = 1268 \text{ Вт.}$$

2.2.4 Розрахунок експлуатаційних теплоприпливів від різних джерел

До експлуатаційних відносять теплоприпливи різних по походженню джерел теплоти, що виникають при експлуатації охолоджуваних приміщень.

2.2.4.1 Теплоприплив від електричного освітлення

Цей теплоприплив залежить від призначення охолоджуваного об'єкта. При проектуванні холодильників користуються питомими нормами потужності світильників загального освітлення, що становлять для складських приміщень $q'_4 = 3$ Вт на 1 м^2 будівельної площі, а для виробничих приміщень $q'_4 = 7,5$ Вт на 1 м^2 . Для зменшення витрати електроенергії на освітлення великих холодильних камер їх поділяють на 2...3 зони, забезпечуючи світильники кожної з зон окремими вимикачами. У таких випадках у розрахунку використовують коефіцієнт одночасності роботи світильників $j_{\text{св.}}$.

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 02.	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_4' = q_4' \cdot j_{\text{св}} \cdot F_{\text{буд}},$$

де $F_{\text{буд}}$ – будівельна площа охолоджуваного приміщення.

$$j_{\text{св}} = 0,33. \text{ [Л.1 стр.3]}$$

$$Q_4' = 3 \cdot 0,33 \cdot 193 = 191 \text{ Вт.}$$

2.2.4.2 Теплоприплив від електричних двигунів

В охолоджуваних приміщеннях можуть перебувати повітроохолоджувачі, системи повітророзподілу, транспортери з електричним приводом, а в охолоджуваних апаратах можуть перебувати насоси, вентилятори, мішалки, конвеєри та інші машини і механізми, що приводяться в рух від електродвигунів. Сумарний теплоприплив від них позначають як Q_4'' .

$$Q_4'' = 1000 \cdot j_{\text{дв}} \cdot \sum N_{\text{дв}},$$

де $j_{\text{дв}} = 1$ – коефіцієнт одночасності роботи устаткування з електродвигунами; $\sum N_{\text{дв}}$ – розрахункова потужність електродвигуна.

$$\sum N_{\text{дв}} = 1,2 \cdot (Q_1 + Q_2 + Q_3) \cdot m,$$

де $(Q_1 + Q_2 + Q_3)$ – сума розрахункових теплоприпливів для даної камери;
 $m = 0,07$ – коефіцієнт, обумовлений як відношення потужності електродвигуна до холодовидатності повітроохолоджувача

	m	$(Q_1 + Q_2 + Q_3), \text{Вт}$	$\sum N_{\text{дв}}, \text{Вт}$	$j_{\text{дв}}$	$Q_4'', \text{Вт}$
1 камера	0,07	20152	1693	1	1693
2 камера	0,07	20267	1702	1	1702

2.2.4.3 Теплоприплив від працюючих людей

Цей теплоприплив залежить від числа людей (n), що працюють в охолоджуваному приміщенні, від інтенсивності їхньої роботи і від температури

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 02.	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

повітря у даному приміщенні

$$Q_4''' = q_4''' \cdot n,$$

де q_4''' – тепловиділення однієї працюючої людини.

$$q_4''' = 270 - 6 \cdot t_{\kappa},$$

$$q_4''' = 270 - 6 \cdot 0 = 270,$$

$$Q_4''' = 270 \cdot 3 = 810 \text{ Вт.}$$

2.2.4.4 Теплоприплив від відкривання дверей

При відкриванні дверей камер холодильників відбувається повітрообмін із суміжними приміщеннями, що мають більш високу температуру. Він супроводжується значними теплоприпливами в камери.

Втрати холоду через відкриті двері охолоджуваних приміщень залежать від кількості дверей, їхньої площі і висоти, а також від частоти тривалості їхнього відкриття і різниці температур повітря з обох боків дверей.

$$Q_4'''' = B \cdot F_{\delta},$$

де $B = 7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$ – питома витрата холоду при відкриванні дверей.

$$Q_4'''' = 7 \cdot 193 = 1351 \text{ Вт,}$$

Таблиця 2.8 Експлуатаційних теплоприпливів від різних джерел:

	Q_1	Q_4''	Q_4'''	Q_4''''	Q_4
1	191	1693	810	1351	4045
2	191	1702	810	1351	4054

2.2.4.5 Розрахунок теплоприпливів від подиху плодів та овочів

Інтенсивність тепловиділень при подиху різних плодів та овочів залежить від їхнього виду і температури, при чому залежність кількості виділюваної теплоти від температури має експонентний характер.

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 02.	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплоприпливи від подиху плодів і овочів визначають з урахуванням того, що в камеру завантажують плоди або овочі, що вимагають охолодження до температури збереження:

$$Q_5 = q'_5 \cdot G_n + q''_5 \cdot (G - G_n),$$

де G_n – максимальне одноразове надходження плодів і овочів в камеру;

G – місткість камери;

q'_5 – питомі тепловиділення плодів і овочів при температурі їхнього надходження у камеру;

q''_5 – питомі тепловиділення плодів і овочів при температурі збереження.

$$q_t = q_0 \cdot e^{b \cdot t},$$

де q_t і q_0 – питомі тепловиділення плодів і овочів;

t – температура плодів і овочів;

b – температурний коефіцієнт швидкості подиху.

Для камер зберігання буряка:

$$q_0 = 19,5,$$

$$b = 0,0717 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$t_n = 20 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$t_k = 0 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$q'_5 = 19,5 \cdot e^{0,0717 \cdot 20} = 81,8 \frac{\text{Вт}}{\text{т}},$$

$$q''_5 = 19,5 \cdot e^{0,0717 \cdot (0)} = 19,5 \frac{\text{Вт}}{\text{т}},$$

$$Q_5 = 81,8 \cdot 10 + 19,5 \cdot (125 - 10) = 3061 \text{ Вт},$$

Для камер зберігання капусти:

$$q_0 = 14,5,$$

$$b = 0,0778 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$t_n = 20 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$t_k = 0 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$q'_5 = 14,5 \cdot e^{0,0778 \cdot 20} = 68,7 \frac{\text{Вт}}{\text{т}},$$

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 02.	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$q_5'' = 14,5 \cdot e^{0,0778 \cdot (0)} = 14,5 \frac{\text{Вт}}{\text{Т}},$$

$$Q_5 = 68,7 \cdot 10 + 14,5 \cdot (125 - 10) = 2355 \text{ Вт},$$

Таблиця 2.9 Загальні теплоприпливи

	$t_{\text{к}}$ °C	Q_1	Q_2	Q_3	Q_4	Q_5	Q_0 Вт
1	0	8970	9914	1268	4045	2355	26552
2	0	9085	9914	1268	4054	3061	27382

2.3 Розрахунок теплового навантаження на холодильне устаткування

$$Q_0' = \frac{k \cdot \sum Q_0}{b},$$

де $k = 1,045$

$b = 0,6 \div 0,9$

При децентралізованій системі хладопостачання розрахунок ведемо для камери з більшим тепловим навантаженням

$$Q_0' = \frac{1,045 \cdot 27382}{0,9} = 32 \text{ кВт}$$

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 02.	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3 Проектування установки кондиціонування

3.1 Вибір схеми холодильної установки і устаткування

3.1.1 Вибір схеми холодильної установки

В якості холодильної установки планується використання децентралізована системи на базі поршневих компресорів Bitzer.

Централізовані системи з багатокомпресорним агрегатом зручніші в управлінні, чим децентралізовані. Управляти компресорами, конденсаторами і повітроохолоджувачами можна з однієї крапки. З цієї ж причини сервісне обслуговування таких систем є достатньо зручним, тоді як велике число одиниць компресорного устаткування і відособлені агрегати децентралізованої системи, розміщені, як правило, в різних частинах складу, обслуговувати набагато складніше.

Проте децентралізована система охолодження має і свої незаперечні переваги. По-перше, вона не вимагає спеціального приміщення для багатокомпресорного агрегату, а невеликі однокompресорні установки можна розмістити де завгодно, навіть на даху. По-друге, невелику установку набагато простіше замінити, причому без особливого збитку для загальної холодопродуктивності системи (високий коефіцієнт резервування). Нескладна розводка трубопроводів, зниження їх протяжності - теж важливі плюси децентралізованої системи.

В якості холодильного агенту передбачається використання фреону R404a.

Хладагент для використання в новому промисловому холодильному обладнанні, в низько-і середньотемпературних комерційних системах охолодження (камери і приміщення для зберігання продовольства, льодогенератори), в тому числі і в розроблених для R-502.

Довгострокова озоносберігаюча альтернатива R-502 і R-22 для ретрофіта існуючих систем.

– робота у всьому діапазоні застосування R-502 в силу близькості характеристик;

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 03	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

– температура розрядки фреону R-404A нижче, ніж у R-502, що збільшує термін служби компресора;

– легкий сервіс: дозаправка системи може відбуватися після кожної витіку;

– експлуатаційні витрати хладагента R404a менше, ніж з R-502.

Фреон R-404A являє собою суміш хладонів на базі ДФУ, що складається з ГФУ-143a/ГФУ-125/ГФУ-134a (52/44/4 масових відсотка).

Після надходження на ринок на початку 1994 року хладон R-404a спочатку використовувався в новому обладнанні, розробленому під R-502, в комерційних холодильних установках, розрахованих на низькі і середні температури випаровування. В даний час суміш широко застосовується в якості холодоагенту для ретрофіта систем, що працюють на R-502. При цьому необхідна заміна масла.

Фреон 404a став стандартною робочою рідиною в багатьох транспортних холодильних системах, а також широко застосовується в промислових холодильниках.

Хладон 404a як не містить хлору холодоагент має нульовий потенціал руйнування озонового шару (просо, ODP), а його потенціал глобального потепління (ПГП, GWP) становить 3750 (ПГП вуглекислого газу дорівнює 1), що значно нижче, ніж ПГП R-502, рівного 5600.

Хладон 404A за класифікацією ASHRAE відноситься до класу A1/A1 як в рідкій, так і в газоподібній фазі. Допустимий рівень впливу хладону R404a (визначається як гранично допустимі регулярно впливають концентрації) складає 1000 частин на млн., тобто не відрізняється від R-502.

Будучи сумішшю, близької до азеотропної, холодоагент R-404a зберігає дуже високу постійність складу, порівнянне з R-502, навіть при неодноразових витіках і перезарядки. Завдяки цим властивостям він є ідеальним холодоагентом там, де необхідні безпеку і незмінність експлуатаційних характеристик.

Підходящими маслами холодильної машини R404a є складноефірні синтетичні масла.

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 03	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.1.2 Вибір та обґрунтування системи і способу охолодження

В даний час найбільшого розповсюдження одержали фреонові децентралізовані схеми холодильних установок.

Для підтримання даного температурного режиму в камерах холодильника приймається без насосна схема холодильної установки з верхньою подачею холодильного агента в прилади охолодження, яка працює на одну температуру кипіння $t_0 = -9$. Для цього застосовується одноступенева холодильна машина.

Для підтримання рівномірної температури в камерах приймається повітряне охолодження за допомогою підвісних повітроохолоджувачів з посиленою циркуляцією повітря. На холодильнику застосовуються повітряні конденсатори.

Холодильна машина яка обслуговує камери з температурою $t_{\text{кам}} = 0^\circ\text{C}$,
 $Q_0 = 32$ кВт.

Холодильний агент R – 404а.

Температура кипіння $t_0 = -9^\circ\text{C}$

Температура конденсації $t_k = 42^\circ\text{C}$

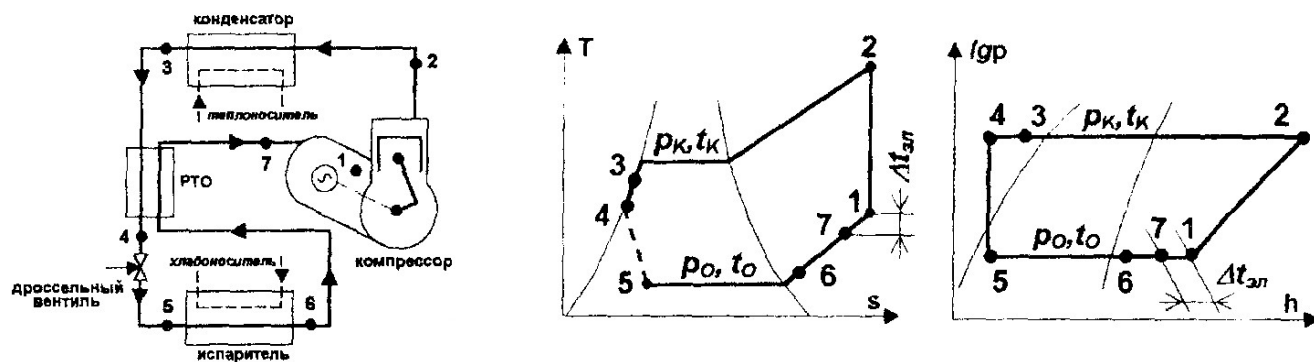


Рисунок 3.1. Цикл у діаграмі Lg P – h, та T - s.

Таблица 3.1

	1	2	3	4	5	6	7
P, Бар,	4,48	19,05			4,48		
t, °C	30	84	37	23	-9	-4	23
$\frac{h, \text{кДж}}{\text{кг}}$	398	433	258	235		368	391
$V, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	0,054	0,013					

Із теплового балансу РТО:

$$h_4 = h_3 - h_7 + h_6,$$
$$h_4 = 258 - 391 + 368 = 235, \text{ кДж/кг};$$

Питомі характеристики циклу:

питома масова холодопродуктивність:

$$q_0 = h_6 - h_5,$$
$$q_0 = 368 - 235 = 133, \text{ кДж/кг}$$

питома об'ємна холодопродуктивність:

$$q_v = \frac{q_0}{v_1},$$
$$q_v = \frac{133}{0,054} = 2463, \text{ кДж/м}^3$$

питома адіабатна робота стиску:

$$l = h_2 - h_1,$$
$$l = 433 - 398 = 35, \text{ кДж/кг}$$

Масова витрата агента

$$M_a = \frac{Q_0}{q_0},$$
$$M_a = \frac{32}{133} = 0,24, \text{ кг/с}.$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресора

$$V_d = M_a \cdot v_1,$$
$$V_d = 0,24 \cdot 0,054 = 0,013, \text{ м}^3/\text{с}.$$

Коефіцієнт подачі компресора

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_{w'}$$

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 03	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де λ_c – коефіцієнт подачі, враховуючий вплив «мертвого простору»;

$\lambda_{w'}$ - коефіцієнт, що враховує об'ємні втрати, викликані дроселюванням пари в клапанах, підігрівом пари від стінок циліндра в процесі усмоктування, перетіканням з порожнини стиску в порожнину усмоктування в результаті внутрішніх нещільностей.

$$\lambda_c = 1 - c \cdot \left[\left(\frac{P_K}{P_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right],$$

де c – відносна величина «мертвого простору», що залежить від типу й розмірів компресора, конструкції клапанів і режиму роботи, $c = 0,015 \dots 0,05$;

m – показник політропи зворотного розширення з «мертвого простору».

$$\lambda_c = 1 - 0,03 \cdot \left[\left(\frac{19,05}{4,48} \right)^{\frac{1}{1,05}} - 1 \right] = 0,911,$$

$$\lambda_{w'} = \frac{T_0 + \theta}{\alpha \cdot T_K + \beta \cdot \theta},$$

де θ – загальний перегрів робочої речовини на усмоктуванні;

$$\alpha = 1,12;$$

$$\beta = 0,5.$$

$$\theta = t_1 - t_0,$$

$$\theta = 30 - (-9) = 39, ^\circ\text{C},$$

$$\lambda_{w'} = \frac{264 + 39}{1,12 \cdot 315 + 0,5 \cdot 39} = 0,814,$$

$$\lambda = 0,911 \cdot 0,814 = 0,742.$$

Теоретичний обсяг, описуваний поршнями компресора

$$V_h = \frac{V_d}{\lambda},$$

$$V_h = \frac{0,013}{0,742} = 0,0175, \text{ м}^3/\text{с}.$$

Адіабатна потужність компресора

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 03	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$N_a = M_a \cdot l,$$

$$N_a = 0,24 \cdot 35 = 8,4, \text{ кВт}$$

Індикаторна потужність компресора

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i},$$

де η_i – індикаторний коефіцієнт корисної дії.

$$\eta_i = \lambda_w + b \cdot t_0,$$

де λ – коефіцієнт подачі компресора

$$\eta_i = 0,814 + 0,0025 \cdot (-9) = 0,792$$

$$N_i = \frac{8,4}{0,792} = 10,6, \text{ кВт}$$

Потужність тертя

$$N_{тр} = V_h \cdot p_{тр},$$

де $p_{тр}$ – середній індикаторний тиск тертя.

$$N_{тр} = 0,0175 \cdot 40 = 0,7, \text{ кВт}$$

Ефективна потужність компресора

$$N_e = N_{тр} + N_i,$$

$$N_e = 0,7 + 10,6 = 11,3, \text{ кВт}$$

Теоретичний коефіцієнт перетворення:

$$COP_{теор} = \frac{q_0}{l},$$

$$COP_{теор} = \frac{133}{35} = 3,8,$$

Коефіцієнт перетворення циклу Карно:

$$COP_{Карно} = \frac{T_0}{T_k - T_0},$$

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 03	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$COP_{\text{Карно}} = \frac{264}{315-264} = 5,2,$$

Теоретична ступінь термодинамічної досконалості

$$\eta_{\text{СТС}}^{\text{теор}} = \frac{COP_{\text{теор}}}{COP_{\text{Карно}}},$$

$$\eta_{\text{СТС}}^{\text{теор}} = \frac{3,8}{5,2} = 0,73,$$

Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$COP_{\text{дійс}} = \frac{Q_0}{N_e},$$

$$COP_{\text{дійс}} = \frac{32}{11,3} = 2,83,$$

Дійсна ступінь термодинамічної досконалості

$$\eta_{\text{СТС}}^{\text{дійс}} = \frac{COP_{\text{дійс}}}{COP_{\text{Карно}}},$$

$$\eta_{\text{СТС}}^{\text{дійс}} = \frac{2,83}{5,2} = 0,54.$$

Теплове навантаження на конденсатор

$$Q_k = Q_0 + N_e$$

$$Q_k = 32 + 11,3 = 43,3 \text{ кВт}$$

3.2 Розрахунок і вибір компресора

Холодом камери забезпечує два компресорно-конденсаторних агрегати. В них встановлені фреонові поршневі компресори фірми “BITZER”, на базі компресора 4NES-14Y-40P. Вони складаються з компресора, конденсатора, лінійного ресивера, глушника, регенеративного теплообмінника та фільтра-осушника. Компресорно-конденсаторні агрегати встановлені за сіткою, під навісом примикає до зовнішньої стіни камери. Це зроблено для того щоб вкоротити довжину трубопроводів.

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 03	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

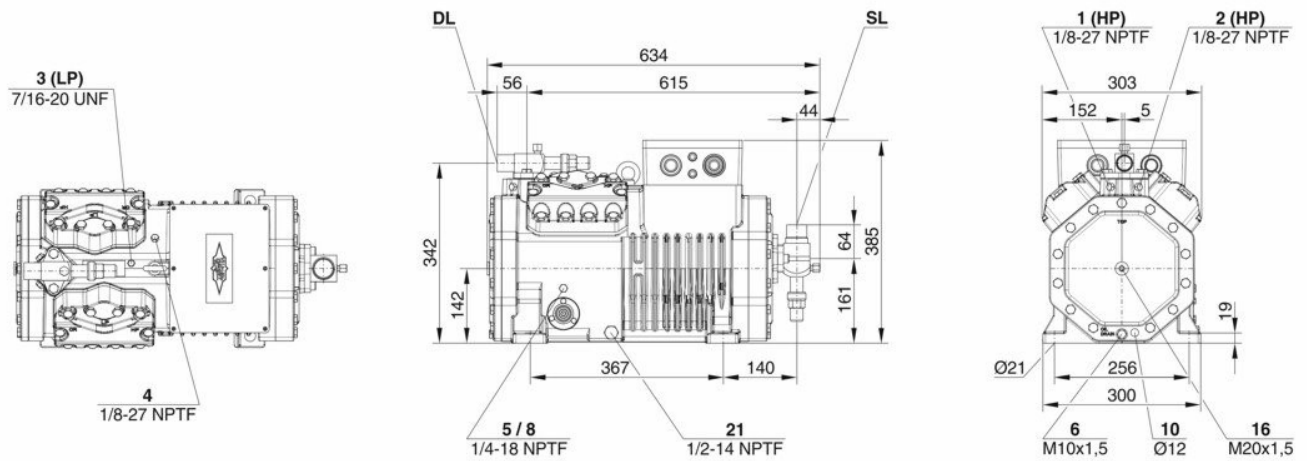


Рисунок 3.2 Вид компресора

3.3 Підбір додаткового устаткування

3.3.1 Тепловий та конструктивний розрахунок повітряного конденсатора

Сумарне теплове навантаження на конденсатор $Q_k = 43,3 \text{ кВт}$. Для проєктованого повітряного конденсатора приймаємо наступні вихідні дані:

теплообмінна поверхня має пластинчасті ребра:

$d_{\text{з}} = 10 \text{ мм}$ - зовнішній діаметр труби;

$d_{\text{вн}} = 8 \text{ мм}$ - внутрішній діаметр труби;

$\delta_{\text{тр}} = 2 \text{ мм}$ - товщина труби;

$\delta_{\text{р}} = 0,2 \text{ мм}$ - товщина ребра;

$u_{\text{р}} = 2,5 \text{ мм}$ - крок між ребрами;

$S_1 = 25 \text{ мм}$ - крок між трубами;

$S_2 = 22 \text{ мм}$ - крок між трубами.

Агент –404 а.

$Q_k = 43,3 \text{ кВт}$ - теплове навантаження на конденсатор;

Середній температурний напір між R-404 а й повітрям:

$t_{\text{в1}} = 32^\circ\text{C}$ - температура повітря на вході в апарат;

$t_{\text{в2}} = t_{\text{к}} - (4 \dots 6)^\circ\text{C} = 37^\circ\text{C}$ - температура повітря на виході з апарата;

$t_{\text{к}} = 42^\circ\text{C}$ - температура конденсації.

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 03	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta t_{\text{с}} = t_{\text{к}} - t_{\text{в1}} = 42 - 32 = 10 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t_{\text{к}} - t_{\text{в2}} = 42 - 37 = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

$$\theta_{\text{л}} = \frac{\Delta t_{\text{с}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{с}}}{\Delta t_{\text{м}}}}$$

$$\theta_{\text{л}} = \frac{10 - 5}{\ln \frac{10}{5}} = 7,2 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

$$G_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{к}}}{c_{\text{п}} \cdot \Delta t}, \text{ кг/с}$$

$$G_{\text{в}} = \frac{43,3}{1,005 \cdot (36 - 32)} = 10,77, \text{ кг/с}.$$

Об'ємна витрата повітря:

$$V_{\text{пов}} = \frac{G_{\text{в}}}{\rho}, \text{ м}^3/\text{с}$$

$$V_{\text{пов}} = \frac{10,77}{1,147} = 9,4, \text{ м}^3/\text{с}.$$

Площа живого перетину апарата:

$$F_{\text{ж.п.}} = \frac{V_{\text{пов}}}{\omega}, \text{ м}^2$$

$$F_{\text{ж.п.}} = \frac{9,4}{5,2} = 1,8, \text{ м}^2.$$

Мінімальне "живе" перетин одного ребристого елемента, м²:

$$f_{\text{ж}} = \frac{(s_1 - d_2) \cdot (u_{\text{п}} - \delta_{\text{п}})}{u_{\text{п}}}, \text{ м}^2$$

$$f_{\text{ж}} = \frac{(25 \cdot 10^{-2} - 10 \cdot 10^{-2}) \cdot (2,5 \cdot 10^{-2} - 0,2 \cdot 10^{-2})}{2,5 \cdot 10^{-2}} = 0,0138 \text{ м}^2.$$

Довжина труб в одному ряді:

$$l_1 = \frac{F_{\text{ж.п.}}}{f_{\text{ж}}}$$

$$l_1 = \frac{1,8}{0,0138} = 130,9 \text{ м}$$

Геометричні характеристики оребреної поверхні труби:

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 03	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Площа теплопередающей поверхні труби довжиною 1 м:
внутрішня:

$$f_{вн1} = \pi \cdot d_{вн}, \text{м}^2$$

$$f_{вн1} = \pi \cdot 8 \cdot 10^{-3} = 0,025, \text{м}^2.$$

Зовнішня несуча поверхня труби:

$$f_{о1} = \pi \cdot d_{з}, \text{м}^2$$

$$f_{о1} = \pi \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 0,031, \text{м}^2.$$

Повна зовнішня поверхня ребер і міжреберних ділянок:

$$f_{н1} = \frac{1}{u_p} \cdot \left[2 \cdot \left(S_1 \cdot S_2 - \frac{\pi \cdot d_{н}^2}{4} \right) + (u_p - \delta_p) \cdot \pi \cdot d_{н} \right], \text{м}^2$$

$$f_{н1} = \frac{1}{2,5 \cdot 10^{-3}} \cdot \left[2 \cdot \left(25 \cdot 10^{-3} \cdot 22 \cdot 10^{-3} - \frac{\pi \cdot (10 \cdot 10^{-3})^2}{4} \right) + (2,5 \cdot 10^{-3} - 0,2 \cdot 10^{-3}) \cdot \pi \cdot 10 \cdot 10^{-3} \right] = 0,406, \text{м}^2$$

Коефіцієнт оребрення:

$$\beta = \frac{f_{н1}}{f_{вн1}}$$

$$\beta = \frac{0,406}{0,025} = 16,24$$

Зовнішній ступінь оребрення:

$$\varphi_{н} = \frac{f_{н1}}{f_{о1}}$$

$$\varphi_{н} = \frac{0,406}{0,031} = 13,1.$$

Конвективный коефіцієнт тепловіддачі від повітря до зовнішньої поверхні труби по визначимо по рівнянню Иоффе для пластинчастих ребер із шаховим розташуванням труб.

Еквівалентний діаметр труби:

$$d_e = \frac{2 \cdot (S_1 - d_{н}) \cdot (u_p - \delta_p)}{(S_1 - d_{н}) + (u_p - \delta_p)}$$

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 03	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d_e = \frac{2 \cdot (25 \cdot 10^{-3} - 10 \cdot 10^{-3}) \cdot (2,5 \cdot 10^{-3} - 0,2 \cdot 10^{-3})}{(25 \cdot 10^{-3} - 10 \cdot 10^{-3}) + (2,5 \cdot 10^{-3} - 0,2 \cdot 10^{-3})} = 3,988, \text{ мм.}$$

При середній температурі повітря в апарату вибираємо теплофізичні властивості:

$$t_{\text{в}} = t_{\text{к}} - \theta_{\text{л}} = 42 - 7,2 = 35, ^\circ\text{C},$$

$$\mu = 18,85 \cdot 10^{-6}, \text{ Па} \cdot \text{с} - \text{динамічна в'язкість повітря};$$

$$\lambda = 2,7 \cdot 10^{-2}, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} - \text{коефіцієнт теплопровідності повітря};$$

$$\rho = 1,147, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} - \text{щільність повітря};$$

$$c_p = 1,005, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} - \text{теплоємність повітря.}$$

Масова швидкість:

$$\Omega = 6 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}};$$

$$\omega = \frac{\Omega}{\rho}, \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$\omega = \frac{6}{1,147} = 5,2, \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Критерій Рейнольдса:

$$Re_e = \frac{\Omega \cdot d_e}{\mu}$$

$$Re_e = \frac{6 \cdot 3,988 \cdot 10^{-3}}{18,85 \cdot 10^{-6}} = 1269.$$

Критерій Нуссельта:

$$\text{визначальний розмір: } l = S_1 = 25 \cdot 10^{-3}, \text{ м};$$

$$Nu_e = 0,178 \cdot Re^{0,6} \cdot \left(\frac{l}{d_e} \right)^{-0,14}$$

$$Nu_e = 0,178 \cdot 1269^{0,6} \cdot \left(\frac{25 \cdot 10^{-3}}{3,988 \cdot 10^{-3}} \right)^{-0,14} = 10.$$

де: l - ширина ребра, м.

$$\alpha_{\text{в}} = \frac{Nu_e \cdot \lambda}{d_e}$$

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 03	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\alpha_{\text{в}} = \frac{10 \cdot 2,7 \cdot 10^{-2}}{3,998 \cdot 10^{-3}} = 67,5, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Визначаємо наведений коефіцієнт тепловіддачі .

Коефіцієнт ефективності ребра:

$$\rho_1 = 1,15 \cdot \frac{S_1}{d_3}$$

$$\rho_1 = 1,15 \cdot \frac{25 \cdot 10^{-3}}{10 \cdot 10^{-3}} = 2,9.$$

$$h' = \frac{d_3}{2} \cdot (\rho_1 - 1) \cdot (1 + 0,805 \cdot \log(\rho_1))$$

$$h' = \frac{10 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot (2,9 - 1) \cdot (1 + 0,805 \cdot \log(2,9)) = 0,013, \text{м}$$

Для алюмінію:

$$\lambda_{\text{р}} = 241 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}.$$

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{\text{в}}}{\lambda_{\text{р}} \cdot \delta_{\text{р}}}}$$

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot 67,5}{241 \cdot 0,2 \cdot 10^{-3}}} = 52,9, \text{м}^{-1}.$$

$$E = \frac{\tanh(m \cdot h')}{(m \cdot h')}$$

$$E = \frac{\tanh(52,9 \cdot 0,013)}{(52,9 \cdot 0,013)} = 0,87.$$

Коефіцієнт тепловіддачі, наведений до внутрішньої поверхні:

$$f_{\text{р1}} = \frac{1}{u_{\text{р}}} \cdot 2 \cdot \left(S_1 \cdot S_2 - \frac{\pi \cdot d_{\text{н}}^2}{4} \right)$$

$$f_{\text{р1}} = \frac{1}{2,5 \cdot 10^{-3}} \cdot 2 \cdot \left(25 \cdot 10^{-3} \cdot 22 \cdot 10^{-3} - \frac{\pi \cdot (10 \cdot 10^{-3})^2}{4} \right) = 0,38, \text{м}^2.$$

$$f_{\text{м1}} = \frac{1}{u_{\text{р}}} \cdot (u_{\text{р}} - \delta_{\text{р}}) \cdot \pi \cdot d_{\text{н}}$$

$$f_{\text{м1}} = \frac{1}{2,5 \cdot 10^{-3}} \cdot (2,5 \cdot 10^{-3} - 0,2 \cdot 10^{-3}) \cdot \pi \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 0,029 \text{м}^2.$$

$$\alpha_{\text{пр.вн}} = \alpha_{\text{в}} \cdot \left(\frac{f_{\text{р1}}}{f_{\text{вк1}}} \cdot E + \frac{f_{\text{мр1}}}{f_{\text{вк1}}} \right)$$

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 03	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\alpha_{\text{пр.вн}} = 67,5 \cdot \left(\frac{0,38}{0,025} \cdot 0,87 + \frac{0,029}{0,025} \right) = 971, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Задаємося густиною теплового потоку від внутрішньої стінки труби до повітря:

$$q_{\text{в}} = \alpha_{\text{пр.вн}} \cdot \theta_{\text{в}}$$

$$\theta_{\text{в}} = t_{\text{ст}} - t_{\text{в}}$$

Коефіцієнт тепловіддачі агента, що конденсується в горизонтальній трубі:

$$\alpha_{\text{а}} = 0,487 \cdot 2255 \cdot (\theta_{\text{а}})^{-0,25}$$

$$\theta_{\text{а}} = t_{\text{к}} - t_{\text{ст}}$$

Щільність теплового потоку від агента до стінки труби:

$$q_{\text{а}} = \alpha_{\text{а}} \cdot \theta_{\text{а}}$$

Визначаємо щільність теплового потоку від агента до повітря.

Будуємо графіки залежності для $q_{\text{а}}$ й $q_{\text{в}}$. І в точці їхнього перетинання знаходимо значення $q_{\text{вн}}$:

$$q_{\text{в}}(\theta_{\text{а}}, \theta_{\text{в}}) = 971 \cdot \theta_{\text{в}}$$

$$q_{\text{а}}(\theta_{\text{а}}) = 1098 \cdot \theta_{\text{а}}^{0,75}$$

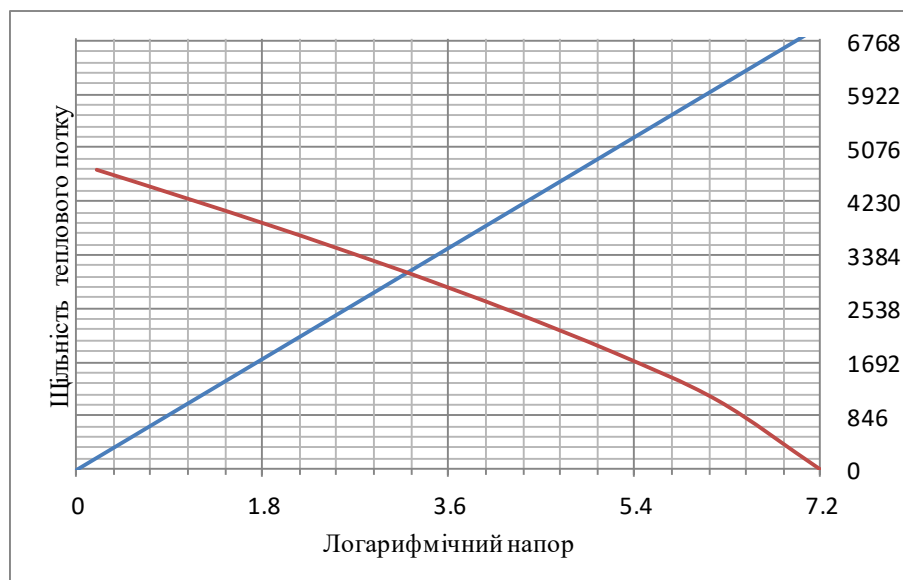


Рисунок 3.3 Графік залежності густини теплового потоку від

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 03

Арк.

логарифмічного напору

З графіка одержуємо:

$$q_{\text{вн}} = 3200, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до внутрішньої поверхні:

$$k_{\text{вн}} = \frac{q_{\text{вн}}}{\theta_{\text{н}}} \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$
$$k_{\text{вн}} = \frac{3200}{7,2} = 444,4, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Площа зовнішньої поверхні конденсатора:

$$F_{\text{з}} = \frac{Q_{\text{к}}}{q_{\text{вн}}} \cdot \beta$$
$$F_{\text{з}} = \frac{43,3 \cdot 10^3}{3200} \cdot 16,24 = 219,7, \text{м}^2.$$

$$F_{\text{вн}} = \frac{Q_{\text{к}}}{q_{\text{вн}}}$$
$$F_{\text{з}} = \frac{43,3 \cdot 10^3}{3200} = 13,53, \text{м}^2.$$

Загальна довжина труб у конденсаторі:

$$L = \frac{F_{\text{з}}}{f_{\text{к1}}}, \text{м}$$
$$L = \frac{219,7}{0,406} = 541,1, \text{м}.$$

Число рядів труб по ходу повітря:

$$z = \frac{L}{l_1},$$
$$z = \frac{541,1}{130,9} = 4,13,$$

приймаємо 5 секції.

Компонуємо конденсатор:

Задаємося числом труб у живому перетині конденсатора: $n_1 = 36$, шт

Підбираємо 2 вентилятори діаметром $D=500$ мм,

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 03	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Довжина конденсатора $L = 1500, \text{мм}$;

Висота конденсатора: $H = 900, \text{мм}$;

Ширина конденсатора: $B = z \cdot S_1 = 5 \cdot 22 \cdot 10^{-3} = 0,110, \text{м}$.

3.3.2 Тепловий та конструктивний розрахунок регенеративного теплообмінника

Вихідні данні:

Теплове навантаження: $Q = 6,21 \text{ кВт}$.

Температура рідини на вході в апарат: $T_{p1} = 310 \text{ К}$.

Температура рідини на виході з апарату: $T_{p2} = 296 \text{ К}$.

Температура пари на вході в апарат: $T_{n1} = 266 \text{ К}$.

Температура пари на виході з апарату: $T_{n2} = 296 \text{ К}$.

Компоновка та основні розміри теплообмінника:

Змієвик – з труби 18*1,5 мм, матеріал мідь, надягається на сердечник, із труб діаметром 133 мм, між витискувачем і змієвиком знаходяться дистанційні планки товщиною 4 мм. Кожух виготовляється з цільнотягнутої труби 251*7 мм. Рідкий R 408а рухається в середині змієвика, пара – протитечією у меж трубному просторі.

Витрата рідкого R 404 а:

$$G_p = \frac{Q}{h_{p1} - h_{p2}}$$

де h_{p1} - ентальпія рідкого R 404а при температурі $T_{p1} = 310 \text{ К}$,
 $h_{p1} = 258 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$;

h_{p2} - ентальпія рідкого R 404а при температурі $T_{p2} = 296 \text{ К}$, $h_{p2} = 235 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

$$G_p = \frac{5,52}{258 - 235} = 0,24 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

Витрата пара R 408а в одноступінчастій холодильній машині дорівнює витраті пари:

$$G_p = G_n$$
$$G_p = G_n = 0,24 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 03	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Фізичні властивості теплоносіїв при їх середніх температурах:

рідкого R 404a:

питома теплоємність - $c_p = 1,44 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$,

густина - $\rho_p = 1190,1 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$,

коефіцієнт теплопровідності - $\lambda_p = 0,082 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$,

коефіцієнт в'язкості - $\nu_p = 1,025 \cdot 10^{-7} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$,

число Прантля - $Pr_p = 2,14$.

пара 404a:

питома теплоємність - $c_n = 0,904 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$,

щільність - $\rho_n = 20,28 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$,

коефіцієнт теплопровідності - $\lambda_n = 1,24 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$,

коефіцієнт в'язкості - $\nu_n = 0,577 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$,

число Прантля - $Pr_n = 0,853$.

Коефіцієнт тепловіддачі на стороні рідини:

Площа поперечного перерізу труби по внутрішньому діаметру:

$$F_{\text{тр}} = \frac{3,14 \cdot d_{\text{вн}}^2}{4}$$

$$F_{\text{тр}} = \frac{3,14 \cdot 0,015^2}{4} = 1,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Швидкість рідини:

$$w_p = 1,2,$$

Число Рейнольдса:

$$Re = \omega_p \cdot \frac{d_{\text{вн}}}{\nu_p}$$

$$Re = 1,2 \cdot \frac{0,015}{0,1025 \cdot 10^{-6}} = 175610.$$

Радіус округлення змієвика за осевою лінією труби:

$$R_{\text{зм}} = 0,5 \cdot D_c + s + 0,5 \cdot d_n$$

де D_c - зовнішній діаметр сердечника, $D_c = 0,133 \text{ м}$.

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 03	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

s - товщина дистанційної планки, встановленої між сердечником та змієвиком, $s = 0,004$ м.

$$R_{зм} = 0,5 \cdot 0,133 + 0,004 + 0,002 + 0,018 = 0,905 \text{ м.}$$

Число Нусельта:

$$Nu = 0,021 \cdot Re_p^{0,8} \cdot Pr_p^{0,43} \cdot \varepsilon_{изг}$$

де $\varepsilon_{изг}$ - поправка, враховуюча вплив на тепловіддачу відцентрового ефекту.

$$\varepsilon_{изг} = 1 + 1,77 \cdot \frac{d_{вн}}{R_{зм}}$$

$$\varepsilon_{изг} = 1 + 1,77 \cdot \frac{0,015}{0,905} = 1,03,$$

$$Nu = 0,021 \cdot 175610^{0,8} \cdot 2,14^{0,43} \cdot 1,03 = 471.$$

Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_p = \frac{Nu \cdot \lambda_p}{d_{вн}}$$

$$\alpha_p = \frac{471 \cdot 0,082}{0,015} = 2575 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Площа межтрубного простору по поперечному зрізу апарату:

$$F_{мтр} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{вн}^2 - D_c^2) - 2 \cdot \pi \cdot R_{зм} \cdot d_{н}$$

де $D_{вн}$ - внутрішній діаметр кожуха, $D_{вн} = 0,207$ м.

$$F_{мтр} = \frac{3,14}{4} \cdot (0,237^2 - 0,133^2) - 6,28 \cdot 0,0905 \cdot 0,015 = 21,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Швидкість пару:

$$w_p = 17,$$

Число Рейнольдса:

$$Re = \omega_p \cdot \frac{d_{н}}{v_p}$$

$$Re = 17 \cdot \frac{0,018}{0,577 \cdot 10^{-6}} = 530329.$$

Число Нусельта:

$$Nu = 0,021 \cdot Re_p^{0,8} \cdot Pr_p^{0,43}$$

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 03	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Nu = 0,021 \cdot 530329^{0,8} \cdot 0,853^{0,43} = 746$$

Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_n = \frac{Nu \cdot \lambda_n}{d_n}$$

$$\alpha_n = \frac{746 \cdot 0,0124}{0,018} = 514 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Термічний опір стінки труб:

$$R_{ст} = \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}}$$

де $\delta_{ст}$ - товщина стінки труби, $\delta_{ст} = 0,0015$ м;

$\lambda_{ст}$ - коефіцієнт теплопровідності сталі, $\lambda_{ст} = 403 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$.

$$R_{ст} = \frac{0,0015}{403} = 3,72 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Коефіцієнт теплопередачі:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + R_{ст} + \frac{1}{\alpha_p} \frac{d_n}{d_{вн}}}$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{514} + 3,72 \cdot 10^{-6} + \frac{1}{2575} \frac{0,018}{0,015}} = 414 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Середня логарифмічна різниця температур:

$$\theta = \frac{(T_{p2} - T_{n1}) - (T_{p1} - T_{n2})}{\ln \frac{(T_{p2} - T_{n1})}{(T_{p1} - T_{n2})}}$$

$$\theta_m = \frac{(296 - 266) - (310 - 296)}{\ln \frac{(296 - 266)}{(310 - 296)}} = 21 \text{ К}$$

Площа поверхні теплообміну:

$$F_p = \frac{Q}{k \cdot \theta_m}$$

$$F_p = \frac{5520}{414 \cdot 21} = 0,63 \text{ м}^2$$

Приймаємо площу поверхні теплообміну з урахуванням 20% запасу:

$$F_{пр} = 1,2 \cdot F_p$$

$$F_{пр} = 1,2 \cdot 0,63 = 0,76 \text{ м}^2.$$

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 03	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Довжина теплообмінної труби:

$$L = \frac{F_{\text{гр}}}{\pi \cdot d_{\text{н}}}$$

$$L = \frac{0,76}{3,14 \cdot 0,018} = 13,4 \text{ м.}$$

Кількість витків змієвика:

$$n = \frac{L}{2 \cdot \pi \cdot R_{\text{зм}}}$$

$$n = \frac{13,4}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,0905} = 23,7 \approx 24.$$

Висота змієвика:

$$H = n \cdot t$$

де t - крок навивки змієвика, $t = 0,04 \text{ м.}$

$$H = 24 \cdot 0,04 = 0,96 \text{ м.}$$

Довжина теплообмінної труби з урахуванням припусків на вхідну та вихідну ділянку змієвика:

$$L_1 = L + 2 \cdot l$$

де l - односторонній припуск по довжині труби, $l = 0,5 \text{ м.}$

$$L_1 = 13,4 + 2 \cdot 0,5 = 14,4 \text{ м.}$$

3.3.3 Розрахунок діаметрів трубопроводів

Для з'єднання компресорів і апаратів фреонових холодильних установок використовують мідні безшовні труби ГОСТ 617-90.

Всмоктувальні трубопроводи:

Діаметр трубопроводу:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{д}}}{\pi \cdot w}}, [\text{м}]$$

де w – швидкість парів фреону в трубах;

$V_{\text{д}}$ – дійсні витрати парів фреону.

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 03	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$w = 17 \frac{\text{м}}{\text{с}}, V_A = 0,013 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,013}{3,14 \cdot 17}} = 0,031 [\text{м}].$$

Приймаємо трубопровід $d_y = 32 \text{ мм. } 36 \times 2$

Нагнітальний трубопровід:

$$V = M_a \cdot V_2 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$w = 22 \frac{\text{м}}{\text{с}}, V = 0,24 \cdot 0,013 = 0,00312 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00312}{3,14 \cdot 22}} = 0,013 [\text{м}]$$

Приймаємо трубопровід $d_y = 15 \text{ мм. } 18 \times 1,5$

Рідинні трубопроводи:

Діаметр трубопроводу:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot V_p}{\pi \cdot w_p}}, [\text{м}]$$

де V_p – витрати рідкого фреону.

$$V_p = \frac{Q_0 \cdot n}{r_{\text{ж}} \cdot \rho_{\text{ж}}}$$

де Q_0 – холодопродуктивність;

n – кратність циркуляції;

$r_{\text{ж}}$ – прихована теплота пароутворення;

$\rho_{\text{ж}}$ – щільність фреону.

$$V_p = \frac{32}{208,2 \cdot 1346} = 0,000114 \frac{\text{м}^3}{\text{с}},$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000114}{3,14 \cdot 1,2}} = 0,011 \text{ м},$$

Приймаємо $d_y = 15 \text{ мм. } 18 \times 1,5$

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 03	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3.4 Підбір лінійного ресивера

Лінійний ресивер повинен вміщувати 60% об'єму повітроохолоджувачів.

$$V_{\text{л.р.}} = \frac{0,6 \cdot V_{\text{по}} \cdot n}{0,5} \cdot 1,2$$

де $V_{\text{по}}$ – об'єм одного повітроохолоджувача, м³;

n – кількість повітроохолоджувачів;

0,5 – коефіцієнт враховуючий норму заповнення ресивера при експлуатації;

1,2 – коефіцієнт який враховує запас місткості (20%).

$$V_{\text{л.р.}} = \frac{0,6 \cdot 0,0098 \cdot 2}{0,5} \cdot 1,2 = 0,028 \text{ м}^3$$

Підбираємо лінійний ресивер фірми Bitzer марки F302A ємністю $V_{\text{л.р.}} = 0,03 \text{ м}^3$.

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 03	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 Конструктивний розрахунок повітроохолоджувача

Розрахунок виконувався при наступних допущеннях: середні параметри повітря в повітроохолоджувачі дорівнюють параметрам повітря в охолоджуваному приміщенні, температури кипіння холодильного агента й поверхні теплообмінної секції постійні.

Для камер теплове навантаження на повітроохолоджувач $Q_0 = 27,382$ кВт, в камері буде встановлено 2 повітроохолоджувача, то теплове навантаження на один повітроохолоджувач $Q_0 = 13,7$ кВт.

Для проектного повітроохолоджувача приймаємо наступні вихідні дані:

$Q_0 = 13,7$ кВт - холодопродуктивність апарата;

$t_k = 0^\circ\text{C}$ - температура в камері;

$t_0 = -9^\circ\text{C}$ - температура кипіння;

Геометричні розміри й тип ребристої поверхні :

- вибираємо оребрення із квадратними пластинчастими ребрами (РП) :

$d_{\text{тр}} \times \delta_{\text{тр}} = 10 \times 1$ мм - діаметр і товщина стінки труби;

$\delta_{\text{ор}} = 0,4$ мм - товщина в підстави ребра ;

$\delta_{\text{вр}} = 0,4$ мм - товщина у вершини ребра ;

$u_p = 8$ мм - крок ребра;

$A \times B = 30 \times 30$ мм;

швидкість повітря в "живому перетині" апарата: $\omega = 8$ м/с,

Матеріал ребер – алюміній, $\lambda_a = 180$ Вт/м² · К;

Матеріал труби – мідь;

Товщина інею: $\delta_i = 1$ мм;

Коефіцієнт теплопровідності інею: $\lambda_n = 0,25$ Вт/м² · К.

Задаємося величиною охолодження повітря: Δt_b ;

Глибина охолодження повітря в апараті: $\Delta t_b = 3^\circ\text{C}$,

Температура повітря на виході з апарату:

$$t_{\text{вих.п.}} = t_k - \Delta t_b, ^\circ\text{C}$$

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 04	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$t_{\text{вих.п.}} = 0 - 3 = -3, ^\circ\text{C}.$$

Середня температура повітря:

$$t_{\text{сер.п.}} = 0,5 \cdot (t_{\text{вих.п.}} + t_{\text{к}}), ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{сер.п.}} = 0,5 \cdot (-3 + 0) = -1,5, ^\circ\text{C}$$

Температура хладоносія на вході в апарат:

$$t_0 = t_{\text{сер.п.}} - 7,5, ^\circ\text{C}$$

$$t_0 = -1,5 - 7,5 = -9, ^\circ\text{C}$$

Температурний напор

$$\Theta_{\text{м}} = t_{\text{сер.п.}} - t_0, ^\circ\text{C}$$

$$\Theta_{\text{м}} = -1,5 - (-9) = 7,5, ^\circ\text{C}.$$

Задаємося величиною середньої температури поверхні інею: t_i , з умови

$t_{\text{р.т}} < t_i < t_{\text{сер.п.}}$, тоді $t_i = t_{\text{сер.п.}} - (0,1 \dots 0,9) \cdot \Theta_{\text{м}}$.

$$t_i = -1,5 - 0,8 \cdot 7,5 = -7,5 \approx -8 ^\circ\text{C}.$$

Будуємо процес стану повітря в повітроохолоджувачі й за допомогою (h-d) діаграми для вологого повітря знаходимо параметри повітря:

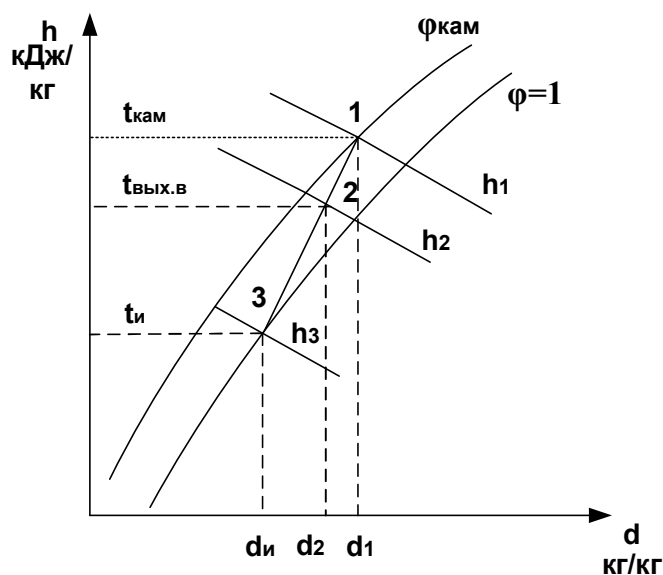


Рисунок 4.1 Процес стану повітря в повітроохолоджувачі

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 04	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 4.1 Дані циклу з (h-d) діаграми

φ	t_1	t_2	t_3	$d_1 \cdot 10^{-3}$	$d_2 \cdot 10^{-3}$	$d_3 \cdot 10^{-3}$	$d_4 \cdot 10^{-3}$	h_{max}	h_2	h_3
%	°C	°C	°C	кг/кг	кг/кг	кг/кг	кг/кг	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг
92	0	-3	-8	3,8	3	2	2	9	4	-3

Процес зміни стану повітря в повітроохолоджувачі:

Розрахунок геометричних характеристик ребристого елемента вільного від інею:

Розрахунок геометричних характеристик ребристого теплопередавального елемента:

де: f_p - зовнішня поверхня ребра, м^2

$$f_p = 2 \cdot (A \times B - 0,785 \cdot d_n^2), \text{м}^2 \quad [7.4]$$

$$f_p = 2 \cdot (30 \cdot 10^{-3} \times 30 \cdot 10^{-3} - 0,785 \cdot (10 \cdot 10^{-3})^2) = 1,64 \cdot 10^{-3}, \text{м}^2.$$

$f_{\text{мр}}$ - зовнішня поверхня труби між двома суміжними ребрами, м^2

$$f_{\text{мр}} = \pi \cdot d_n \cdot (u - \delta_{\text{ор}}), \text{м}^2$$

$$f_{\text{мр}} = 3,14 \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot (8 \cdot 10^{-3} - 0,4 \cdot 10^{-3}) = 2,387 \cdot 10^{-4}, \text{м}^2.$$

$f_{\text{вн}}$ - внутрішня поверхня труби ребристого елемента; м^2

$$f_{\text{вн}} = \pi \cdot d_n \cdot u, \text{м}^2$$

$$f_{\text{вн}} = 3,14 \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot 8 \cdot 10^{-3} = 2,011 \cdot 10^{-4}, \text{м}^2.$$

f_n - повна зовнішня поверхня ребристого елемента, м^2

$$f_n = f_p + f_{\text{мр}}, \text{м}^2$$

$$f_n = 1,64 \cdot 10^{-3} + 2,387 \cdot 10^{-4} = 1,84 \cdot 10^{-3}, \text{м}^2$$

Коефіцієнт β і ступінь φ оребрення теплообмінної поверхні будуть рівні,

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 04	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Відповідно:

$$\beta = \frac{f_{\text{н}}}{f_{\text{зн}}}$$

$$\beta = \frac{1,84 \cdot 10^{-3}}{2,011 \cdot 10^{-4}} = 9,17.$$

$$\varphi = \frac{f_{\text{н}}}{\pi \cdot d_{\text{н}} \cdot u}$$

$$\varphi = \frac{1,84 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot 8 \cdot 10^{-3}} = 7,321.$$

Умовний ступінь оребрення теплообмінної поверхні:

$$\beta_i = \frac{f_{\text{н}}}{f_{\text{тр}}}$$

$$\beta_i = \frac{1,84 \cdot 10^{-3}}{2,387 \cdot 10^{-4}} = 7,7,$$

Геометричні характеристики поверхні інею осілого на ребристому елементі:

$$f_{\text{ри}} = 2 \cdot (A \times B - 0,785 \cdot (d_{\text{н}} + 2 \cdot \delta_i)), \text{м}^2$$

$$f_{\text{ри}} = 2 \cdot (30 \cdot 10^{-3} \times 30 \cdot 10^{-3} - 0,785 \cdot (10 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot 1 \cdot 10^{-3})^2) = 1,57 \cdot 10^{-3}, \text{м}^2$$

Зовнішня поверхня інею на трубі між двома суміжними ребрами:

$$f_{\text{три}} = \pi \cdot (d_{\text{н}} + 2 \cdot \delta_i) \cdot [u - (\delta_{\text{ор}} + \delta_i)]$$

$$f_{\text{три}} = 3,14 \cdot (10 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot 1 \cdot 10^{-3}) \cdot [8 \cdot 10^{-3} - (0,4 \cdot 10^{-3} + 1 \cdot 10^{-3})] = 2,11 \cdot 10^{-4}, \text{м}^2$$

Повна поверхня інею на ребрі:

$$f_{\text{н.и}} = f_{\text{ри}} + f_{\text{три}}, \text{м}^2$$

$$f_{\text{н.и}} = 1,57 \cdot 10^{-3} + 2,11 \cdot 10^{-4} = 1,781 \cdot 10^{-3}, \text{м}^2.$$

Коефіцієнт оребрення:

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 04	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\beta_{\pi} = \frac{f_{\pi, \pi}}{f_{\pi, \pi}}$$

$$\beta_{\pi} = \frac{1,781 \cdot 10^{-3}}{2,011 \cdot 10^{-4}} = 8,86$$

Мінімальний "живий" перетин одного ребристого елемента, м²

$$f_{\pi} = (S_1 - d_{\pi} - 2 \cdot \delta_i) \cdot (u_p - \delta_p - 2 \cdot \delta_i);$$

де S_1 - крок пучків труб при шаховому розташуванні: $S_1 = B = 30$ мм.

$$f_{\pi} = (30 \cdot 10^{-3} - 10 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 1 \cdot 10^{-3}) \cdot (8 \cdot 10^{-3} - 0,4 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 10^{-3}) = 1,008, \text{ м}^2$$

Температура кипіння робочого тіла $t_0 = -9^{\circ}\text{C}$,

Визначаємо теплофізичні властивості вологого повітря при середній температурі повітря :

- коефіцієнт теплопровідності повітря: $\lambda = 2,64 \cdot 10^{-2}, \text{ Вт/м} \cdot \text{ К}$;
- кінематична в'язкість повітря: $\theta = 13,3 \cdot 10^{-6}, \text{ м}^2/\text{с}$;
- Критерій Прандтля: $Pr = 0,7065$;
- щільність повітря: $\rho_{\pi} = 1,29, \text{ кг/м}^3$.

Коефіцієнт конвективної тепловіддачі від повітря до зовнішнього оребреної поверхні:

$$\alpha_K = \frac{Nu \cdot \lambda}{u}$$

де число Нусельта розраховуємо по формулі для шахового пучка труб із пластинчастими ребрами:

$$Nu = 0,0839 \cdot Re^{0,63} \cdot \left(\frac{L_p}{d_{\text{екв}}} \right)^{-0,02}$$

де L_p - ширина однієї пластини (ребра) по ходу руху повітря ; у цьому випадку $L_p = B = 30 \cdot 10^{-3}, \text{ м}$;

$d_{\text{екв}}$ - еквівалентний діаметр, м

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 04	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d_{\text{екв}} = \frac{2 \cdot [(s_1 - d_H) \cdot (u - \delta_p)]}{[(s_1 - d_H) + (u - \delta_p)]}$$

$$d_{\text{екв}} = \frac{2 \cdot [(30 \cdot 10^{-3} - 10 \cdot 10^{-3}) \cdot (8 \cdot 10^{-3} - 0,4 \cdot 10^{-3})]}{[(30 \cdot 10^{-3} - 10 \cdot 10^{-3}) + (8 \cdot 10^{-3} - 0,4 \cdot 10^{-3})]} = 0,01, \text{ м.}$$

$$Re = \frac{\omega \cdot d_{\text{екв}}}{\vartheta}$$

$$Re = \frac{8 \cdot 0,01}{13,3 \cdot 10^{-6}} = 6515,03,$$

$$Nu = 0,0839 \cdot 6515,03^{0,63} \cdot \left(\frac{30 \cdot 10^{-3}}{0,01} \right)^{-0,02} = 19,7,$$

$$\alpha_K = \frac{19,7 \cdot 2,64 \cdot 10^{-2}}{8 \cdot 10^{-3}} = 48,5, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{ К.}$$

Коефіцієнт вологовипаду:

$$\xi = 1 + \frac{d_{\text{кам}} \cdot \varphi_{\text{кам}} - d''_{i1} \cdot \frac{r - h_{i1}}{c_p}}{t_{\text{кам}} - t_{i1}}$$

$d_{\text{кам}}$ і d''_{i1} - відповідно, вологовміст насиченого повітря при $t_{\text{кам}}$ і t_{i1} ($\varphi_{\text{кам}} = 100\%$).

r - схована теплота фазового переходу, при $t_w \geq 0$, $r = 2501, \text{ кДж/кг}$,

h_{i1} - ентальпія інею; $h_{i1} = -6$.

c_p - теплоємність вологого повітря, приймаємо кДж/кг

$$c_p = 1,006 + 1,87 \cdot 3,25 \cdot 10^{-3} = 1,019, \text{ кДж/кг.}$$

$$\xi = 1 + \frac{3,8 \cdot 10^{-3} \cdot 0,92 - 2 \cdot 10^{-3}}{0 + 8} \cdot \frac{2501 + 6}{1,019} = 1,55.$$

$$\alpha_B = \alpha_K \cdot \xi$$

$$\alpha_B = 48,5 \cdot 1,55 = 75,2, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{ К}$$

Наведений коефіцієнт тепловіддачі з урахуванням термічного опору шаруючи інею:

$$\alpha_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_B} + \delta_{i1}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{ К}$$

де δ_{i1} - товщина шару інею, $\delta_{i1} = 0,001, \text{ м}$;

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 04	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$\lambda_1 = 0,11 \dots 0,25$ - теплопровідність інею, приймаємо $\lambda_1 = 0,25, \text{Вт/м} \cdot \text{К}$.

$$\alpha_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{75,2} + \frac{0,001}{0,25}} = 57,8, \text{Вт/м} \cdot \text{К}.$$

Коефіцієнт ефективності ребра:

$$E = \frac{th(m \cdot h')}{m \cdot h'}$$

де h' - умовна висота ребра:

$$h' = 0,5 \cdot d_{\text{н}} \cdot (\rho - 1) \cdot (1 + 0,35 \cdot \ln \rho), \text{м}$$

при використанні пластинчастих прямокутних ребер:

$$\rho = 1,28 \cdot \frac{B}{d_{\text{н}}} \cdot \left(\frac{A}{B} - 0,2 \right)^{0,5}$$

$$\rho = 1,28 \cdot \frac{30}{10} \cdot \left(\frac{30}{30} - 0,2 \right)^{0,5} = 3,43.$$

у такий спосіб

$$h' = 0,5 \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot (3,43 - 1) \cdot (1 + 0,35 \cdot \ln 3,43) = 0,017, \text{м};$$

$m \cdot h'$ - безрозмірний комплекс:

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{\text{пр}}}{\delta_{\text{р}} \cdot \lambda_{\text{р}}}}, 1/\text{м}^{[7.25]}$$

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot 57,8}{0,4 \cdot 10^{-2} \cdot 180}} = 40,07, 1/\text{м};$$

$$m \cdot h' = 0,017 \cdot 40,07 = 0,681.$$

$$E = \frac{th(0,681)}{0,681} = 0,87.$$

Умовний коефіцієнт тепловіддачі, віднесений до зовнішньої поверхні ребристого елемента:

$$\alpha_{\text{пр.н}} = \alpha_{\text{пр}} \cdot \frac{f_{\text{р}} \cdot E \cdot \psi \cdot c_{\text{к}} + f_{\text{пр}}}{f_{\text{н}}}, \text{Вт/м} \cdot \text{К}.$$

де $c_{\text{к}}$ - коефіцієнт, що враховує контактний термічний опір між ребром і

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 04	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

трубою;

ψ - коефіцієнт, що враховує нерівномірність тепловіддачі по висоті ребра;

$$\psi = 1 - 0,058 \cdot m \cdot h',$$

$$\psi = 1 - 0,058 \cdot 0,681 = 0,96$$

Таким чином,

$$\alpha_{\text{пр.н}} = 57,8 \cdot \frac{1,64 \cdot 10^{-3} \cdot 0,88 \cdot 0,96 \cdot 0,86 + 2,387 \cdot 10^{-4}}{1,84 \cdot 10^{-3}} = 44,9, \text{Вт/м} \cdot \text{К}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку холодильного агента для фреону:

$$\alpha_a = 32 \cdot q_{F_{\text{вн}}}^{0,15} \cdot (\omega \cdot \rho)^{0,47}$$

де $\omega \cdot \rho$ - масова швидкість холодоагенту в трубі повітроохолоджувача, приймається за графіком [1]

Щільність теплового потоку, віднесена до внутрішньої поверхні труби:

$$q_{F_{\text{вн}}} = \alpha_{\text{в}} \cdot (t_{\text{к}} - t_{\text{w}}) \cdot \beta^n, \text{Вт/м}^2$$

$$q_{F_{\text{вн}}} = 75,2 \cdot (-1,5 + 9) \cdot 8,86 = 4997, \text{Вт/м}^2$$

$$\alpha_a = 32 \cdot 4997^{0,15} \cdot 1200^{0,47} = 3215, \text{Вт/м} \cdot \text{К}.$$

Коефіцієнт теплопередачі повітроохолоджувача віднесений до зовнішньої поверхні інею:

$$k_{\text{н}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{пр.н}}} + \frac{\beta^n}{\alpha_a} + \varphi \cdot \frac{\delta_{\text{тр}}}{\lambda_{\text{тр}}}}, \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

$$k_{\text{н}} = \frac{1}{\frac{1}{44,9} + \frac{8,86}{3215} + 7,321 \cdot \frac{1 \cdot 10^{-3}}{380}} = 39,9, \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Щільність теплового потоку, віднесена до поверхні інею:

$$q_{F_{\text{н}}} = k_{\text{н}} \cdot (t_{\text{ср.в}} - t_0), \text{Вт/м}^2$$

$$q_{F_{\text{н}}} = 39,9 \cdot (-1,5 + 9) = 299, \text{Вт/м}^2.$$

Коефіцієнт теплопередачі повітроохолоджувача віднесений до зовнішнього

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 04	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

"сухий" поверхні інею:

$$k_n = \frac{k_n^u \cdot \beta_i}{\beta_u}, \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}, [7.31]$$

$$k_n = \frac{39,9 \cdot 7,7}{8,86} = 34,7, \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Визначаємо зовнішню поверхню повітроохолоджувача:

$$F_n = \frac{Q_0}{k_n \cdot (t_{\text{конт}} - t_0)}, \text{м}^2$$
$$F_n = \frac{13,7}{34,7 \cdot (0 + 9)} = 43,87, \text{м}^2.$$

Компоновочний розрахунок повітроохолоджувача

Об'ємна витрата повітря через повітроохолоджувач:

$$V_v = \frac{Q_0}{\rho_v \cdot (h_1 - h_2)}, \text{м}^3/\text{с}$$
$$V_v = \frac{13,7}{1,29 \cdot (9 - 4)} = 2,12, \text{м}^3/\text{с}.$$

По графіках напорно - видаткових характеристик вентиляторів вибираємо число 2 шт. і діаметр вентиляторів $D_v = 500, \text{мм}$.

Мінімальне "живе" перетин повітроохолоджувача з інеєм на теплообмінній поверхні:

$$F_{\text{ж}} = \frac{V_v}{\omega}, \text{м}^2$$
$$F_{\text{ж}} = \frac{2,12}{8} = 0,27, \text{м}^2.$$

Орієнтовні розміри теплообмінної секції повітроохолоджувача у фронтальному перетині:

Приймаємо довжину апарата: $l = 1100 \text{ мм}$,

Кількість ребер на 1 погонному метрі труби:

$$k_p' = \frac{1}{u_p}, \text{шт}$$
$$k_p' = \frac{1000}{8} = 125, \text{шт}.$$

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 04	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Число ребристих елементів у фронтальному перетині:

$$n_{\text{ж}} = \frac{F_{\text{ж}}}{f_{\text{ж}}}, \text{ шт.}$$

$$n_{\text{ж}} = \frac{0,27}{1,008 \cdot 10^{-4}} = 2679, \text{ шт.}$$

Довжина труб у фронтальному перетині:

$$L = \frac{n_{\text{ж}}}{k_{\text{п}}'}, \text{ м}$$

$$L = \frac{2679}{125} = 21,4, \text{ м.}$$

$$z_{\text{п}}' = \frac{L}{l}, \text{ шт.}$$

$$z_{\text{п}}' = \frac{21,4}{1,1} = 19,45 \text{ шт.}$$

приймаємо $z = 20$ штук.

Тоді, дійсна ширина

$$H = z_{\text{п}} \cdot S_1, \text{ м}$$

$$H = 20 \cdot 30 \cdot 10^{-3} = 0,6 \text{ м}$$

Площа сухої зовнішньої поверхні одного ряду труб у фронтальному перетині:

$$F_{\text{н}_1} = f_{\text{н}} \cdot n_{\text{ж}}, \text{ м}^2$$

$$F_{\text{н}_1} = 2679 \cdot 1,84 \cdot 10^{-3} = 4,9, \text{ м}^2.$$

орієнтовне число труб по ходу повітря:

$$z_{\text{пр}}' = \frac{F_{\text{н}}}{F_{\text{н}_1}}, \text{ шт}$$

$$z_{\text{пр}}' = \frac{43,87}{4,9} = 8,95, \text{ шт.}$$

приймаємо 10 шт.

Тоді розрахункові параметри теплообмінної секції ПО складуть:

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 04	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

сумарна довжина труб в апарату:

$$\sum L = L \cdot z_n \cdot z_{np}, \text{ м}$$

$$\sum L = 1,1 \cdot 20 \cdot 10 = 220, \text{ м.}$$

глибина секції:

$$B = S_1 \cdot z_{np}, \text{ м}$$

$$B = 30 \cdot 10^{-3} \cdot 10 = 0,3, \text{ м.}$$

Аеродинамічний розрахунок повітроохолоджувача

Аеродинамічне опору оребреного пучка потоку повітря:

$$\Delta P = A \cdot \left(\frac{L}{d_{екв}} \right) \cdot (\omega \cdot \rho)^{1,7}$$

де **A** - постійний коефіцієнт (при ретельному виконанні поверхонь)

$$A = 0,075;$$

$$\Delta P = 0,075 \cdot \left(\frac{0,280}{0,01} \right) \cdot (8 \cdot 1,29)^{1,7} = 11,1, \text{ Па.}$$

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 04	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5 Розробка принципової схеми холодильної машини з елементами автоматизації

Забезпечення безпеки холодильної установки та її роботи на оптимальному режимі є досить складною задачею при ручному регулюванні, яке вимагає високої кваліфікації та значного виробничого досвіду обслуговуючого персоналу.

Автоматизація переслідує дві основні мети:

- автоматизувати усі процеси, які забезпечують безпечність роботи холодильних установок;
- підтримку тривалої роботи холодильної установки на оптимальному режимі, який забезпечує підтримку необхідних температурних (у випадку необхідності - і вологісних) режимів у приміщеннях, які охолоджуються.

Причини аварій холодильних установок:

- виникнення гідравлічного удару через попадання рідкого холодильного агенту або мастила у циліндрі компресора;
- неприпустиме зростання тиску на нагнітальному боці компресора внаслідок припинення (погіршення) подання забортної води у конденсатор, або накопичення (попадання) у систему повітря чи інертних газів(коли тиск випарування нижчий за атмосферний);
- надлишкове підвищення температури нагнітання через неправильне регулювання або зростання тиску (погіршуються умови змащення компресора, а також виникає небезпека розкладання холодильного агенту);
- неприпустимо небезпечне зниження рівня мастила у компресорі внаслідок його повного повернення з системи або витоку.

Автоматизація забезпечує (у порівнянні із ручним керуванням) точнішу підтримку заданих параметрів у приміщеннях, що охолоджуються, та надійніший захист від аварій.

При повній автоматизації пристроїв автоматики курують усіма основними процесами, що дозволяє відмовитися від неперервного обслуговування. При

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 05	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

цьому необхідно вирішувати великий комплекс задач з керування СХУ, який можна розбити на основні групи регулювання, захисту, сигналізації та контролю.

До головних задач регулювання треба віднести:

1. Підтримка загальних температур в об'єкті охолодження.
2. Регулювання подачі холодоагенту в випарник.
3. Регулювання холодопродуктивності компресорів.

5.1 Спосіб регулювання температури в приміщеннях

У охолоджуваних об'єктах встановлюють датчики температурних реле, які керують соленоїдними клапанами подачі холодоагенту до приладів охолодження. Реле температури малих холодильних машин (для провізійних камер) може безпосередньо керувати пуском і установкою компресора. У великих установках продуктивність компресора змінюють по сигналу датчика тиску всмоктування. Зменшення теплового навантаження на охолоджуваний об'єкт призводить до зниження тиску всмоктування; регулятор компресора так зменшує його продуктивність, щоб тиск всмоктування залишилося попереднім.

5.2 Автоматичний захист, сигналізація і контроль холодильної установки

Автоматичний захист холодильної установки може бути попереджувальним, що не допускає настання небезпечного режиму, і аварійного, забезпечує зупинку компресора, спрацювання запобіжних клапанів та інших заходів, коли один з параметрів приймає небезпечне значення.

Часто автоматичний захист установки здійснюється за допомогою тих же приладів, які виконують функції автоматичного регулювання. Захист від гідравлічного удару компресора виробляють приладами, що регулюють подачу рідини в випарник, перед яким, як правило, встановлюють соленоїдний клапан, що закривається при зупинці компресора. Завдяки цьому виключаються перепоповнення випарника рідиною при непрацюючому компресорі і відсутності відсмоктування пари.

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 05	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Захист від недопустимого підвищення тиску нагнітання і надмірного зниження тиску всмоктування здійснюють за допомогою маноконтроллерів і пресостат, об'єднаних, як правило, в один прилад – реле тиску. Захист від перегріву компресора виконують за допомогою термореле, яке відключає компресор при надмірному підвищенні температури нагнітання.

Для захисту компресора від недостатньої подачі мастила використовують реле контролю змащення (РКС) – диференціальне реле, що сприймає різниця тисків масла до насоса і після нього, тобто в картері компресорі і в нагнітальній масляній трубці. При зниженні різниці тиску до 0,05 МПа компресор автоматично зупиняється. На час запуску компресора контакти РКС блокуються на 10-15 секунд, а потім, коли з'являється тиск, замикаються.

Система автоматичного захисту та сигналізації (САЗ) – установка, що складається з гвинтового компресора (К), конденсатора (Кн) і повітроохолоджувача (ВО).

У САЗ входять 6 реле захисту (РЗ), які контролюють такі параметри:

РЗ1 - тиск всмоктування РВС. Сигнал подається при надмірному зниженні тиску всмоктування (закриття і відсутність циркуляції холодоагенту, відсутність теплового навантаження на випарник і ін);

РЗ2–різницю тисків масла на вході в масляний насос і виході з нього ΔP_M . Сигнал подається при віднесенні масла з картера компресора (на час запуску компресора РЗ1 автоматично відключається).

РЗ3 – тиск нагнітання p_n . Сигнал подається при надмірному підвищенні тиску нагнітання внаслідок закриття нагнітального клапана, недостатнього охолодження конденсатора, наявності повітря в системі;

РЗ4 – температуру нагнітання T_n . Сигнал подається при надмірному перегріві пари на виході з компресора;

РЗ5 – температура обмоток статора вбудованого електродвигуна $t_{обм}$. Сигнал подається при надмірному перегріві обмоток електродвигуна.

В якості реле тиску нагнітання та всмоктування було обрано двоблочне реле Danfoss KP 44.

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 05	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

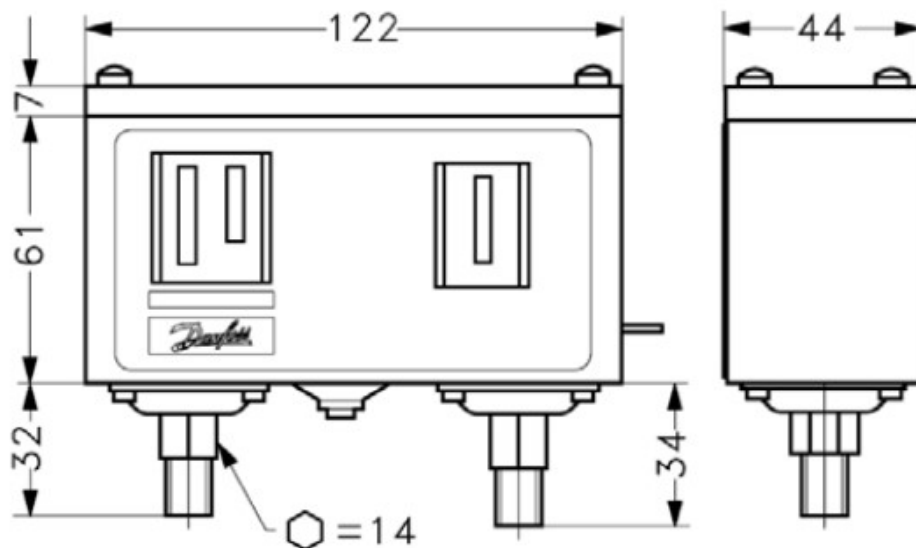


Рис. 5.1 Загальний вид двоблочного реле тиску Danfoss KP 44
з габаритними розмірами

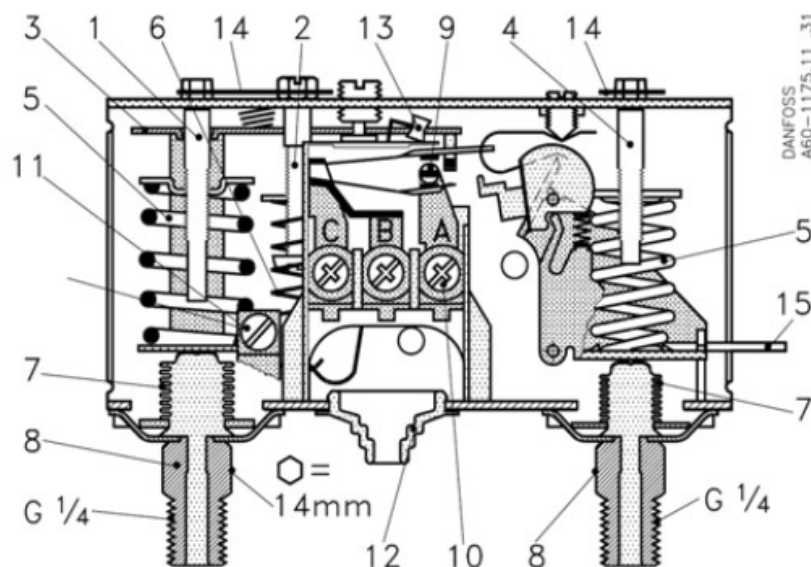


Рис. 5.2 Внутрішня будова двоблочного реле тиску Danfoss KP 44

1 - лівий гвинт регулювання тиску; 2 - гвинт регулювання диференціала; 3 - головний важіль; 4 - правий гвинт регулювання тиску; 5 - головна пружина; 6 - гвинт регулювання диференціала; 7 - сільфон; 8 - з'єднувальні штуцери; 9 - клемна панель; 10 - клемма; 11 - контакт заземлення; 12 - вхід кабеля; 13 - тумблер; 14 - блокувальна пластина; 15 - пусковий важіль

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 05

Арк.

Всі реле захисту підключаються до електричної схемою односторонньої дії АЗ. При спрацьовуванні будь-якого реле схема видає сигнал аварійної зупинки ХЗ в схему автоматичного управління АУ, яка відключає пускач МП електродвигуна компресора. Одночасно запалюється одна з сигнальних ламп Л1-Л8, що сигналізує про аварійну зупинку та її причини (за номером лампи).

Після спрацьовування захисту компресор не може автоматично включатися в роботу.

Після усунення причини спрацювання САЗ її можна повернути в нормальний стан кнопкою повернення КВЗ, при натисканні якої звільняється схема АУ і дозволяється автоматичний пуск компресора. Сигнальна лампа гасне.

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 05	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6 Охорона праці

Охорона праці – це система законодавчих актів, соціально – економічних, організаційних, технічних, гігієнічних та лікувально–профілактичних заходів та засобів, які забезпечують безпеку, збереження здоров'я та працездатності людини в процесі праці.

Основною задачею охорони праці є зведення до мінімуму ймовірності ураження або захворювання працівників з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці.

Обслуговуючому персоналу, який знаходиться у РВМ, вкрай необхідно вивчати та додержуватись техніки безпеки хладонових холодильних установок.

6.1 Техніка безпеки при ремонті устаткування холодильних установок

Ремонтні роботи на холодильних установках проходять під безпосереднім керівництвом рефмеханіка, який, перед початком робіт зобов'язаний: перевірити справність підйомних механізмів, інструментів і пристосувань, забезпечити працюючих захисними засобами, спецодягом, запобіжними пристроями, нормальну освітленість місць ремонту, переконається, що в компресорах, апаратах і трубопроводах відсутній тиск або холодоагент.

Проводити ремонт обладнання, ущільнення сальників арматури, системи що під тиском правилами заборонено.

При монтажних і демонтажних роботах слід користуватися тільки стандартним інструментом. Під час перерви в роботі не можна залишати вантажі в підвішеному стані або в піднятому положенні на лебідках, домкратах або інших механізмах.

Розкривати компресори, апарати, трубопроводи дозволяється тільки в захисних окулярах, масці тільки після того, як з системи надійно відсмоктаний холодоагент і тиск знижений до атмосферного. Правилами заборонено розкривати апарати, трубопроводи з температурою стінок нижче -33 - 35 °С.

Механізми, апарати, арматуру тимчасово демонтажу необхідно розміщувати

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 06	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

в заздалегідь намічених місцях, не займаючи коридори, проходи. Укласти їх на палубі слід стійко, з метою виключення їх переміщення.

При користуванні переносними електроінструментами необхідно попередньо вивчити інструкції з їх експлуатації.

Зварювальні та паяльні роботи при ремонті на діючому обладнанні повинні виконуватися під діючими рефмеханіком із забезпеченням всіх запобіжних заходів з охорони суміжних апаратів від пошкоджень.

Роз'єднання фланців, постановку заглушок, що відокремлюють апарати, пломбування в закритому стані маховиків, вентилів слід при безперервній роботі аварійної вентиляції.

Питання техніки безпеки при монтажу, експлуатації, обслуговуванню та ремонту холодильної техніки є дуже важливими. Якщо дотримуватися необхідних вимог при роботі з холодильним обладнанням, то можна уникнути негативного впливу шкідливих та небезпечних факторів виробництва, нещасних випадків, травматизму.

До робітників, які здійснюють монтажні, пусконаладжувальні та експлуатаційні роботи, які пов'язані з холодильним обладнанням висувають ряд наступних вимог.

До обслуговування холодильних систем допускаються люди не молодше 18 років, які пройшли медичне засвідчення та мають документи про закінчення спеціального учбового закладу чи курсів. До самостійного обслуговування холодильних систем можуть бути допущені робітники тільки після проходження під керівництвом досвідченого наставника практики на протязі одного місяця та відповідній перевірці знань. Виконання робіт в машинних та апаратних відділеннях, а також в холодильних камерах та інших приміщеннях, де розташовується холодильне обладнання, робітникам, не пов'язаним з обслуговуванням холодильної системи та експлуатацією холодильних камер (ремонт, теплоізоляція, пофарбування обладнання та труб і тому подібне), виконується після відповідного інструктажу та під наглядом робітника, що відповідає за експлуатацію холодильних систем. Допущений до роботи персонал

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 06	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

повинен бути проінструктовано про небезпечні наслідки ушкодження елементів холодильних систем про недопустимість використання обладнання і труб в якості опор для робочих площадок (підмосток), драбин та засобів підйому матеріалів та про заборону куріння в приміщеннях. Працівник, допущений до технічного обслуговування конкретної системи, окрім загальнотеоретичних знань та вимог Правил безпечної експлуатації холодильної установки, повинен знати:

- будову, правила обслуговування та принцип роботи холодильної системи, включаючи трубопроводи;
- порядок виконання робіт по пуску, зупинці холодильної системи та її елементів, регулюванню режиму їх роботи (у відповідності до інструкції фірми–виробника по обслуговуванню встановленого обладнання);
- нормальний режим роботи холодильної системи;
- правила заповнення холодоагентом, маслом;
- порядок ведення експлуатаційного журналу холодильної системи;
- правилами користування засобами індивідуального захисту;
- правила охорони праці та надання долікарняної допомоги, в тому числі при ураженні електрострумом.

Періодична перевірка знань обслуговуючого персоналу правил, нормативних документів по технічному обслуговуванню холодильної системи та охорони праці, а також практичних дії повинна проводитися не рідше 1 разу в рік комісією, що складається зі спеціалістів по холодильній техніці та охороні праці. Склад комісії затверджується роботодавцем.

До приміщень, в яких встановлюється холодильне обладнання, машинних залів також висувається ряд певних вимог. В машинному залі повинні бути встановлений монітор якості повітря, що здатен виявити концентрацію холодоагентів, які використовуються, до рівнів EEL або STEL. Необхідно також передбачити відповідні сигнальні системи, що будуть спрацьовувати при досягненні рівня AEL концентрації холодоагентів або при рівні нижче AEL та оповіщення персоналу за межами машинного залу про наявність витоків. Розвантажувальні колектори запобіжних клапанів та спускних вентилів повинні

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 06	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

бути виведені за межі машинного залу та відключені від усіх повітрозаборників, з'єднаних з будівлею. У випадку погіршення якості повітря слід скористатися місцевою витяжкою для вентиляції виробничого приміщення.

В машинному залі чи в іншому залі, де знаходяться в основний час черговий зміни, що обслуговують холодильні системи повинні бути вивішені:

- принципові технологічні схеми трубопроводів (холодоагенту) та розміщення на них холодильного та технологічного обладнання, з пронумерованою запірною арматурою, нанесенням місць розміщення КВПіА (контрольно вимірюючи приладів та автоматики) та коротким поясненням;

- плани розміщення холодильного технологічного обладнання, трубопроводів та відсічної запірної арматури;

- режимні карти роботи холодильних установок;

- інструкція по зупинці холодильних установок та дії при виникненні аварійних ситуацій;

- списки, телефони та адреси посадових осіб і спецпідрозділів (пожежної команди, швидкої допомоги, електромережі і тому подібне), які повинні бути негайно сповіщені про аварії та пожежі;

- позначення місцезнаходження аптечки та засобів індивідуального захисту.

При вході до охолоджуваного приміщення (коридор, естакада) повинні бути вивішені інструкції по охороні праці при проведенні робіт в цих приміщеннях та захисту охолоджуючих приладів та трубопроводів від ушкодження.

При огляді холодильного обладнання, що розташоване в закритих приміщеннях, а також трубопроводів в колодязях і тунелях необхідно впевнюватися у відсутності в повітря холодоагенту, наприклад, за допомогою галоїдного або іншого шукача витоків. У випадку виявлення парів холодоагенту в цих об'єктах вхід в них заборонено до їх провітрювання.

Проходи поблизу холодильного обладнання повинні бути завжди вільні, а поли проходів – в робочому стані.

Забороняється використання холодильної системи з несправними приладами захисної автоматики.

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 06	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для діагностування роботи холодильних систем з заправкою до 150 кг холодоагентом допускається використання приладів, які можуть зніматися, наприклад, манометричних станцій. Перевірка герметичності установки повинна проводитися в залежності від маси заправленого холодоагенту та числа можливих місць витоків.

Куріння в машинних відділеннях а також в інших приміщеннях, де встановлено холодильне обладнання забороняється.

Зварювання та паяння при ремонті машин, агрегатів, апаратів, трубопроводів діючих холодильних систем повинні застосовуватися під наглядом старшого технічного персоналу та при наявності письмового дозволу робітника, що несе відповідальність в організації за справний стан, правильну та безпечну експлуатацію холодильних систем. Перед зварюванням чи пайкою слід видалити холодоагент з холодильного обладнання або трубопроводу, що ремонтується. Зварка та паяння повинні виконуватися згідно з вимогами Правил пожежної безпеки в Україні.

Нагнітальний вентиль компресора слід закрити тільки після усунення можливості автоматичного пуску цього компресора.

Забороняється знімати огороження з рухомих частин та торкатися рухомим частинам холодильного обладнання як при роботі, так і після зупинки цього обладнання, доки не буде попереджено його випадкове або несанкціоноване включення. Розкривати компресори, апарати та трубопроводи холодильних систем дозволяється тільки після того, як тиск холодоагенту буде понижено до атмосферного та залишиться постійним на протязі 20 хвилин. Забороняється розкривати холодильні апарати з температурою стінок нижче -35°C (до їх потепління). Концентрація холодоносія повинна бути такою, щоб температура замерзання була не менше ніж на 8°C нижче температури кипіння холодоагенту при робочих умовах.

Холодильні системи повинні бути забезпечені першочерговими засобами пожежегасіння у відповідності до діючих норм. Розміщення та зберігання в приміщенні холодильних установок сторонніх предметів не допускається.

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 06	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Перед початком роботи з обладнанням в закритих приміщеннях пересвідчуються в тому, що розвантажувальні колектори запобіжних клапанів та спускні вентиля виведені за межі приміщення та відключені від усіх повітрозаборників, що з'єднані з будівлею. Перевіряють чи добре вентилюється приміщення. При необхідності для розсіювання парів холодоагентів можливо скористатися допоміжними вентиляційними системами (Наприклад, повітродувками або вентиляторами). Перед тим як увійти в зачинене приміщення, перевіряють його на наявність кисню. Для випробовування на наявність кисню не можна користуватися монітором наявності витічок, так як з його допомогою неможливо встановити, достатньо в приміщенні кисню для життєдіяльності. Для контролю за наявність кисню у виробничих приміщеннях повинні бути передбачені спеціальні прилади.

При роботі з ємностями під тиском, до деяких з небезпечних факторів відносять наступні:

- в переповненому контейнері, ємкості або трубопроводі при підвищенні температури може відбутися небезпечний підвищення гідростатичного тиску, що, в свою чергу, може призвести до витоків під високим тиском або навіть розрив ємкості;

- у випадку, якщо правильно наповнений разовий чи багаторазовий балон розігрівається до температури, яка перевищує рекомендовану (52°C), це може призвести до підвищенню тиску до небезпечного рівня, що перевищує тиск на який розраховано балон;

- разовий чи багаторазовий балон для зберігання холодоагентів, з'єднаний з лінією нагнітання холодильної системи, може зазнати дії тиску, на який не розрахована міцність запобіжних клапанів балону, що може призвести до руйнування балону.

Балон забороняється розміщувати біля джерела теплоти і відкритого полум'я (печі, опалювальні пристрої, парові труби і тому подібне) та струмоведучих кабелів і проводів.

Для наповнення холодоагентом з холодильної системи повинні

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 06	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

використовуватися тільки балони не з простроченою датою їх технічного засвідчення. Норма заповнення не повинна перевищувати допустимих значень, вказаних, зокрема, в Правилах обладнання та безпечної експлуатації ємностей, що працюють під тиском. Перевірка наповнення балонів повинна виконуватися зважуванням.

Не можна підвищувати тиск в системах або ємностях, що містить холодоагент, повітрям для проведення випробувань на утечки або для будь якої іншої мети. Не можна зберігати балони під прямим сонячним промінням, де температура може бути більшою за 52⁰С. Не слід користуватися горілками чи відкритим полум'ям для підігріву балону під час роботи по заправці холодоагенту. Не можна без необхідності торкатися клапанів або приладів скидання тиску. Забороняється заповнювати разові балони відпрацьованими холодоагентами чи змащувальними матеріалами, а також будь чим. Будь які залишки холодоагентів необхідно використати або перелити до збірного контейнеру; порожній балон підлягає відповідній утилізації. Транспортування вихідних балонів заповнених відпрацювавши холодоагентом забороняється законом.

Забороняється використовувати разові балони для холодоагентів в якості ємностей для стисненого повітря. Балони з холодоагентами не мають відповідного внутрішнього покриття, у зв'язку з чим волога, що міститься у вологому повітря, приведе до виникнення корозії. Це може послабити міцність балону та спричинити вибух. До руйнування балону слідів ослаблення його міцності можливо й не виявити. Необхідно завжди зберігати балони з холодоагентом в сухому приміщенні на спеціальному складі. Зберігання у вологому приміщенні може призвести до виникнення корозії, яка з часом приведе до ослаблення міцності балону. В машинному залі дозволяється зберігати не більше одного балону з холодоагентом.

При роботі з холодоагентом слід повільно відкривати вентиля. Необхідно впевнитися в тому, що етикетка холодоагенту відповідає кольоровому коду або етикетці на обладнанні. Не слід намагатися регулювати без відповідної підготовки

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 06	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

будь які запобіжні пристрої на балонах, що розташовуються поряд з холодильним обладнанням. Не можна роняти балони, допускати появи вм'ятин та інших механічних ушкоджень. Не можна закріплювати з'єднання з зусиллям.

Засвідчення та експлуатація балонів повинна проводитися у відповідності до вимог діючих Правил обладнання та безпечної експлуатації ємностей, що працюють під тиском.

При роботі з холодоагентом слід дотримуватися необхідних правил техніки безпеки. Першочергову заправку або дозаправку холодильної системи холодоагентом в умовах експлуатації рекомендується виконувати по рідинній фазі холодоагенту, якщо інше не передбачено організацією-виробником. При дозаправці використовують капілярну трубку або інший пристрій, що забезпечує дроселювання рідини, для попередження можливості попадання рідкого холодоагенту до всмоктувальної порожнини компресору.

Перед заповненням холодильної системи холодоагентом слід переконатися в тому, що у балоні знаходиться відповідний холодоагент. Перевірка проводиться по величині тиску парів холодоагенту при температурі балону, що дорівнює температурі навколишнього середовища. Перед перевіркою балон повинен знаходитися в даному приміщенні не менше 6 годин. Залежність тиску холодоагенту від температури навколишнього повітря перевіряється по таблиці насичених парів.

Забороняється заповнювати холодильну систему холодоагентом, який не має документації, що підтверджувала б його якість.

Відкривати ковпачкові гайку не вентиля балону необхідно в захисних окулярах. При цьому вихідний отвір вентиля балону повинно бути направлено в протилежний бік від робітника.

При заповненні холодильної системи холодоагентом слід користуватися осушувальним патроном.

Для приєднання балонів до холодильної системи дозволяється користуватися отжигними мідними трубами або маслобензостійкими шлангами, що були випробувані тиском на міцність та густину. Не допускається залишати

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 06	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

балони з холодоагентом, приєднаними до холодильної установки, якщо не виконується заповнення або видалення з неї холодоагенту.

Заповнення холодоагентом повністю агрегатованих холодильних установок рекомендується виконувати в організації-виробника, якщо це не суперечить документації до установки. Поповнення установок холодоагентом повинно виконуватися у відповідності до вимог, що викладені інструкції організації-виробника, і тільки після виявлення та усунення причин витоків холодоагенту.

Початкове заповнення холодильних установок холодоагентом оформлюється актом (з додатком розрахунку необхідної кількості холодоагенту). Для холодильних установок повної заводської готовності акт о початковому заповненні установки холодоагентом не складається (при відсутності витоків холодоагенту при транспортуванні).

Для знаходження місць витоків холодоагенту дозволяється використовувати галоїдні похідні та інші витокишукачі, мильну піну, полімерні індикатори герметичності. Наявність слідів масла в роз'ємах з'єднань, бульбашок при омилуванні з'єднань, змінення кольору полум'я вказує на наявність витоків. При знаходженні витоків холодоагенту необхідно, по можливості, видалити холодоагент з пошкодженої ділянки холодильної установки, зупинити установку, перекрити запірною арматурою пошкоджені ділянки, включити витяжну вентиляцію та усунути витоків.

Холодильні системи, що працюють на озононебезпечних холодоагентах, повинні експлуатуватися з обов'язковим збиранням холодоагенту для його утилізації при ремонті (ревізії) установок.

Холодоагенти не можна змішувати з будь якими газами або рідинами, що самозаймаються, якими б причинами це не було б зумовлено, оскільки ці суміші можуть набути непередбачуваних якостей, стати здатними до займання і, отже, небезпечними.

Холодоагент не можна наражати на дію відкритого полум'я або електричних нагрівальних елементів. Високі температури та полум'я можуть спричинити розклад холодоагентів з виділенням токсичного диму, що

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 06	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

розкладається. Окрім цього, полум'я горілки може різко збільшитися в розмірах або змінити забарвлення в присутності багатьох традиційних (озононебезпечних) холодоагентів, включаючи R500 або R22, а також багатьох альтернативних холодоагентів при умові їх високої концентрації. Таке збільшення полум'я може викликати переляк у персоналу або навіть призвести до травм. Багато холодоагентів ГХФВ (гідрохлофтор вуглеводні) і ГФВ (гідрофтор вуглеводні) можуть стати горючими, якщо їх змішати з повітрям, а потім розігріти та збільшити тиск. В минулому при роботі з ХФВ (хлорфтор вуглеводні) звичайними були випробовування сумішей повітря та холодоагенту при збільшенні тиску. Але при роботі з ГХФВ чи ГФВ таких випробувань слід уникати, так як, наприклад, R134a може займатись при абсолютному тиску 139 кПа і температурі 177⁰С, якщо його змішати з повітрям в концентраціях, звичайно перевищуючих 60% (по об'єму повітря). При більш низьких температурах для надання суміші горючості потрібен більш високий тиск. Холодоагент R22 також може займатися при тиску, що перевищує атмосферний, якщо змішати його з повітрям при високих концентраціях. Оскільки альтернативні холодоагенти містять компоненти ГХФВ чи ГФВ, передбачається, що їх поведінка буде аналогічною. По цій причині їх не слід змішувати з повітрям ні в яких концентраціях для проведення випробувань з метою знаходження витоків. Не можна допускати, щоб ці холодоагенти знаходилися під тиском, що перевищує атмосферний, в суміші з повітрям.

Холодоагент при безпосередньому контакті негативно впливає на організм людини, може призвести до тяжких травм. Холодоагенти розкладаються під дією високих температур, що спричиняються відкритим полум'ям або електричними нагрівачами. При розкладені можуть виділятися токсичні та роздратовуючі речовини, наприклад, хлориди водню та фтору. Сильний запах, яки виділяють холодоагенти при розкладі, викликає у персоналу роздраження слизової оболонки носу та горла. Кислотні пари, що виділяються, є небезпечними, тому для запобігання їх дії на персонал виробниче приміщення необхідно зразу звільнити від людей та провітрити. Людину, яка знаходилася під дією продуктів розпаду холодоагентів, необхідно вивести на свіже повітря та зразу надати йому

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 06	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

медичну допомогу. Не слід продовжувати роботу в присутності таких парів, оскільки це може нанести шкоди здоров'ю персоналу.

Вдихання парів холодоагенту у великих концентраціях може визвати тимчасове пригнічення діяльності центральної нервової системи, що супроводжується сонливістю, летаргією та слабкістю. До інших можливих ефектів можна віднести головокружіння, приємне відчуття оп'яніння, а також втрату координації рухів. Тривале вдихання парів холодоагенту може викликати порушення серцебиття, втрату свідомості, а вдихання дуже великих доз навіть до смертельного випадку. Людину, що відчула будь який з початкових симптомів необхідно негайно вивести на свіже повітря та забезпечити спокій та нерухомість. При зупинці дихання необхідно зробити штучне дихання. Якщо дихання утруднене, дати кисень та негайно викликати лікаря. Такі симптоми можуть виявлятися при впливі самих різних концентрацій, а тому при появі будь якого з цих симптомів слід негайно покинути виробниче приміщення, навіть якщо у інших працівників, що знаходяться поряд, ці симптоми не проявляються.

В ході експериментальних досліджень на піддослідних тварин впливали парами холодоагенту різних концентрацій, після чого їм робили ін'єкції адреналіну для моделювання стресових реакцій серця людини. Порушення серцебиття під дією компонентів альтернативних холодоагентів спостерігається при концентраціях від 20 до 150 млн.⁻¹ чи більше, що значно перевищує очікуваний рівень дії на робочому місці. Наприклад, для порівняння, подібна реакція під дією R11 та R12 спостерігається відповідно при концентраціях близько 5 і 50 млн. ⁻¹. У зв'язку з можливим порушенням серцевого рівня катехоламінові препарати, зокрема адреналін, можна використовувати тільки в якості останнього засобу в ситуаціях, коли життя знаходиться під реальною загрозою.

При великих викидах холодоагенту пари можуть сконцентруватися біля поверхні підлоги чи низько розташованих ділянках та витіснити кисень, що там міститься, і спричинити асфіксію. У випадках, якщо виллється велика кількість рідкого холодоагенту чи станеться значна витічок, необхідно надягти відповідні

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 06	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

засоби індивідуального захисту. При роботі в закритих приміщеннях, наприклад підвалах, де можуть накопичуватися пари холодоагентів, слід використовувати автономними дихальними апаратами або респіраторами з зовнішньою подачею повітря. Перед входом необхідно перевірити усі виробничі приміщенні на наявність кисню з допомогою відповідного контрольного обладнання. Коли перший працівник заходить до приміщення, другий повинен залишатися зовні, та між ними повинен бути простягнутий рятувальний леєр.

Для забезпечення циркуляції повітря на рівні підлоги в будь яких підвальних і розташованих низько приміщеннях можливо використовувати повітродувки або вентиляцію.

Більшість холодоагентів має такий слабкий запах, що його важко виявити навіть при небезпечних концентраціях. Не слід розраховувати на нюх для оцінки безпеки виробничого приміщення, призначеного для персоналу. Єдиним надійним способом слугують регулярні перевірки витоків та моніторинг якості повітря.

Свідоме вдихання парів холодоагенту може привести до смерті.

При кімнатній температурі пари холодоагенту не здійснюють серйозного впливу на шкіру чи очі. Якщо існує небезпека потрапляння рідкого холодоагенту на шкіру, слід обов'язково носити захисний одяг, в тому числі з довгими рукавами та рукавичками. Серед засобів індивідуального захисту у персоналу повинні бути захисні окуляри та лицевий щиток для захисту очей. У випадку потрапляння до очей рідкого холодоагенту їх слід добре промити водою, а потім звернутися за медичною допомогою. Потрапляння на шкіру чи в очі рідкого холодоагенту приводить до їх різкого охолодження, спричиняючи обмороження. Якщо на робітника виплеснули рідкий холодоагент, необхідно зразу зняти весь одяг, на який потрапив холодоагент, щоб уникнути більш значного обмороження. Промити уражену ділянку теплою водою (не холодною і не гарячою). Не слід накладати пов'язки чи використовувати мазі. Необхідно одразу звернутися за медичною допомогою.

Альтернативні холодоагенти не спричиняють гострих або хронічних

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 06	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

отруєнь при роботі з ними, якщо їх концентрація не перевищує рекомендований рівень допустимого впливу, наприклад, рівня допустимої дії (AEL), встановленого фірмою «Du Pont», або допустимого граничного значення (TLV), яке встановлено американською конференцією державних спеціалістів з промислової гігієни (ACGIH). Встановлені також границі короткотривалої дії STEL і аварійний рівень дії EEL.

Рівень AEL визначає середньо вагову в часі концентрацію холодоагенту в повітрі, під дію якої можуть неодноразово підпадати майже всі робітники без негативних ефектів на протязі 8-ми чи 12 –ти годинного робочого дня або 40-ка годинного робочого тижня. На практиці короткотривала дія не повинна перевищувати більш ніж в три рази границю дії (AEL, PEL, TLV чи інший індекс) встановленої фірмою-виробником, або 1250 ppm (частин на мільйон) в залежності від того, який рівень нижче. Багаторазова дія парів холодоагенту при рівні концентрації, який перевищує допустиме значення, рекомендоване фірмою-виробником, може нанести шкоду здоров'ю персоналу, а тому її слід уникати. При знаходженні витоків слід одразу провести ремонт і в подальшому слідкувати за витоками з холодильного обладнання для максимального зниження концентрації холодоагенту на робочому місці.

6.2 Розрахунок освітленості в рефрижераторному машинному відділенні

Розрахунок штучного висвітлення в ПК ведеться по методу коефіцієнта використання світлового потоку.

Кількість світильників, необхідних для забезпечення заданої освітленості E визначається по формулі:

$$N = \frac{E \cdot S \cdot K_3 \cdot Z}{\Phi \cdot \eta}, \text{ де}$$

E - мінімальна освітленість, що нормує, Лк; $E = 75$ Лк.

S - площа приміщень, м^2

$$S = L \cdot B = 7 \cdot 4 = 28 \text{ м}^2$$

L - довжина, м;

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 06	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

B - ширина, м.

K_3 - коефіцієнт запасу, що враховує зниження освітленості в порівнянні з запроектованою.

$K_3 = 1,3$ (вибирається в залежності від умов середовища за ДСТ 5.6077-75)

Φ - сумарний світловий потік одного світильника Б125-136-100 у відповідність ГОСТ 5.6077-75, $\Phi = 1540$ мм

Z - відношення середньої освітленості до мінімального для ламп накаливання $Z = 1,15$.

η - коефіцієнт використання світлового потоку. Для визначення η необхідно знати:

— коефіцієнти відображення.

— подволока $\rho_n = 0,7$;

— палуби $\rho_{унав.} = 0,3$;

— перебирань $\rho_{пер.} = 0,5$;

i – індекс приміщення

$$i = \frac{B \cdot L}{h(L + B)} = \frac{4 \cdot 7}{2,6 \cdot (7 + 4)} = 0,98$$

де

$h = 2,6$ м — висота ПК;

$\eta = 1,8$ вибираємо по таблиці.

Кількість світильників:

$$N = \frac{75 \cdot 28 \cdot 1,3 \cdot 1,15}{1540 \cdot 1,8} = 1,1 \Rightarrow N = 2$$

Для висвітлення РМВ застосовуємо лампи накаливання типу Б125-136-100 з напругою 100 В. Вибір таких ламп улаштовується тим, що вони прості по конструкції, не пред'являють твердих вимог до стабільності параметрів живильної мережі (напруга, частота), включаються в мережу без допоміжних пристроїв [16].

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 06	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновки

В даній роботі спроектована холодильна установка для овочесховища.

Розроблено проект холодильної установки. Схема охолодження – безпосередня з повітроохолоджувачами.

Для охолодження використовується дві промислові установки з одноступінчатим стисненням. За розрахунками підібрані холодильні машини забезпечать підтримання необхідної температури в холодильній камері при температурі навколишнього середовища $+20^{\circ}\text{C}$.

На основі проведених розрахункових досліджень ефективності компресорних агрегатів був обраний поршневий двигун фірми Bitzer, оскільки це найбільш економічний варіант на сьогоднішній день.

Розроблено принципову схему холодильної установки з автоматизацією роботи. Розроблено проект повітроохолоджувача.

Також приведені основні рекомендації охорони праці при роботі з холодильною установкою та розраховане освітлення.

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 00	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Список використаних джерел

1. Захаров Ю.В., Лехмус А.А., Сирота А.А., Чегринцев Ф.А. Судовые холодильные установки. – Ленинград: Судостроение, 1986. –256с.
2. Загоруйко В.О., Голиков О.А. Суднова холодильна техніка. Київ. Наукова думка, 2002.
3. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. – Санкт-Петербург: Судостроение, 1994.
4. Нестеров Ю.Ф. Судовые холодильные установки. Москва: Транспорт, 1982. – 208с.
5. Нестеров Ю.Ф. Теория и расчет судовой тепловой изоляции. – Ленинград: Судостроение, 1973. – 439с.
6. Мартыновский В.С. Судовые холодильные установки. Москва: Транспорт, 1964г.
7. Шведов Т.М. Судовые холодильные установки. – Москва: Транспорт, 1986. – 232с.
8. Довідник Холодильная техника. Холодильные компрессоры. – Москва: Пищевая промышленность, 1982. –224с.
9. Кошкин Н.Н. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин. – Ленинград: Судостроение, 1976. – 324с.
10. Ужанский В.С. Автоматизация холодильных установок. – Москва: Пищевая промышленность, 1966. –276с.
11. Волошин В.П. Охрана морской среды. – Ленинград: Судостроение, 1985. 206с.
12. Загорская Е.П. Техника безопасности на судах. – Ленинград: Судостроение, 1975.
13. Захаров Ю.В., Чегринцев Ф.А. Расчет и проектирование судовых холодильных машин с поршневым компрессором. Николаев: НКИ, 1971. – 78с.
14. Щедролюсов О.В., Моїсеєнко Л.Л., Яглицький Ю.К. Основи охорони праці. Лабораторний практикум. – Херсон:Айлант, 2005. – 84.

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 00	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

15. Щедролосєв О.В., Додонова Г.В., Мозговий А.М. Методичні вказівки для самостійної та індивідуальної роботи з дисципліни "Охорона праці в галузі" - Миколаїв : НУК, 2013.

16. Щедролосєв О.В., Додонова Г.В., Мозговий А.М., Савельєв В.В. Методичні рекомендації до виконання розділу "Охорона праці" у бакалаврських випускних роботах (проектах) - Миколаїв : НУК, 2012.

					ВБР. 142. 2257ст. 02. 06. ПЗ. 00	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		