

Міністерство освіти і науки України
Одеський національний технологічний університет
Кафедра кріогенної техніки



**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ**

**На тему: «Розробка системи холодопостачання камер
зберігання сирів м. Чернівці»**

Здобувача Буніна С.В.
(прізвище, ініціали)

4 курсу ЕНСК- 141 групи

Керівник Соколовська-Єфименко В.В.
(посада, прізвище та ініціали)

Консультанти: проф. Морозюк Л.І
(посада, прізвище та ініціали)

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від _____ 20____ р., протокол № _____

Завідувач кафедри КТ _____ **Юрій Симоненко**

Одеса - 2023 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОЇ ТЕХНІКИ ТА ІНЖЕНЕРНОЇ МЕХАНІКИ

Кафедра Кріогенної техніки
Ступінь вищої освіти бакалавр
Спеціальність 142 «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри КТ

д.т.н., проф. Симоненко Ю.М

«__» __ 2023 року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Буніна Сергія Володимировича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розробка системи холодопостачання камер

зберігання сирів м. Чернівці

керівник роботи к.т.н. Соколовська-Єфименко Вікторія Вікторівна

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від 26 серпня 2022 року № 490-03

2. Термін задачі здобувачем закінченої роботи 1 червня 2023 року

3. Вихідні дані до роботи: Одноповерхова будівля.

Місце розташування – Чернівецька область. Будівельна конструкція приміщень.

Температурно-вологісний режим у камерах зберігання сирів. Ємність камер зберігання.

4. Перелік питань, які потрібно розробити:

Актуальність теми; Технічні рішення, прийняті під час розробки системи холодопостачання камер збереження сирів. Визначення будівельних площ камер зберігання. Розрахунок ізоляційної конструкції камер. Розрахунок теплоприпливів в охолоджувальні камери.

Тепловий розрахунок холодильної машини и підбір компресора. Тепловий розрахунок повітроохолоджувача. Тепловий розрахунок повітряного конденсатора. Підбір допоміжного обладнання. Розрахунок магістральних трубопроводів. Охорона праці. Розрахунок вартості наукового дослідження. Загальні висновки.

5. Перелік графічного матеріалу:

Презентація Power Point (9 слайдів)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	проф. Морозюк Л.І.		

7. Дата видачі завдання _____ 02.02.2023 _____

Керівник _____ доц. Соколовська-Єфименко В.В.

Завдання прийняв до виконання _____ Бунін С.В.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Вивчення технічного завдання	5 днів	
2	Огляд і вивчення літератури	14 днів	
3	Розробка математичної моделі об'єкта	2 дні	
4	Адаптація методів дослідження до практичного застосування	20 днів	
5	Енергетичні розрахунки елементів об'єкта	15 днів	
6	Розробка графічних моделей	2 дні	
7	Аналіз результатів досліджень	2 дні	
8	Оформлення пояснювальної записки	2 дні	
9	Обговорення та затвердження результатів роботи	2 дні	
10	Підготовка матеріалів роботи до захисту	2 дні	

Здобувач-дипломник _____
(підпис)

Сергій БУНІН
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____
(підпис)

Вікторія СОКОЛОВСЬКА-
(прізвище та ініціали)

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

Підтверджую, що в кваліфікаційній роботі відсутні порушення норм академічної доброчинності

Зобувач-дипломник _____
Бунін С.В.
(ПІБ)

(підпис)

АНОТАЦІЯ

Бунін Сергій Володимирович

«Розробка системи холодопостачання камер зберігання сирів м. Чернівці»

Сир входить до числа продуктів, які найчастіше вживають в їжу українці. Фактично сир відноситься до продуктів повсякденного запиту. Правильне промислове зберігання сиру у холодильних камерах має важливе значення. Для підтримки високої якості продукту необхідно діяти відповідно технологій зберігання в спеціальних холодильних камерах з дотриманням температурно-вологісного режиму. На сьогодні енергоефективність промислових процесів вважається однією з основ економічного зростання та конкурентоспроможності, тому дуже важливо максимізувати ефективність холодильних систем для економії енергії в промисловості.

Метою роботи є розробка системи холодопостачання камер зберігання сирів на засадах енергозбереження. Для цього розраховано: ізоляційну конструкцію камер, теплоприпливи від можливих джерел. На підставі перелічених аспектів зроблено теплотехнічні розрахунки холодильної машини, яка обслуговуватиме цю систему. Підібрано сучасне холодильне устаткування, яке відповідає вимогам щодо енергозбереження. Сконструйовано теплообмінні апарати та допоміжне обладнання. Зроблено висновки про енергетичну ефективність холодильної системи.

Ключові слова: сири, камери зберігання, теплообмінне обладнання, холодильна система.

ABSTRACT

Serhii Bunin

"Development of a cold supply system for cheese storage chambers in Chernivtsi"

Cheese is one of the products most often eaten by Ukrainians. It belongs to the section of the products of everyday demand. Proper industrial storage of cheese in cold chambers is essential. To maintain the high quality of the product, it is necessary to act following storage technologies in special refrigerating chambers with observance of the temperature and humidity regime. Nowadays, the energy efficiency of industrial processes is considered one of the foundations of economic growth and competitiveness. Therefore, it is crucial to maximize the efficiency of refrigeration systems to save energy in industry.

The purpose of the work is to develop a system of cold supply of cheese storage chambers based on energy saving. For this, the following are calculated: the insulating structure of the chambers, heat inflows from possible sources. Based on the listed aspects, thermal engineering calculations of the refrigerating machine, which will serve this system, have been made. Modern refrigerating equipment that meets energy-saving requirements has been selected. Heat exchangers and auxiliary equipment have been designed. Conclusions were made about the energy efficiency of the refrigeration system.

Keywords: cheeses, storage chambers, heat exchange equipment, refrigeration system.

ЗМІСТ

РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА	7
1.1 Актуальність теми.....	7
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА.	13
2.1 Технічні рішення, прийняті під час розробки системи холодопостачання камер збереження сирів	13
2.2 Визначення будівельних площ камер зберігання	15
2.3 Розрахунок ізоляційної конструкції камер	17
2.4 Розрахунок теплоприпливів в охолоджувальні камери	24
2.5 Тепловий розрахунок холодильної машини и підбір компресора	32
2.6 Тепловий розрахунок повітроохолоджувача	40
2.7 Тепловий розрахунок повітряного конденсатора	48
2.8 Підбір допоміжного обладнання	54
2.9 Розрахунок магістральних трубопроводів.....	56
ОХОРОНА ПРАЦІ	59
РОЗРАХУНОК ВАРТОСТІ НАУЧНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ.....	76
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	81
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	83

					<i>КРБ.КТ.1.490-03.2.11</i>			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		<i>Бцнін С.В.</i>			ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		<i>Соколовська-</i>					6	83
Реценз.		<i>Ефименко В.В</i>				ФНТІМ, гр ЕН-141		
Н. Контр.								
Затверд.								

РОЗДІЛ 1

АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА

1.1 Актуальність теми

Сир входить до числа продуктів, які найчастіше вживають українці в їжу. За даними досліджень, частина людей, які споживають сири твердих та м'яких сортів хоча б один раз за три місяці, становить майже три чверті (приблизно 75%) всього населення України, при цьому більшість (приблизно 65%) їсть його не рідше одного разу на тиждень. Фактично сир відноситься до розряду продуктів повсякденного запиту.

За споживчими характеристиками український ринок сиру поділяють на 3 групи: основну, елітну та додаткову.

Основна група включає сири, що користуються підвищеним попитом і найчастіше куповані – тверді та плавлені.

Елітна група включає дорогі сири, куповані в невеликих кількостях. До них відносяться м'які сири та сири з пліснявою; їх купують не регулярно, а час від часу. Сири з пліснявою ("Рокфор", "Дор Блю" та ін.) відносяться до покупців в особливих випадках - це делікатесні продукти. Сама класифікаційна назва цієї категорії сирів говорить про те, що вони мають м'яку ніжну консистенцію. У регіонах попит на елітні сири стійкий, але не дуже високий і зосереджений переважно у великих промислових та адміністративних центрах.

Додаткова група є проміжною між основною та елітною. Купують сири цієї групи частіше, ніж дорогі високоякісні, але рідше, ніж сири основної групи. В принципі вони можуть замінити сири основної категорії. До додаткових відносяться такі марки твердих сирів як, "Олтермані", "Маасдам", "Президент", "Швейцарський", "Ферндейл". Висока ціна змушує багатьох споживачів відносити їх до продуктів для особливого випадку.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		7

Внаслідок змін у культурі споживання обсяги продажу сирів у нашій країні постійно збільшуються, у тому числі за рахунок елітної продукції.

В основному сири елітної групи експортуються з Франції, Німеччини, Італії, Швейцарії або інших європейських країн) [1].

На прилавках вітчизняних супермаркетів все частіше можна зустріти цю елітну продукцію. Деякі сорти сиру з пліснявою зріють близько семи років. Найбільший попит серед покупців мають французькі сири. Саме на них припадає 70–80 відсотків імпорту. Найпопулярніший - "Рокфор". Зверху він покритий білою, завжди трохи вологою та блискучою скоринкою. Усередині - масляниста м'якоть з блакитною пліснявою, яка утворює невеликі порожнини. «Рокфор» має яскраво виражений неповторний смак лісових горіхів. Королем сирів у Франції вважається "Брі". Він покритий пліснявою, що нагадує білий оксамит, скоринка іноді з червоними прожилками. Під нею знаходиться найніжніша текуча маса вершкового кольору. Сир гострий на смак, з аміачним запахом. До м'яких блакитних сирів належить також «Камамбер». Запах у нього свіжий, трохи грибний.

«Сент-Мор» виробляють з козячого молока. Він зріє близько п'яти місяців, під час яких його періодично катають у деревній золі. «Сент-Мор» відрізняється стійким запахом козячого молока, солоним горіховим смаком і лимонним присмаком, який з часом загострюється. Вартість французьких елітних сирів коливається від 200 до 400 гривень за кілограм. Друге місце за популярністю займає продукція італійського виробництва. Сорт "Пармезан" буває різної витримки: від року до чотирьох років. Він дуже твердий, зі скоринкою темно-зеленого або чорного кольору, відрізняється солодкувато-фруктовим ароматом. Пряний сир «Кастеманьо» виготовляють із суміші коров'ячого з овечим чи козячим молоком. Він зріє не менше п'яти місяців у сирих льохах, де покривається блакитною пліснявою. Смак, залежно від витримки, варіюється від ніжного до міцного. Люблять українці й м'якші італійські сири — «Проволоне», «Моцареллу» та «Москароне». Широко

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		8

представлено асортимент швейцарських елітних сирів. Це класичний злегка солонувато-фруктовий "Грюйєр", "Раклет" з горіховим смаком, а також "Тільзит", "Маргот", "Офісьєль", "Тет демуан". Німецькі, грецькі, данські, англійські, іспанські та інші закордонні сири поки що не знайшли постійних шанувальників серед українців. Тому вітчизняні компанії не ризикують їх завозити. Незважаючи на потужну сироварену галузь, українські виробники сирів вважають, що налагоджувати виробництво елітних сирів у країні ризиковано. Насамперед, через якість сировини, яка у нас на порядок нижча, ніж у країнах Західної Європи. По-друге, відсутня традиція виробництва. Наприклад, у тій Франції більшість подібних сирів виробляється фермерськими господарствами практично домашнім способом.

Правильне промислове зберігання сиру у холодильних камерах має важливе значення. Сир – це продукт, отриманий у результаті селективної концентрації компонентів молока за допомогою коагуляції та екстракції сироватки, що містить розчинні компоненти молока.

Основними умовами зберігання сиру, дотримання яких забезпечують належне зберігання: певна температура та відносна вологість повітря; відповідне освітлення та вентиляція; дотримання товарного сусідства, закріплення постійних місць за товаром; забезпечення матеріальної відповідальності за виконання санітарно-гігієнічних заходів, попереджають спад і псування товарів. Необхідно захищати товари від дії прямого сонячного проміння.

Умови та термін зберігання сиру [2]

З моменту приймання сиру від постачальника необхідно перевірити упаковку, зовнішній вигляд, якість продукту, а також термін зберігання (на деяких сирах зазначена і дата виготовлення).

Сир – це ніжний продукт, зберігання якого потребує особливих умов. Щоб уникнути його псування, сир повинен зберігатися при постійній температурі від 0 до 6°C, без різких коливань температури та постійному рівні відносної

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		9

вологості повітря 85%. Надто низька температура зберігання «вбиває» сир, а надто висока — знищує його структуру. Так само і вологість: занадто висока деформує сир, занадто низька призводить до його швидкого псування.

У торгові організації сири надходять дозрілими. Але в процесі зберігання на складах та в магазинах у сирах продовжуються зміни в результаті розвитку мікроорганізмів на кірці та впливу фізичних факторів на структуру сиру. При зберіганні якість сирів може покращуватись. Крім цього, у подальшому зберіганні повністю дозрілих сирів вони можуть перезрівати і в результаті накопичення великої кількості продуктів розпаду білків набувати надмірно гострого, а іноді й прогорклого смаку.

Зберігають сири в дерев'яних ящиках та барабанах з гніздами. Кожну упаковку укладають сири одного виду та сорту.

Тверді сири зберігають при температурі від -4 до 0°C та відносній вологості повітря 85-90%.

Найбільш критичним параметром є відносна вологість, її зниження призведе до висихання сиру, і він перетвориться на жахливу суху скоринку.

Сир – продукт дуже сприйнятливий до різних запахів, і тому сир необхідно зберігати ретельно ізольованим від сторонніх запахів.

Термін зберігання різних видів твердих сирів коливається від 10 міс; м'які свіжі кисломолочні сири слід зберігати за температури $0-8^{\circ}\text{C}$: м'які грибні з пліснявою -при температурі $0-6^{\circ}\text{C}$ та відносної вологості повітря 75-85 % протягом п'яти днів з дня випуску з підприємства, слимакові — за температури 10°C не більше 10 днів, при температурі від -5 до 0°C — не більше 1 міс.

У холодильних камерах, де зберігають сир з повітряною системою охолодження, постійно фільтрують повітря, а в іншому випадку є загроза поширення цвілі. Камери озонують і опромінюють ультрафіолетом, або, для запобігання появі цвілевих грибів, поверхні сирних голів обробляють 5-відсотковим розчином сорбінової кислоти або сорбатом калію. Поява таких грибів може призвести до утворення токсинів.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		10

У процесі зберігання сирів температура повинна залишатися в точно визначеному вузькому діапазоні. Особлива увага має бути приділена точній підтримці рівня вологості.

При підборі холодильного обладнання для успішного протікання процесів виробництва, дозрівання та зберігання сирів, основними є два фактори:

- 1) точна підтримка умов довкілля у камері;
- 2) використання корозійностійких матеріалів.

Охолоджувач повітря повинен бути стійкий до впливу корозійних речовин, які входять до складу використовуваних м'яких та дезінфікуючих засобів.

Для досягнення необхідного рівня відносної вологості можуть бути використані зволожувачі повітря.

Виходячи з вище викладеного для підтримки високої якості сиру, необхідно дотримуватися технологій зберігання в спеціальних холодильних камерах з дотриманням температурно-вологісного режиму. В даний час енергоефективність промислових процесів вважається однією з основ економічного зростання та конкурентоспроможності [1,2]. Холодильні установки, які забезпечують задані умови зберігання сиру в камерах, є великим споживачем енергії. Це сприяє збільшенню витрат на оплату рахунків за електроенергію, зниженню конкурентоспроможності серед компаній, а також негативному впливу з точки зору глобального потепління. Тому дуже важливо максимізувати ефективність таких холодильних установок для економії енергії в промисловості.

Метою роботи є розробка системи холодопостачання камер зберігання сирів на засадах енергозбереження.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- виконати розрахунок ізоляційної конструкції камер;
- виконати енергетичний аналіз циклу холодильної установки;
- виконати теплові та конструктивні розрахунки теплообмінних апаратів;

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		11

– проаналізувати результати.

Об'єктом дослідження є холодильна система для камер збереження сирів.

Предметом дослідження є процеси, які здійснюються в елементах холодильної системи.

Методи дослідження: чисельне моделювання процесів в елементах холодильної системи. Основою математичного моделювання є рівняння класичної термодинаміки та теплопередавання.

Фактологічну основу є підручники, навчальні посібники, матеріали фірм-виробників, які містяться на відповідних інтернет-сайтах, періодичних технічних виданнях та ін.

Структура роботи

Бакалаврська робота складається з двох глав, охорони праці, економічних показників роботи, списку використаної літератури. Зміст роботи викладено на 82 сторінках, включаючи 5 рисунків, 11 таблиць, список інформаційних джерел з 16 найменувань.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		12

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

2.1. Технічні рішення, прийняті під час розробки системи холодопостачання камер збереження сирів

Технічне завдання на проектування полягало в розробці системи холодопостачання 3х приміщень складу, що будується в Чернівецькій області для зберігання різних сортів сиру:

одне приміщення об'ємом ~ 160 м куб та два приміщення загальним об'ємом ~ 1300 м куб. Приміщення знаходиться усередині критого складу.

Будівельна конструкція приміщень наступна: зовнішня тримальна стіна (північна), виконана з монолітного пінобетону, перестінки і бічні стіни виконані з цегли.

Завдання передбачає приміщення об'ємом ~ 160 м куб виконати з автономним холодопостачанням, незалежним від двох інших камер.

Ізолюємо приміщення, що охолоджуються за допомогою сандвіч панелей.

У камері №1 передбачається зберігати сичужні сири типу Гауда в парафіновій оболонці, в камері №2 передбачається зберігати грибні сири з пліснявою (Рокфор, Горгонзола, "Дор Блю" тощо). Температурний режим камери зберігання №1-2 підтримується на рівні 0-2⁰С. Камера №3 –призначена для зберігання м'яких сирів моцарелла в упаковці (можливе зберігання інших молочних продуктів), температура у камері підтримується +5⁰С.

Відносна вологість у всіх камерах 80-85%.

Сичужні сири в камері № 1 зберігаються на стелажах, покладених на піддон. Між головками сиру прокладено картон, щоб голівки сиру не стикалися. У камері №2 та №3 сири зберігаються на піддонах.

Задана температура в камерах підтримується за допомогою повітроохолоджувачів , встановлених в камерах.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		13

Є потреба вентилувати приміщення. Тому в камерах встановлюємо припливно-витяжну систему вентиляції.

Холодом камери №1, 2 забезпечуються від холодильної системи, що складається з 2-х спіральних компресорів, оливовідокремлювача, лінійного ресивера та горизонтального повітряного конденсатора. Камера №3 має окремий компресорно-конденсаторний агрегат, укомплектований поршневым компресором. Робочою речовиною у холодильних машинах є R455A.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		14

2.2 Визначення будівельних площ камер зберігання

Геометричні розміри камер обумовлені існуючими конструкціями:

Камера №1-камера зберігання сиру;

Камера №2; камера зберігання сиру;

Камера №3-зберігання сиру.

Камера №1:

Температура в камері: $t_{\text{кам}} = 0^{\circ}\text{C}$

Відносна вологість у камері: $\varphi = 85\%$

Довжина камери: $L_{\text{кам.1}} = 14.4 \text{ м}$

Ширина камери: $B_{\text{кам.1}} = 17,3 \text{ м}$

Висота камери $h_{\text{кам}} = 4 \text{ м}$

Будівельна площа камери №1

$$F_{\text{буд.1}} = L_{\text{кам.1}} \cdot B_{\text{кам.1}} = 14.4 \cdot 17,3 = 249.12 \text{ м}^2$$

Коефіцієнт використання будівельних площ камер [3] $\beta_{\text{буд1}} = 0,75$

$$\text{Вантажна площа камери №1 } F_{\text{вант.1}} = F_{\text{буд.1}} \cdot \beta_{\text{буд}} = 249.12 \cdot 0,75 = 186.7 \text{ м}^2$$

Камера №2:

Температура в камері: $t_{\text{кам}} = 0^{\circ}\text{C}$

Відносна вологість у камері: $\varphi = 85\%$

Довжина камери: $L_{\text{кам.1}} = 14.4 \text{ м}$

Ширина камери: $B_{\text{кам.1}} = 6,7 \text{ м}$

Висота камери $h_{\text{кам}} = 4 \text{ м}$

$$\text{Будівельна площа камери №2 } F_{\text{буд.2}} = L_{\text{кам.2}} \cdot B_{\text{кам.2}} = 14,4 \cdot 6,7 = 96.4 \text{ м}^2.$$

$$\text{Вантажна площа камери №2 } F_{\text{вант2}} = F_{\text{буд.2}} \cdot \beta_{\text{буд2}} = 96,4 \cdot 0,75 = 72,3 \text{ м}^2.$$

Камера №3:

Температура в камері: $t_{\text{кам}} = +5^{\circ}\text{C}$

Відносна вологість у камері: $\varphi = 85\%$

Довжина камери: $L_{\text{кам.3}} = 8,4 \text{ м}$

Ширина камери: $B_{\text{кам.3}} = 5,2 \text{ м}$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		15

Будівельна площа камери №3 $F_{\text{буд.3}} = L_{\text{кам.3}} \cdot B_{\text{кам.3}} = 8,4 \cdot 5,2 = 43,68 \text{ м}^2$

Коефіцієнт використання будівельних площ камер $\beta_{\text{стр3}} = 0,7$.

Вантажна площа камери №3 $F_{\text{вант.3}} = F_{\text{буд.3}} \cdot \beta_{\text{буд3}} = 43,68 \cdot 0,7 = 30,5 \text{ м}^2$.

Висота штабелю:

$$h_{\text{вант}} = h_{\text{кам}} - 1 \text{ м} = 4 - 1 = 3 \text{ м}.$$

Місткість камер.

Місткість камер №1

У камері №1 сири зберігаються на піддонах, а піддони встановлені на стелажі.

У камері встановлено 9 стелажів. 1 головка сиру важить 13 кг. На 1 стелаж вміщується 216 голівок сиру, тоді:

$$G_{\text{кам.1}} = 216 \cdot 9 \cdot 13 = 25,272 \text{ т}.$$

Місткість камери №2

У камері зберігається сир на європіддон в картонних коробках. Маса однієї коробки 6кг. На 1 піддон вміщується 52 коробки. Європіддон встановлені у 2 ряди з кожної сторони камери.

$$G_{\text{кам.2}} = 44 \cdot 6 \cdot 52 = 13,7 \text{ т}.$$

Місткість камери №3

У камері зберігається сир на європіддон у картонних коробках.

$$G_{\text{кам.3}} = 12 \cdot 6 \cdot 52 = 3,744 \text{ т}.$$

Площа охолоджуваних приміщень складає:

$$F_{\text{охл}} = F_{\text{буд.1}} + F_{\text{буд.2}} + F_{\text{буд.3}} + F_{\text{буд.4}} = 326,7 \text{ м}^2$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		16

2.3 Розрахунок ізоляційної конструкції камер

Розрахунок параметрів зовнішнього повітря у місті Чернівці.

Розрахункова літня температура повітря: $t_{л} = 31^{\circ}\text{C}$

Розрахункова літня вологість повітря: $\varphi_{л} = 71\%$

Розрахункова зимова температура повітря: $t_{з} = -20^{\circ}\text{C}$

Розрахункова зимова вологість повітря $\varphi_{з} = 84\%$

Географічна широта – 48 град

При визначенні теплоприпливів крізь перегородки, що відокремлюють камери від приміщень, що не охолоджують, приймаємо розрахункову різницю температур 70% від розрахункової різниці температур від зовнішніх стін, якщо приміщення з'єднується із зовнішнім повітрям і дорівнює 60%, якщо не з'єднується.

Розрахункові значення коефіцієнтів теплопередавання:

Зовнішня поверхня стін та безгоризнтних перекриттів: $\alpha_{зов} = 23 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$

Внутрішня поверхня приміщень з інтенсивною циркуляцією повітря:

$$\alpha_{вн} = 9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Внутрішня поверхня приміщень, що не охолоджуються, межують з холодильними камерами:

$$\alpha_{ум} = 8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Розрахункові значення коефіцієнтів теплопередавання зовнішніх стін та перекриттів:

Конструкція та теплофізичні властивості будівельних шарів.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		17

Зовнішні стіни (північні):

№ шару	Найменування та матеріал шару	Товщина матеріалів $\delta_i, \text{мм}$	Коеф. теплопровідності. $\lambda_i \text{Вт} / (\text{м} \cdot \text{К})$
1	Пінобетон	400	0,21
2	Штукатурка	20	0,58
3	Сталь, покрита полімерним покриттям	2	52
4	Теплоізоляційні плити ППУ	-	0,025

Коефіцієнт теплопередавання зовнішніх стін камер обчислимо за формулою:

$$K_{\text{зов}} = 0,16e^{0,022(40+t_k)}, \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}), \quad (2.1)$$

де t_k – температура камери.

$$K_{\text{зов}} = 0,16e^{0,022(40+t_k)} = 0,16e^{0,022(40+0)} = 0,38 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

Умови недопущення конденсації вологи з навколишнього середовища на теплій стороні огороження

$$K^* \leq 0,9 \cdot \frac{\alpha'_3 \cdot (t_3 - t_p)}{t_3 - t_k}, \quad (2.2)$$

де

$\alpha'_3 = 6 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ - мінімальне значення коефіцієнта тепловіддачі від зовнішнього повітря до теплої сторони огороження.

t_3 - розрахункова літня температура зовнішнього повітря;

$t_p = 23,96^\circ \text{C}$ - температура точки роси, що відповідає температурі та відносній вологості зовнішнього повітря.

$$K_{306} \leq 0,9 \cdot \frac{\alpha'_3 \cdot (t_3 - t_p)}{t_3 - t_K} = 0,9 \cdot \frac{6 \cdot (31 - 23,96)}{31 - (0)} = 1,22$$

$K_{306} < 1,22$ - умова виконується.

Товщина ізоляції для зовнішніх стін:

$$\delta_{iz}^3 = \left[\frac{1}{K_{306}} - \left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_{ин}} \right) \right] \cdot \lambda_{iz} \quad (2.3)$$

$$\delta_{iz}^3 = \left[\frac{1}{0,38} - \left(\frac{1}{23} + \left(\frac{400 \cdot 10^{-3}}{0,21} + \frac{0,020}{0,58} + \frac{2 \cdot 10^{-3}}{52} \right) + \frac{1}{9} \right) \right] \cdot 0,025 = 0,010 м.$$

Стандартна товщина

$$\delta_{iz}^{3*} = 10 мм$$

Зовнішні бічні стіни:

№ шару	Найменування та матеріал шару	Товщина матеріалів, мм	Коеф. теплопровідності. $\lambda_i Bm / m \cdot K$
1	Штукатурка	20	0,21
2	Цегляна кладка	380	0,81
3	Сталь, покрита полімерним покриттям	1	52
4	Пінополіуретан		0.025

Розраховуємо товщину ізоляції зовнішніх бічних стін:

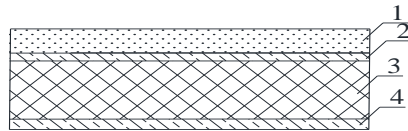
$$\delta_{iz}^3 = \left[\frac{1}{K_{306}} - \left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_{ин}} \right) \right] \cdot \lambda_{iz}, \quad (2.4)$$

$$\delta_{iz}^3 = \left[\frac{1}{0,38} - \left(\frac{1}{23} + \left(\frac{20 \cdot 10^{-3}}{0,21} + \frac{0,38}{0,81} + \frac{1 \cdot 10^{-3}}{52} + \frac{1 \cdot 10^{-3}}{52} \right) + \frac{1}{13} \right) \right] \cdot 0,025 = 0,047 м.$$

Стандартна товщина:

$$\delta_{iz}^{3*} = 0.05 м$$

Перекриття:



№ шару	Найменування та матеріал шару	Товщина матеріалів $\delta_i, \text{м}$	Коеф. теплопровідності. $\lambda_i, \text{Вт/м} \cdot \text{К}$
1	Залізобетонне перекриття	200	1.7
2(4)	Сталь покрита помірним покриттям	1	52
3	Пінополіуретан	0	0.025

Коефіцієнт теплопередавання стелі, що не має горища:

$$K_{\text{ст}} = 0.95 \cdot K_{\text{зов}} = 0.95 \cdot 0.38 = 0.361 \text{ Вт/м}^2\text{К.} \quad (2.4)$$

Товщина ізоляції безгорищних перекриттів:

$$\delta_{\text{із}}^{\text{бн}} = \left[\frac{1}{K_{\text{бн}}} - \left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{ін}}} \right) \right] \cdot \lambda_{\text{із}} \quad (2.5)$$

$$\delta_{\text{із}}^{\text{бн}} = \left[\frac{1}{0.361} - \left(\frac{1}{23} + \frac{0.2}{1.7} + \frac{1 \cdot 10^{-3}}{52} + \frac{1 \cdot 10^{-3}}{52} + \frac{1}{13} \right) \right] \cdot 0.025 = 0.06 \text{ м.}$$

Стандартна товщина:

$$\delta_{\text{із}}^{\text{бн}*} = 0.06 \text{ м}$$

Підлога

№ шару	Найменування та матеріал шару	Товщина матеріалів $\delta_i, \text{м}$	Коеф. теплопроводності $\lambda_i, \text{Вт/м} \cdot \text{К}$
1	Бетонна стяжка	40	1,75
2(3)	Сталь, покрита полімерним покриттям	1	52
4	Пінополіуретан		0,025

Товщина ізоляції для підлоги:

$$\delta_{із}^{нід} = \left[\frac{1}{K_{зоб}} - \left(\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_{ін}} \right) \right] \cdot \lambda_{із} = \left[\frac{1}{0,38} - \left(\frac{2 \cdot 10^{-3}}{52} + 0,022 + \frac{1}{9} \right) \right] \cdot 0,025 = 0,06 \text{ м.}$$

Стандартна товщина:

$$\delta_{із}^{нід*} = 0,06 \text{ м}$$

Внутрішні стіни:

№ шару	Найменування та матеріал шару	Товщина матеріалів $\delta_i, \text{мм}$	Коеф. тепло про-відності. $\lambda_i, \text{Вт/м} \cdot \text{К}$
1	Штукатурка	20	0,21
2	Цегляна кладка	200	0,81
3	Сталь покрита полімерним покриттям	1	52
4	Пінополіуретан		0.025

Коефіцієнт теплопередавання перегородок між камерами:

$$K_{пер}^{кам} = \frac{1}{2 + 0,07 \Delta t_n} = \frac{1}{2 + 0,07 \cdot 5} = 0,425 \text{ Вт/} (\text{м}^2 \text{ К}). \quad (2.6)$$

де Δt_n – різниця температур між камерами.

Товщина ізоляції перегородок між камерами.

$$\delta_{із}^{пер} = \left[\frac{1}{K_{пер}^{кам}} - \left(\frac{1}{\alpha_{ум}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_{ум}} \right) \right] \cdot \lambda_{із}$$

$$\delta_{із}^{пер} = \left[\frac{1}{0,425} - \left(\frac{1}{8} + \frac{1}{9} + 0,342 \right) \right] \cdot 0,025 = 0,044 м.$$

Стандартна товщина:

$$\delta_{із}^{пер*} = 0,05 м$$

Коефіцієнт теплопередавання перегородок між камерами та коридорами:

$$K_{пер}^{кор} = 1,18 \cdot K_{зоє} = 1,18 \cdot 0,38 = 0,448 Вт / м^2 К. \quad (2.7)$$

Товщина ізоляції для перегородок між камерами та коридорами.

$$\delta_{із}^{кор} = \left[\frac{1}{K_{пер}^{кор}} - \left(\frac{1}{\alpha_{ум}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_{ум}} \right) \right] \cdot \lambda_{із}$$

$$\delta_{із}^{кор} = \left[\frac{1}{K_{пер}^{кор}} - \left(\frac{1}{\alpha_{ум}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_{ум}} \right) \right] \cdot \lambda_{із} = \left[\frac{1}{0,448} - \left(\frac{1}{8} + \frac{1}{9} + 0,342 \right) \right] \cdot 0,025 = 0,034 м.$$

Стандартна товщина:

$$\delta_{із}^{кор*} = 0,04 м$$

Перерахунок коефіцієнтів теплопередавання:

Зовнішні стіни північні:

$$K_{зоє}^c = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{зоє}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{ум}} + \frac{\delta_{із}^*}{\lambda_{із}}} = \frac{1}{\frac{1}{23} + 1,93 + \frac{1}{9} + \frac{0,01}{0,025}} = 0,402 Вт / (м^2 \cdot К).$$

Зовнішні стіни бічні:

$$K_{зоє}^b = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{зоє}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{ум}} + \frac{\delta_{із}^*}{\lambda_{із}}} = \frac{1}{\frac{1}{23} + 0,564 + \frac{1}{9} + \frac{0,05}{0,025}} = 0,367 Вт / (м^2 \cdot К).$$

Перекриття:

$$K_{б.п} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{зоє}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{ум}} + \frac{\delta_{із}^*}{\lambda_{із}}} = \frac{1}{\frac{1}{23} + \frac{1}{9} + 0,1176 + \frac{0,06}{0,025}} = 0,3742 Вт / (м^2 \cdot К).$$

Підолга:

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		22

$$K_{\text{nid}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{ym}}} + \frac{\delta_{\text{iz}}}{\lambda_{\text{iz}}}} = \frac{1}{0,022 + \frac{1}{9} + \frac{0,06}{0,025}} = 0,39 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Перегородки між камерами:

$$K_{\text{пер}}^{\text{кам}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{ym}}} + \sum \frac{\delta_{\text{BH,m}}}{\lambda_{\text{BH,m}}} + \frac{\delta_{\text{iz,BH}}}{\lambda_{\text{iz,30B}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{ym}}}} = \frac{1}{\frac{1}{9} + (0,342) + \frac{0,05}{0,025} + \frac{1}{8}} =$$

$$= 0,385 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{К})},$$

Перегородки між камерою та коридором:

$$K_{\text{пер}}^{\text{кор}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{ym}}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{ym}}} + \frac{\delta_{\text{iz}}}{\lambda_{\text{iz}}}} = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{1}{9} + 0,342 + \frac{0,04}{0,025}} = 0,456 \text{ Вт/м}^2$$

Загальна товщина перекриттів.

Зовнішні стіни несучі:

$$\sum \delta_{\text{30B}} = \sum_{m=1}^3 \delta_{\text{30B,m}} + \delta_{\text{iz,30B}} = 0,422 + 0,01 = 0,4322 \text{ м}$$

Зовнішні стіни бічні:

$$\sum \delta_{\text{30B}} = \sum_{m=1}^3 \delta_{\text{30B,m}} + \delta_{\text{iz,30B}} = 0,402 + 0,05 = 0,452 \text{ м}$$

Безперервні перекриття

$$\sum \delta_{\text{б.п}} = \sum_{m=1}^4 \delta_{\text{б.п,m}} + \delta_{\text{iz,б.п}} = 0,202 + 0,06 = 0,262 \text{ м};$$

$$\text{Перегородки між камерами: } \sum \delta_{\text{BH}} = \sum_{m=1}^3 \delta_{\text{BH,m}} + \delta_{\text{iz,BH}} = 222 \cdot 10^{-3} + 0,05 = 0,272 \text{ м}$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		23

2.4 Розрахунок теплоприпливів в охолоджувальні камери

Камера №1 – зберігання сиру (сичужні сири)

Температурний режим у камері $t_{\text{кам}} = 0^{\circ}\text{C}$.

Місткість камери: $G_{\text{кам.1}} = 25,7\text{т}$.

Температура надходження $t_{\text{над}} = +3^{\circ}\text{C}$

Температура продукту після встановлення рівноважної температури:

$t_{\text{кон}} = 0^{\circ}\text{C}$

Розрахункові площі для визначення теплоприпливів: $h_{\text{кам}} = 4\text{ м}$;

Висота камери:

$$H_{\text{кам}} = h_{\text{кам}} + \sum \delta_{\text{б.п}} = 4 + 0,262 = 4,262\text{ м} \quad (2.8)$$

Західна стіна:

$a_{\text{зах}} = 14,4\text{ м}$;

Площа західної стіни внутрішньої:

$$F_{\text{за}} = a_{\text{зах}} \cdot H_{\text{кам}} = 14,4 \cdot 4,262 = 61,37\text{ м}^2;$$

Східна стіна:

$a_{\text{схід}} = 14,4\text{ м}$;

Площа внутрішньої стіни:

$$F_{\text{схід}} = a_{\text{схід}} \cdot H_{\text{кам}} = 14,4 \cdot 4,262 = 61,37\text{ м}^2.$$

Північна стіна:

$b_{\text{півн}} = 17,3\text{ м}$.

Площа північної стіни:

$$F_{\text{півн}} = b_{\text{півн}} \cdot H_{\text{кам}} = 17,3 \cdot 4,262 = 73,73\text{ м}^2.$$

Південна стіна:

$b_{\text{півд}} = 17,73\text{ м}$.

Площа південної стіни:

$$F_{\text{півд}} = b_{\text{півд}} \cdot H_{\text{кам}} = 17,73 \cdot 4,262 = 75,56\text{ м}^2.$$

Площа підлоги:

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		24

$$F_{\text{під}} = a_{\text{зах}} \cdot b_{\text{півн}} = 17.3 \cdot 14.4 = 249,12 \text{ м}^2.$$

Площа стелі:

$$F_{\text{ст}} = a_{\text{зах}} \cdot b_{\text{півн}} = 17.3 \cdot 14.4 = 249,12 \text{ м}^2.$$

Розрахунок теплоприпливів у камеру крізь огороження:

Різниця температур

Для зовнішніх стін та стелі:

$$\theta_{\text{зов}} = t_{\text{л}} - t_{\text{кам}} = 31 - 0 = 31^\circ\text{C}; \quad (2.9)$$

Для підлоги:

$$\theta_{\text{під}} = 10 - t_{\text{кам}} = 10 - 1 = 10^\circ\text{C}. \quad (2.10)$$

Для внутрішньої стіни: $\theta_{\text{вн}} = 5^\circ\text{C}$;

Для внутрішньої стіни, що виходить у неохолоджувані приміщення:

$$\theta_{\text{ср}} = 0,6 \cdot (t_{\text{л}} - t_{\text{кам}}) = 0,6 \cdot (31 - (0)) = 18,6^\circ\text{C}.$$

Теплоприпливи крізь північну стіну:

$$Q_{\text{півн}} = F_{\text{півн}} \cdot \theta_{\text{зов}} \cdot K_{\text{зов}}^c = 73,73 \cdot 31 \cdot 0,402 = 918,8 \text{ Вт}. \quad (2.11)$$

Теплоприпливи крізь південну стіну:

$$Q_{\text{півд}} = F_{\text{півд}} \cdot K_{\text{пер}}^{\text{кор}} \cdot \theta_{\text{ср}} = 73,73 \cdot 0,456 \cdot 18,6 = 625,34 \text{ Вт}. \quad (2.11)$$

Теплоприпливи крізь східну стіну:

$$Q_{\text{схід}} = (F_{\text{схід}} \cdot K_{\text{зов}}^{\text{с}} \cdot \theta_{\text{зов}}) = (61,37 \cdot 0,367 \cdot 31) = 698,2 \text{ Вт}. \quad (2.12)$$

Теплоприпливи крізь західну стіну:

$$Q_{\text{зах}} = F_{\text{зах}} \cdot K_{\text{пер}}^{\text{кам}} \cdot \theta_{\text{ср}} = 61,37 \cdot 0,385 \cdot 5 = 118,13 \text{ Вт}. \quad (2.13)$$

Визначення теплоприпливів крізь ізольовану підлогу

Через те, що підлоги не мають обігрівальних пристроїв, то теплоприпливи крізь підлогу визначимо підсумовуванням теплоприпливів крізь умовні зони шириною 2м.

$$Q_{\text{під}} = \theta_{\text{зов}} \cdot \sum_{i=1}^4 k_{\text{умі}} \cdot F_i \cdot m, \quad (2.14)$$

$k_{\text{умі}}$ – умовний коефіцієнт теплопередачі відповідної зони підлоги $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

m – коефіцієнт, що характеризує відносне зростання термічного опору за наявності ізоляції.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		25

$$m = 1 / (1 + 1,25(2,42)) = 0,248 \quad (2.15)$$

F_i - площі відповідних зон підлоги охолоджуваного об'єкта

$$F_1 = 63,4\text{м}^2; F_2 = 54,4\text{м}^2; F_3 = 43,4\text{м}^2; F_4 = 94\text{м}^2;$$

$$k_{ум1} = 0,48 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}; k_{ум2} = 0,24 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}; k_{усл3} = 0,12 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К};$$

$$k_{ум4} = 0,07 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К};$$

$$Q_{під} = 31 \cdot (63,4 \cdot 0,48 + 54,4 \cdot 0,24 + 43,4 \cdot 0,12 + 94 \cdot 0,07) \cdot 0,248$$

$$Q_{під} = 424,9 \text{ кВт.}$$

Теплоприпливи крізь перекриття:

$$Q_{пер} = F_{пер} \cdot k_{б.п} \cdot \theta_{зов} = 249,12 \cdot 0,3742 \cdot 31 = 2889,8 \text{ Вт} \quad (2.16)$$

Теплоприпливи від сонячної радіації:

$$Q_{с.р} = Q_{с.р.п}; \quad (2.17)$$

$Q_{с.р.п}$ - от сонячної радіації: (від стелі),

$$Q_{с.р.п} = F_{ст} \cdot k_{б.п} \cdot \Delta t_{б.с.п}; \quad (2.18)$$

де $\Delta t_{б.с.п}$ - надмірна різниця температур внаслідок дії сонячної радіації:

$$\Delta t_{б.с.п} = \rho \cdot \frac{q_c \cdot \varepsilon_c}{\alpha_3}; \quad (2.19)$$

$\rho = 1$ – коефіцієнт проникнення, який залежить від масивності стін

$q_c = 789 \text{ Вт/м}^2$ – розрахункова напруга сонячної радіації для літнього періоду;

$\varepsilon_c = 0,65$ – коефіцієнт поглинання сонячної радіації поверхнею огорожі (для бетону)

$\alpha_3 = 2,3 + 11,6\sqrt{\omega} \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ – коефіцієнт тепловіддавання від нагрітої сонцем поверхні;

$\omega = 2 \text{ м/с}$ - швидкість повітря біля зовнішньої поверхні огорожі.

$$\alpha_3 = 2,3 + 11,6 \sqrt{\omega} = 2,3 + 11,6 \sqrt{2} = 18,7 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

$$\Delta t_{б.с.п} = 1 \cdot \frac{789,2 \cdot 0,65}{18,7} = 27,43^\circ\text{C},$$

$$Q_{с.р.п} = 249,12 \cdot 0,374 \cdot 27,43 = 2555,6 \text{ Вт.}$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		26

Теплоприпливи від охолоджувальних конструкцій:

$$Q_1 = Q_{\text{півн}} + Q_{\text{схід}} + Q_{\text{зах}} + Q_{\text{півн}} + Q_{\text{під}} + Q_{\text{пер}} + Q_{\text{с.р}} \\ = 918,8 + 625,34 + 698,2 + 118,13 + 424,9 + 2889,8 \\ + 2555,6 = 8230,7 \text{Вт};$$

Теплоприпливи від вантажів під час холодильної обробки (Q₂)

$$Q_2 = Q_{2\text{п}} + Q_{2\text{т}} \text{ Вт}; \quad (2.20)$$

де Q_{2п} – теплоприпливи від продукту в процесі холодильної обробки:

$$Q_{2\text{п}} = \frac{M_{\text{сут}} \cdot c_p (t_{\text{нач}} - t_{\text{кон}})}{0.0864} \text{ Вт}; \quad (2.21)$$

t_{поч} = 3⁰С – температура продукту, що надходить на холодильну обробку;

t_{кін} = 0⁰С температура продукту, за середньої за його обсягом кінцевої температури;

c_p = 2.56 $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ – питома теплоємність твердого сиру.

M_{сут} = 5,04 т/сут;- добове надходження сиру; приймаємо 20% від ємності камер.

$$Q_{2\text{п}} = 5.04 \cdot 2.56 \cdot (3 - 0) / 0.0864 = 448 \text{Вт}$$

Q_{2т} - теплоприпливи від тари

Q_{2т} = 0 (у камері №1 сир зберігається без тари)

Теплоприпливи від вентиляції камери (Q₃)

$$Q_3 = M \cdot (h_{\text{нар}} - h_{\text{кам}}) \text{ Вт}; \quad (2.22)$$

Де M – масова витрата вентиляційного повітря кг/с;

$$M = \frac{V_{\text{к}} \cdot a \cdot \rho}{24 \cdot 3600} \text{ кг/с}; \quad (2.23)$$

V_к – об'єм вентилязованого приміщення, м³;

$$V_{\text{к}} = F_{\text{пол}} \cdot h_{\text{кам}} = 249,12 \cdot 4 = 996.4 \text{ м}^3; \quad (2.24)$$

a = 3– кратність циркуляції повітря для камер зберігання сиру

ρ = 1,290 кг/м³ – густина повітря при температурі та відносній вологості повітря в камері;

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		27

$$M = \frac{996,4 \cdot 3 \cdot 1,290}{24 \cdot 3600} = 0,0446 \text{ кг/с};$$

$h_{\text{нар}} = 79.510 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія зовнішнього повітря;

$h_{\text{кам}} = 8.02 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія повітря в камері;

$$Q_3 = 0,0446 \cdot (79.510 - 8.02) = 3190 \text{ Вт.}$$

Експлуатаційні теплоприпливи. (Q4).

Ці теплоприпливи виникають внаслідок освітлення камер, перебування в них людей, роботи електродвигунів та відчинення дверей.

Теплоприпливи від освітлення q_1 кВт розраховуємо за формулою:

$$q_1 = q_4 \cdot j_{\text{св}} \cdot F_{\text{під}}; \quad (2.25)$$

$q_4' = 3 \text{ Вт/м}^2$ - питома норма потужності світильників

$j_{\text{св}} = 0.33$ - коефіцієнт одночасної роботи світильників

$$q_1 = q_4' \cdot j_{\text{св}} \cdot F_{\text{стр1}} = 3 \cdot 0.33 \cdot 249,12 = 246,6;$$

Теплоприпливи від перебування людей:

$$q_2 = (q_2') \cdot n_{\text{л}}$$

$q_2' = 270 - (6 t_{\text{к}}) = 270$ тепловиділення однієї людини при помірній фізичній роботі.

$n_{\text{л}} = 2$ - кількість людей, які працюють у цьому приміщенні

$$q_2 = 270 \cdot 2 = 540 \text{ Вт};$$

Теплоприпливи від працюючих електродвигунів:

$$q_3 = N_{\text{ел.дв}} \cdot j_{\text{дв}}; \quad (2.26)$$

$N_{\text{ел.дв}}$ - розрахункова потужність двигуна;

$$N_{\text{ел.дв}} = 1,2 \cdot (Q_1 + Q_2 + Q_3) \cdot m_{\text{дв}}; \quad (2.27)$$

$m_{\text{дв}} = 0,06$ – коефіцієнт, зумовлений як відношення потужності електродвигуна до холодопродуктивності.

$$N_{\text{ел.дв}} = 1,2 \cdot (Q_1 + Q_2 + Q_3) \cdot m_{\text{дв}} = 1,2 \cdot (8230,7 + 448 + 3190) \cdot 0,06 = 854,54 \text{ Вт};$$

$j_{\text{дв}}$ – коефіцієнт одночасності роботи устаткування з електродвигунами

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		28

$$j_{дв} = 0,68;$$

$$q_3 = 886,9 \cdot 0,68; = 518,09 \text{Вт};$$

Теплоприпливи при відчиненні дверей:

$$q_4 = B \cdot F_{під} \quad (2.28)$$

B - питомий приплив теплоти при відчиненні дверей, віднесений до 1 м^2 площі підлоги, $\text{Вт} / \text{м}^2$.

$$B = 9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \quad (\text{при площі приміщення від } 50 \dots 150 \text{ м}^2)$$

$F_{під}$ - площа підлоги,

$$F_{під} = 249,12 \text{ м}^2$$

$$q_4 = B \cdot F_{під} = 9 \cdot 249,12 = 2242 \text{ Вт}.$$

Експлуатаційні теплоприпливи визначаємо як суму теплоприпливів окремих видів:

$$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 = 246,6; +540 + 518,09 + 2242 = 3546,6 \text{кВт}. \quad (2.29)$$

Теплоприпливи від продуктів при диханні. Q_5

$$Q_5 = G_{пр} q_{над} + q_{зб} (G_{кам.1} - G_{пр}). \quad (2.30)$$

Де $G_{кам.1} = 25,7$ т ємність камери.

$G_{пр} = 5,7$ т – максимальне одноразове надходження сиру в камеру

$q_{над} = 67,7 \text{Вт/т}$ – питома тепловиділення сиру за температури надходження;

$q_{зб} = 67,7 \text{Вт/т}$ – питома тепловиділення сиру при та температурі зберігання;

$$Q_5 = 5,7 \cdot 67,7 + 67,7 \cdot (25,7 - 5,7) = 1739,89 \text{Вт}$$

Сумарні теплоприпливи в камеру:

$$\sum Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 \quad (2.31)$$

$$\sum Q_0 = 8230,7 + 448 + 3190 + 3546,6 + 1739,8 = 17155,1 \text{Вт}.$$

Розрахунки для другої камери зводимо до таблиць (2.1-2.2).

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		29

Таблиця 2.1 – Зведена таблиця теплоприпливів в камери крізь огорожі

№камери		k	F _{буд}	θ	Δt _c	Q ₁
1 Камера	Північ	0,402	73,73	31	-	918,8
	Захід	0,385	61,37	5		118,137
	Південь	0,456	73,73	18,6	-	625,34
	Схід	0,367	61,37	31		698,2
	Підлога	0.39	249,12		-	424,9
	Перекриття	0.374	249,12	31		2889,8
	Солн. радіація				27.43	2555,6
	Σ				-	8230,7
2 Камера	Північ	0,402	28.55	31	-	355,79
	Захід	0,385	61,37	5		118,13
	Південь	0,456	28.55	18,6		242,149
	Схід	0,385	61,37	5	-	118,137
	Підлога	0.390	96.48		-	246,8
	Перекриття	0.374	96.48	31	-	1118,5
	Солн. радіація				27.43	989,77
	Σ				-	3189
3 Камера	Північ	0,402	22.162	26		231,63
	Захід	0,367	35,8	15,6		204,96
	Південь	0,456	22.162	15,6		157,65
	Схід	0,385	35,8	5		68,915
	Підлога	0.39	43.68	9		133,2
	Перекриття	0.3742	43.68	26		424,97
	Солн. радіація				27.43	448,34
	Σ					1666,9

Таблиця 2.2. – Зведена таблиця теплоприпливів в камери

	Q ₁ Вт	Q ₂ Вт	Q ₃ Вт	Q ₄ Вт				Q ₅ Вт	Q ₀ Вт	
				q ₁	q ₂	q ₃				q ₄
						N _{эл.дв}	ј _{дв}			
Камера №1	8230,7	448	3190	3546,09				1739,8	17155,1	
				246	540	518,09				2242
						854	0,68			
Камера №2	3189	257,39	1235	1463				-	6144,6	
				95,5	270	229,2				868,3
						337	0,68			
Камера №3	1666,9	70,19	493	785,6				-	3015	
				43,2	240	109				393,1
						160,7	0,68			
Σ								-	26314,7	

Розрахункове теплове навантаження обладнання та компресорів.

Приймаємо компресорно-конденсаторний агрегат, що складається з 2х спіральних компресорів, оливовідокремлювача, лінійного ресивера, відокремлювача рідини та горизонтального повітряного конденсатора- цей агрегат працює на камери №1,2. Камера №3 укомплектована своїм компресорно-конденсаторним агрегатом.

2.5 Тепловий розрахунок холодильної машини и підбір компресора

На сектор комерційного холоду припадає приблизно 32% світового споживання холодоагентів типу – HFCs.

Найбільш часто використовуваними холодоагентами для комерційних систем всіх температурних рівнів є R-404a, R-134a, і R-507A [6,7] У Європі встановлено ліміт GWP у 2500 з 01.01.2020 р. та 150 з 01.01.2022 р. на холодоагенти, що використовуються у комерційних системах, що призводить до припинення використання холодоагентів з високим GWP [4]. Такий регламент передбачає використання холодоагентів A2, A2L або A3, оскільки на даний момент альтернатив A1 не існує [5], крім діоксиду вуглецю (R744), який не враховується промисловістю через збільшення вартості системи та через те, що при використанні одноступінчастих циклів досягається низька енергоефективність. Таким чином, впровадження холодоагентів A2L з низьким GWP для комерційного охолодження має забезпечувати безпеку, енергоспоживання та економічну ефективність порівняно з іншими рішеннями з низьким GWP. Хорошою альтернативою існуючим холодоагентам з низько-, середньо-і високотемпературним застосуванням в нових системах може служити холодоагент Solstice® L40X (R-455A). R-455A, який є слабозаймистою зеотропною сумішню класу A2L, що відповідає новим європейським нормам завдяки своєму низькому потенціалу глобального потепління (GWP), який становить всього 145. Крім того, R-455A забезпечує близьку продуктивність R-404A, розширений робочий діапазон порівняно з пропаном або холодоагентами для кондиціонування повітря. R-455A сертифікований для використання у багатьох провідних компресорних технологіях, включаючи Tecumseh, Bitzer, Emerson, Boyard та Frascold, а багато інших OEM-виробників компресорів та компресорно-конденсаторних агрегатів також схвалили або знаходяться на заключних етапах випробувань при інтеграції у відповідні системні архітектури.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		32

Виходячи з вищесказаного для нашого технічного рішення в холодильних машинах будемо використовувати холодоагент R-455A

Вихідні дані для теплового розрахунку камер №1, №2:

Холодопродуктивність машини: $Q_0=23,3$ кВт

Холодильний агент: R-455A.

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

Тип приладу охолодження: повітроохолоджувач.

Температура кипіння холодогента: $t_o = -10^{\circ}\text{C}$.

Температура навколишнього середовища: $t_{\text{навк.сер}} = +31^{\circ}\text{C}$.

Тип конденсатора: повітряний

Температура конденсації: $t_k = 40^{\circ}\text{C}$.

Температура всмоктуючих газів: 20°C .

Переохолодження в конденсаторі: 0

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		33

Тепловий розрахунок одноступінчастої холодильної машини

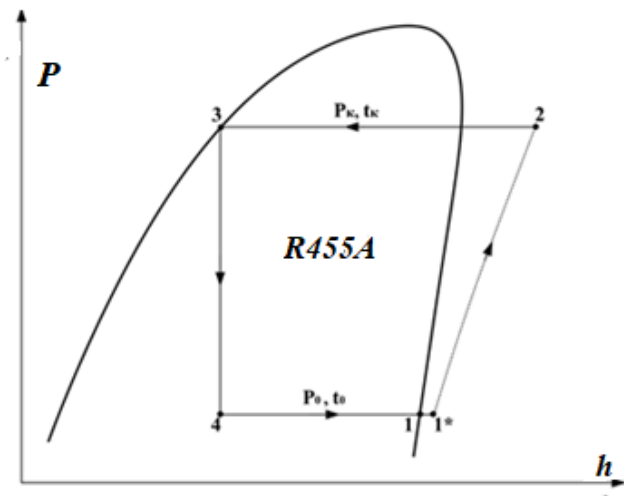


Рисунок 2.1 – Цикл машини в діграмі (p-h)

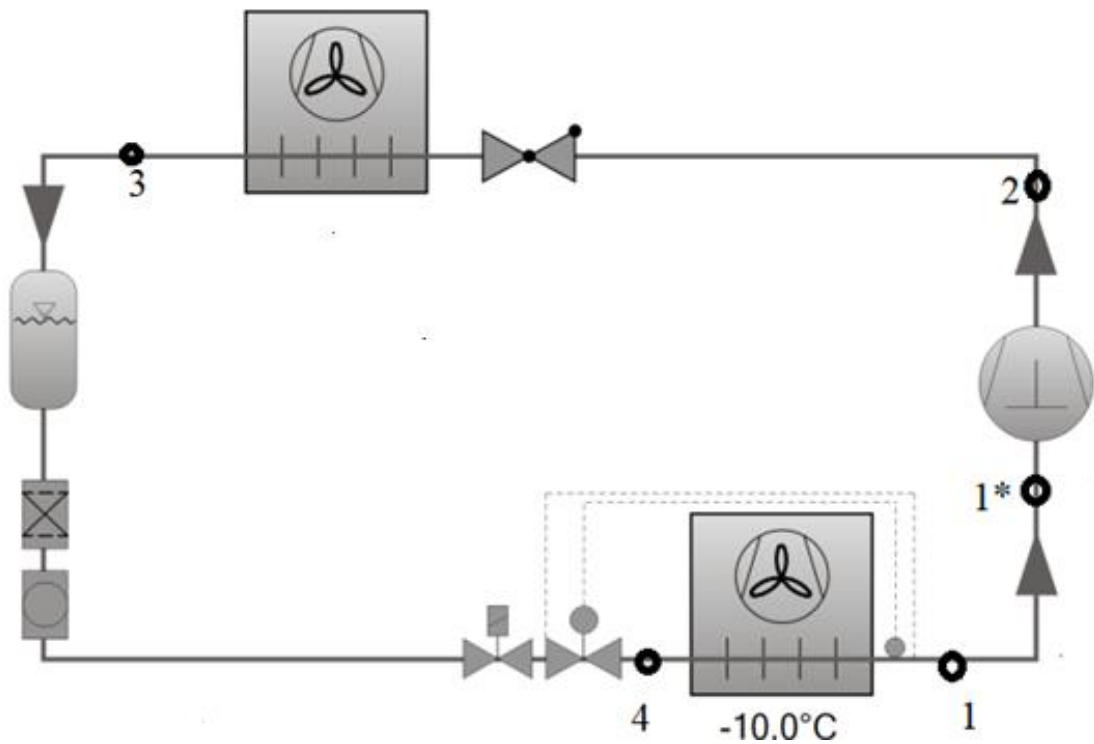


Рисунок 2.2– Принципова схема машини

Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата

Таблиця 2.3 – Термодинамічні параметри у вузлових точках

Параметри	Одиниці вимірювань	Точки				
		1	1*	2	3	4
Тиск, p	МПа	3,412	3,412	15,568	15,568	3,412
Температура, t	°С	-10	20	85	29,8	-16
Ентальпія, h	кДж/кг	387,04	414,71	453,5	245,18	245,18
Об'єм, v	кг/м ³		0,076	0,0187	0,00098	

Питомі характеристики циклу.

Питома масова холодопродуктивність:

$$q_0 = h_1 - h_4 = 387,04 - 245,18 = 141,86 \text{ (кДж/кг)}. \quad (2.32)$$

Питома об'ємна холодопродуктивність:

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{141,86}{0,07671} = 1849,30 \text{ (кДж/м}^3\text{)}. \quad (2.33)$$

Питома адіабатна робота стискання:

$$w_a = h_2 - h_1 = 453,5 - 414,71 = 38,79 \text{ (кДж/кг)}. \quad (2.34)$$

Питоме тепло, відведене в конденсаторі

$$q_k = h_2 - h_3 = 453,5 - 245,18 = 208,32 \text{ (кДж/кг)}. \quad (2.35)$$

Масова витрата агента.

$$M_a = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{23,3}{141,86} = 0,1642 \text{ (кг/с)}. \quad (2.36)$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресора

$$V_o = M_a \cdot v_1 = 0,1642 \cdot 0,0767 = 0,01259 \text{ м}^3\text{/с} \quad (2.37)$$

Коефіцієнт подавання для спіральних компресорів приймаємо за графіком [8]:

$$\lambda = 0,77. \quad (2.38)$$

Теоретичний об'єм компресора:

$$V_m = \frac{V_o}{\lambda}, \text{ м}^3\text{/с}; \quad (2.39)$$

$$V_m = \frac{0,01259}{0,77} = 0,0163 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot w_a = 0,1642 \cdot 38,79 = 6,369 \text{ кВт} . \quad (2.40)$$

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i}, \text{ кВт} \quad (2.41)$$

де η_i - індикаторний ККД $\eta_i = 0,818$.

$$N_i = \frac{6,369}{0,818} = 7,78 \text{ кВт} \quad (2.42)$$

Потужність тертя:

$$N_{\text{тер}} = V_m \cdot p_{\text{ітер}}, \text{ кВт} \quad (2.43)$$

Де $p_{\text{ітер}}$ – середній індикаторний тиск тертя

$$N_{\text{тер}} = 0,0163 \cdot 50 = 0,815 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність компресора (потужність на валу компресора):

$$N_e = N_{\text{тер}} + N_i, \text{ кВт} \quad (2.44)$$

$$N_e = 0,815 + 7,78 = 8,5 \text{ кВт}.$$

Тепло відведене в конденсаторі:

$$Q_k = Q_0 + N_e \text{ кВт} \quad (2.45)$$

$$Q_k = 23,3 + 9,23 = 32,53 \text{ кВт}.$$

Електрична потужність компресора:

$$N_{\text{ел}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{ел.дв}}} = \frac{8,5}{0,92} = 9,23 \text{ кВт} \quad (2.46)$$

Термодинамічна ефективність машини в цілому:

Теоретичний коефіцієнт перетворення

$$COP_{\text{теор}} = \frac{q_0}{w} = \frac{141,86}{38,79} = 3,65 \quad (2.47)$$

Коефіцієнт перетворення циклу Карно

$$COP_{\text{Карно}} = \frac{T_o}{T_k - T_o} = \frac{263}{313 - 263} = 5,26 \quad (2.48)$$

Теоретична ступінь термодинамічної досконалості

$$\eta_{\text{СТС}}^{\text{теор}} = \frac{COP_{\text{теор.}}}{COP_{\text{Карно}}} = \frac{3,65}{5,26} = 0,69 \quad (2.49)$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		36

Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$COP_{дійс} = \frac{Q_0}{N_{ел}} = \frac{23,3}{9,23} = 2,52 \quad (2.50)$$

Дійсна ступінь термодинамічної досконалості

$$\eta_{СТС}^{дійств} = \frac{COP_{дійств}}{COP_{Карно}} = \frac{2,52}{5,26} = 0,479 \quad (2.51)$$

Підбір компресора.

Камери №1,2 укомплектовуємо наступним обладнанням: 2 компресора спіральних фірми «BITZER» марки: ESH725Y-40S

Характеристики компресора:

Об'ємна продуктивність- $V_m=30,2\text{м}^3/\text{ч}$.

Вага -84 кг.

Тип оливи: BSE32K

напруга мотора – (380-420В -3-50Гц).

Межі застосування компресора ESH725Y-40S на робочій речовині R455A

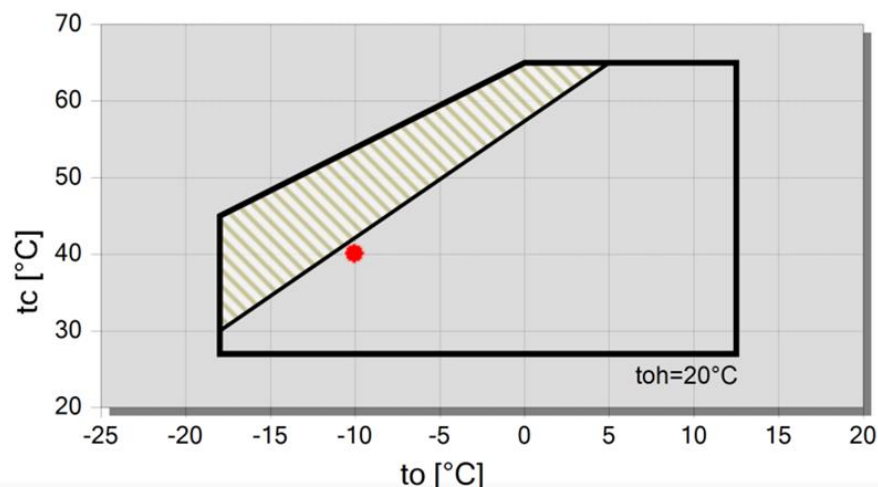


Рисунок 2.3 – Межі застосування компресора ESH725Y-40S

Умовні позначення: : перегрів всмокт. парів ≤ 10K

До складу холодильної машини також входять горизонтальний повітряний конденсатор із тепловим навантаженням: $Q_k=32,53\text{кВт}$, фільтр осушувач, лінійний ресивер, оливовідокремлювач, відокремлювач рідини.

Усю машину збираємо у вигляді моноблоку.

У технічному завданні на проектування зазначено, що приміщення об'ємом 160 м³ повинно мати власну систему охолодження, незалежну від інших камер.

Таким чином камера №3 буде оснащена своїм компресорно-конденсаторним агрегатом, до складу якого входить напівгерметичний поршневий компресор.

Вихідні дані для теплового розрахунку камери №3

Холодопродуктивність машини: $Q_0=3,1\text{кВт}$

Холодильний агент: R455A.

Температура у камері: $t_k = 5^{\circ}\text{C}$

Тип приладу охолодження: охолоджувач повітря

Температура кипіння робочої речовини: $t_o = -5^{\circ}\text{C}$

Температура навколишнього середовища: $t_{\text{окр.ср}} = +31^{\circ}\text{C}$

Тип конденсатора: повітряний

Температура конденсації: $t_k = +40^{\circ}\text{C}$

Температура всмоктувальних газів: $+25^{\circ}\text{C}$

Схема та цикл машини не змінюються (рис.2.1-2.3)

Таблиця 2.4 – Термодинамічні параметри у вузлових точках циклу (камера №3)

Параметри	Одиниці вимірювань	Точки				
		1	1*	2	3	4
Тиск, p	МПа	4,079	4,079	15,568	15,568	15,568
Температура, t	$^{\circ}\text{C}$	-5	25	82	41	-5
Ентальпія, h	кДж/кг	410	435	475	245,18	245,18
Об'єм, v	кг/м ³		0,071	0,0188		

Таблиця 2.5 – Питомі характеристики циклу для камери №3

t_0 °C	q_0 кДж/кг	$w_a,$ $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$q_v,$ $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$q_k,$ $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
-5	154	40	2169	219

Таблиця 2.6 – Повні характеристики циклу

t_0 °C	Q_0 кВт	$M_a,$ $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$V_D,$ $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$	$V_h,$ $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$	$N_a,$ кВт	$N_i,$ кВт	$N_{\text{тер}},$ кВт	$N_e,$ кВт	COP_0	$\eta_0^{\text{СТС}}$
-5	3,1	0,020	$1,61 \cdot 10^{-3}$	$2,196 \cdot 10^{-3}$	0,88	1,28	0,109	1,38	2,3	0,4

$$Q_k = Q_0 + N_e \text{ при } Q_0 = 3,1 \text{ кВт} . Q_k = 3,1 + 1,38 = 4,48 \text{ кВт}$$

Підбираємо компресорно-конденсаторний агрегат фірми «BITZER» марки: LN32/2KES-05Y-40S.

Характеристики компресорно-конденсаторного агрегата:

Вага- 71 кг.

Приєднання лінії всмоктування: -16мм 5/8";

Приєднання лінії нагнітання:-10мм-3/8".

До складу, якого входить компресор фірми «BIZER» марки: 2KES-0.5Y-40S.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		39

2.6 Тепловий розрахунок повітроохолоджувача

Розрахунок виконувався за наступними припущеннями: середні параметри повітря в повітроохолоджувачі рівні параметрам повітря в охолоджуваному приміщенні, температурі кипіння робочої речовини і поверхні теплообмінної секції постійні.

Розрахунок проводимо для повітроохолоджувача камери №1 (зберігання твердого сиру), причому загальне навантаження на камеру розподілимо на 2 повітроохолоджувача.

Для повітроохолоджувача, що проектується приймаємо такі вихідні дані:

$Q_0 = 9 \text{ кВт}$ - холодопродуктивність апарата;

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

$t_0 = -10^\circ \text{C}$ - температура кипіння;

Геометричні розміри і тип ребристої поверхні:

- обираємо оребрення з квадратними пластинчастими ребрами (РП):

$d_{mp} \times \delta_{mp} = (12 \times 1) \text{ мм}$ - діаметр и товщина стінки труби;

$\delta_{op} = 0.4 \text{ мм}$ - товщина біля основи ребра;

$\delta_{ep} = 0.4 \text{ мм}$ - товщина у вершини ребра;

$u_p = 7 \text{ мм}$ - крок ребра;

$A \times B = (50 \times 50) \text{ мм}$

швидкість повітря в "живому перерізі" апарату: $\omega = 3 \text{ м/с}$,

Матеріал ребер –алюміній, $\lambda_a = 180 \text{ Вт/м}^2 \text{К}$;

Товщина інію: $\delta_i = 1 \text{ мм}$;

Коефіцієнт теплопровідності інію: $\lambda_i = 0.25 \text{ Вт/м}^2 \text{К}$.

Задаємося величиною подоходження повітря: Δt_B

глибина охолодження повітря в апараті: $\Delta t_n = 4^\circ \text{C}$, приймаємо по графіку[9] при

$t_k = 0^\circ \text{C}$ знаходимо температурний напір: $\theta_m = 7,83$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		4.0

тоді $t_{вх.п} = 0^{\circ}C$; $t_{вих.п} = -4^{\circ}C$

$t_{ср.п} = 0.5 \cdot (0 + (-4)) = -2^{\circ}C$;

задаємося величиною середньої температури поверхні інею: t_i , за умовою

$t_{п.м} < t_i < t_{ср.п}$, тогдa $t_i = t_{ср.п} - (0.1 \dots 0.9) \cdot \theta_m = -2 - (0,8 \cdot 7,83) = -8,87^{\circ}C$.

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

Таблиця 2.7 – Параметри повітря в повітроохолоджувачі

φ %	$d_i \cdot 10^{-3} \text{ кг} / \text{кг}$			$h_i \text{ кДж} / \text{кг}$						
	$t_{кам}$	t_2	t_i	$d_{кам}$	$d_{кам}''$	d_2	d_i''	$h_{кам}$	h_2	h_3
85	0	-4	-8,2	3,21	3,78	2,23	1,79	8,02	1,30	-3,59

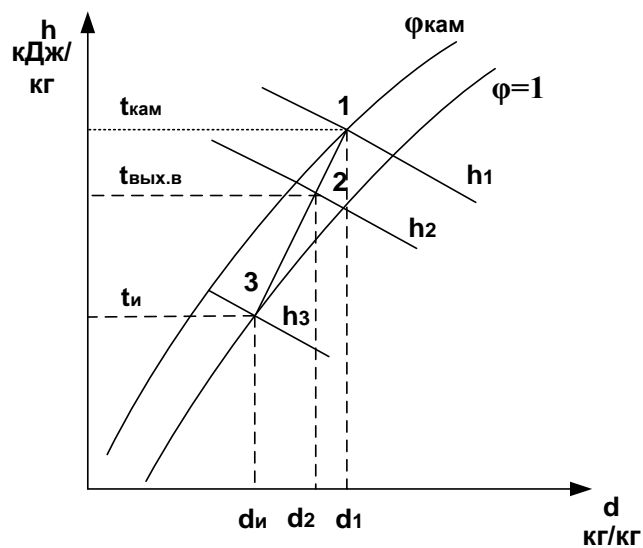


Рисунок 2.4 – Процес зміни стану повітря в повітроохолоджувачі:

Розрахунок геометричних характеристик ребристого елемента вільного від інею:

Розрахунок геометричних характеристик ребристого теплопередавального елемента:

де: f_p – зовнішня поверхня ребра, m^2

$$f_p = 2 \cdot (A \times B - 0.785 \cdot d_3^2); \quad (2.52)$$

$$f_p = 2 \cdot (55 \cdot 10^{-3} \cdot 55 \cdot 10^{-3} - 0.785 \cdot (12 \cdot 10^{-3})^2) = 4,77 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

f_{mp} – зовнішня поверхня труби між двома суміжними ребрами, м²

$$f_{mp} = \pi \cdot d_3 (u - \delta_{op}), \quad (2.53)$$

$$f_{mp} = \pi \cdot 12 \cdot 10^{-3} (7 \cdot 10^{-3} - 0.4 \cdot 10^{-3}) = 2.48 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

$f_{вн}$ - внутрішня поверхня труби ребристого елемента; м²

$$f_{вн} = \pi \cdot d_{вн} \cdot u, \quad (2.54)$$

$$f_{вн} = \pi \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot 7 \cdot 10^{-3} = 2.199 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

f_3 – повна зовнішня поверхня ребристого елемента, м²

$$f_3 = f_p + f_{mp}, \quad (2.55)$$

$$f_3 = 4,77 \cdot 10^{-3} + 2,48 \cdot 10^{-4} = 5,018 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Коефіцієнт β та ступінь ребра теплообмінної поверхні:

$$\beta = \frac{f_3}{f_{вн}} = \frac{5,018 \cdot 10^{-3}}{2,199 \cdot 10^{-4}} = 22,81 \quad (2.56)$$

$$\phi = \frac{f_3}{\pi \cdot d_3 \cdot u} = \frac{5,018 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 12 \cdot 10^{-3} \cdot 7 \cdot 10^{-3}} = 19,01 \quad (2.57)$$

Умовний ступінь ребра теплообмінної поверхні:

$$\beta_3 = \frac{f_3}{f_{mp}} = \frac{5,018 \cdot 10^{-3}}{2,48 \cdot 10^{-4}} = 20,23 \quad (2.57)$$

Мінімальний «живий» переріз одного ребристого елемента, м²

$$f_{жс-п} = (S_1 - d_3) \cdot (u_p - \delta_p);$$

$$f_{жс-п} = (50 \cdot 10^{-3} - 12 \cdot 10^{-3}) \cdot (7 \cdot 10^{-3} - 0.4 \cdot 10^{-3}) = 2.508 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

де

S_1 - крок пучків труб при коридорному розташуванні:

$$S_1 = B = 50 \text{ мм}.$$

Температура кипіння робочого тіла $t_0 = -10^0 \text{ C}$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		42

Визначаємо теплофізичні властивості вологого повітря за середньої температури повітря $t_{cp,n} = -2^{\circ}C$:

λ - коефіцієнт теплопровідності повітря: $\lambda = 2.42 \cdot 10^{-2} \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$;

ν - кінематична в'язкість повітря: $\nu = 13.06 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

Критерій Прандтля: $Pr = 0,709$

Густина повітря: $\rho_n = 1,299 \text{ кг} / \text{ м}^3$

Коефіцієнт тепловіддавання від повітря до зовнішньої ребренної поверхні:

$$\alpha_k = \frac{Nu \cdot \lambda}{u} \quad (2.58)$$

Число Нусельта розраховуємо за формулою для коридорного пучка труб із пластинчастими ребрами:

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot \left(\frac{L_p}{d_{екв}} \right)^m, \quad (2.59)$$

L_p – ширина однієї пластини (ребра) по ходу руху повітря; в даному випадку

$$L_p = B = 50 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$d_{екв}$ – еквівалентний діаметр, м

$$d_{екв} = \frac{2 \cdot [(S_1 - d_3) \cdot (u - \delta_p)]}{[(S_1 - d_3) + (u - \delta_p)]} \quad (2.60)$$

$$d_{екв} = \frac{2 \cdot [(50 \cdot 10^{-3} - 12 \cdot 10^{-3}) \cdot (7 \cdot 10^{-3} - 0,4 \cdot 10^{-3})]}{[(50 \cdot 10^{-3} - 12 \cdot 10^{-3}) + (7 \cdot 10^{-3} - 0,4 \cdot 10^{-3})]} = 0,01124 \text{ м}$$

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega \cdot d_{екв}}{\nu}, \quad (2.61)$$

$$Re = \frac{3 \cdot 0,01124}{13,06 \cdot 10^{-6}} = 2581,9.$$

$$Nu = 0,3502 \cdot 2581,9^{0,47} \cdot \left(\frac{50 \cdot 10^{-3}}{0,01124} \right)^{-0,11} = 11,92$$

$$\alpha_k = \frac{11,92 \cdot 2,42 \cdot 10^{-2}}{7 \cdot 10^{-3}} = 41,24 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		43

Коефіцієнт вологовипадання:

$$\xi = 1 + \frac{d_{\text{кам}} - d_w''}{t_{\text{кам}} - t_w} \cdot \frac{r - h_w}{c_p}, \quad (2.62)$$

r – прихована теплота фазового переходу, при $t_w > 0$, $r = 2501$ кДж/кг,

h_w – ентальпія вологи

c_p' – теплоємність вологого повітря, приймаємо

$$c_p' = 1.006 + 1.87 \cdot 8.405 \cdot 10^{-3} = 1.021 \text{ кДж/кг}$$

$$\xi = 1 + \frac{3,21 \cdot 10^{-3} - 1,79 \cdot 10^{-3}}{0 + 8} \cdot \frac{2501 + 3,59}{1,009} = 1,43;$$

Коефіцієнт тепловіддачі з урахуванням вологовипадання:

$$\alpha_n = \alpha_k \cdot \xi \quad (2.63)$$

$$\alpha_n = 41,2 \cdot 1,43 = 58,97 \text{ Вт/(м}^2\text{К)};$$

Коефіцієнт ефективності ребра:

$$E = \frac{th(mh')}{mh'}, \quad (2.64)$$

де h' – умовна висота ребра:

$$h' = 0.5 \cdot d_s \cdot (\rho - 1) \cdot (1 + 0.35 \cdot \ln \rho), \quad (2.66)$$

при використанні пластинчастих прямокутних ребер: \Rightarrow

$$\rho = 1.28 \cdot \left[\frac{B}{d_n} \right] \cdot \left[\frac{A}{B} - 0.2 \right]^{0.5} = 1.28 \cdot \left[\frac{50}{12} \right] \cdot \left[\frac{50}{50} - 0.2 \right]^{0.5} = 4.77, \quad (2.67)$$

таким чином

$$h' = 0.5 \cdot 12 \cdot 10^{-3} \cdot (4.7 - 1) \cdot (1 + 0.35 \cdot \ln 4.7) = 0.034 \text{ м};$$

mh' - безрозмірний комплекс:

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_6}{\delta_p \cdot \lambda_p}}; \quad (2.68)$$

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot 58,97}{0,4 \cdot 10^{-3} \cdot 180}} = 40,47 \frac{1}{\text{м}};$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		44

$$m \cdot h' = 40,47 \cdot 0,034 = 1,37;$$

$$E = \frac{th(1,37)}{1,37} = 0,64.$$

Умовний коефіцієнт тепловіддавання, віднесений до зовнішньої поверхні ребристого елемента:

$$\alpha_{np.3} = \alpha_n \cdot (f_p \cdot E \cdot \psi \cdot c_k + f_{mp}) / f_3, \text{ Вт/м}^2\text{К}; \quad (2.69)$$

де c_k – коефіцієнт, що враховує контактний термічний опір між ребром та трубою;

$c_k = 0,86$ – для мідних труб із пластинчастими алюмінієвими ребрами;

ψ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність тепловіддавання по висоті ребра;

$$\psi = 1 - 0,058 \cdot mh' = 1 - 0,058 \cdot 1,37 = 0,92. \quad (2.70)$$

Таким чином,

$$\alpha_{np.3} = 58,97 \cdot \left(\frac{4,77 \cdot 10^{-3} \cdot 0,64 \cdot 0,92 \cdot 0,86 + 2,48 \cdot 10^{-4}}{5,018 \cdot 10^{-3}} \right) = 31,29 \text{ Вт/(м}^2\text{К)};$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку холодильного агента:

$$\alpha_a = 32 \cdot q_{F_{\text{вн}}}^{0,15} \cdot (\omega \cdot \rho)^{0,47}, \quad (2.71)$$

Де $\omega \cdot \rho$ - масова швидкість холодоагенту в трубі охолоджувача повітря, приймається за графіком [9]

Щільність теплового потоку, віднесена до внутрішньої поверхні труби:

$$q_{F_{\text{вн}}} = \alpha_n (t_{\text{кам}} - t_w) \cdot \beta_3, \quad (2.72)$$

$$q_{F_{\text{вн}}} = 58,97 \cdot (8) \cdot 20,23 = 9543,7 \text{ Вт/м}^2;$$

$$\alpha_a = 32 \cdot 9543,7^{0,15} \cdot 1000^{0,47} = 3251,6 \text{ Вт/(м}^2\text{К)};$$

Коефіцієнт теплопередавання повітроохолоджувача віднесений до зовнішньої поверхні:

$$k_3 = \frac{1}{\left(1/\alpha_{np.3} + \beta_3/\alpha_a + \phi \cdot \delta_{mp} / \lambda_{mp} \right)}, \quad (2.73)$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		45

$$k_3 = \frac{1}{\left(1/31,29 + 20,23/3251,6 + 2 \cdot 10^{-3} \cdot 19,01/380\right)} = 26,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

Зовнішня поверхня повітроохолоджувача:

$$F_3 = \frac{Q_0}{k_3 \cdot \theta_m} = \frac{9 \cdot 10^3}{26,1 \cdot 7,83} = 44 \text{ м}^2. \quad (2.74)$$

2.6.1 Конструктивний розрахунок повітроохолоджувача

Об'ємна витрата повітря через повітроохолоджувач:

$$V_n = \frac{Q_0}{\rho_n (h_1 - h_2) \cdot 10^3} = \frac{9 \cdot 10^3}{1,29 \cdot (8,02 - 1,309) \cdot 10^3} = 1,039 \text{ м}^3 / \text{с}. \quad (2.75)$$

Мінімальна «живий» переріз повітроохолоджувача з інієм на теплообмінній поверхні:

$$F_{жс} = \frac{V_n}{\omega} = \frac{1,039}{3} = 0,34 \text{ м}^2; \quad (2.76)$$

Орієнтовні розміри теплообмінних секцій повітроохолоджувача у фронтальному перерізі:

Задаємося кількістю труб по ходу повітря: $z = 6$ штук.

Тоді, дійсна ширина

$$H = z_n \cdot S_1 = 6 \cdot 50 \cdot 10^{-3} = 0,3 \text{ м}.$$

Число ребристих елементів у фронтальному перерізі:

$$n_{жс} = \frac{F_{жс}}{f_{жс}} = \frac{0,34}{2,508 \cdot 10^{-4}} = 1356 \text{ шт}. \quad (2.77)$$

Сумарна довжина труб в апараті:

$$\sum L = z \cdot u_p = 1356 \cdot 7 \cdot 10^{-3} = 9,48 \text{ м}; \quad (2.78)$$

Довжина апарату:

$$l = \frac{\sum L}{z} = \frac{9,48}{6} = 1,58 \text{ м}, \quad (2.79)$$

Площа сухої зовнішньої поверхні одного ряду труб у фронтальному перерізі:

$$F_{з1} = f_3 \cdot n_{жс} = 1356 \cdot 5,018 \cdot 10^{-3} = 6,8 \text{ м}^2;$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		46

Орієнтовна кількість труб по ходу повітря:

$$z'_{np} = \frac{F_3}{F_{31}} = \frac{44}{6,8} = 6,4 \text{ шт, приймаємо конструктивно } 6 \text{ шт.} \quad (2.80)$$

глибина секції: $B = S_1 \cdot z_{np} = 50 \cdot 10^{-3} \cdot 6 = 0,30 \text{ м.}$

2.6.2 Аеродинамічний розрахунок повітроохолоджувача

Аеродинамічний опір оребреного пучка потоку повітря:

$$\Delta P = A \cdot \left(\frac{L}{d_{екв}} \right) \cdot (\omega \cdot \rho)^{1,7}, \quad (2.81)$$

де А- постійний коефіцієнт (при ретельному виконанні поверхонь)

$$A = 0,075; d_{екв} = 0,01124 \text{ м}^2; \omega \cdot \rho = 3 \cdot 1,29 = 3,87.$$

$$\Delta P = 0,075 \cdot \left(\frac{0,5}{0,01124} \right) \cdot (3,87)^{1,7} = 33,29 \text{ Па}$$

Аналогічні розрахунки проводимо для повітроохолоджувачів, встановлених в інших камерах. Підбираємо стандартні повітроохолоджувачі.

Характеристики повітроохолоджувачів заносимо до табл.2.8

Таблиця 2.8 – Характеристики повітроохолоджувачів

Номер камери	№2	№3
Параметри		
Познач. повітроохл.	ПО2	ПО3
Марка повітроохл.	Luvata ECO CTE 113H3 (ED)	Luvata ECO CTE 75H3 (ED)
Холодопродуктивність., кВт	6,5	3,05
Кількість повітр. в камері	1	1
Витрати повітря, м ³ /ч	3740	1870
Площа, м ²	6,8	3,4
Довжина струменя, м	15	15
Вентилятори	3шт 3~400V50HzΔ(Υ)	3шт 3~400V50HzΔ(Υ)
Габаритні розміри, м	1,55x0,56x0,56	2,1x0,615x0,56

2.7 Тепловий розрахунок повітряного конденсатора

Розрахунок виконуємо для конденсатора, який входить до складу моноблочної холодильної машини, яка охолоджує камери №1,2

Для повітряного конденсатора, що проектується, приймаємо такі вихідні дані:

Теплообмінна поверхня має пластинчасті ребра:

$d_3 = 10\text{мм}$ – зовнішній діаметр труби;

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

$\delta_{\text{тр}} = 1\text{мм}$ – товщина стінки труби;

$\delta_p = 0,3\text{мм}$ – товщина ребра;

$u_p = 3\text{мм}$ – крок між ребрами;

$S_1 = 30\text{мм}$ – крок між трубами.

$S_2 = S_1$, пучок-коридорний;

Характеристики конденсатора та параметри потоків:

$Q_k = 32,53\text{кВт}$ – теплове навантаження на конденсатор;

Середній температурний напір між R455A та повітрям:

$t_{n1} = 31^\circ\text{C}$ – температура повітря на вході в апарат;

$t_{n2} = t_k - (4...6)^\circ\text{C} = 35^\circ\text{C}$ – температура повітря на виході з апарата;

$t_k = 40^\circ\text{C}$ – температура конденсації;

$$\Delta t_{\delta} = t_k - t_{\delta 1} = 40 - 31 = 11^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = t_k - t_{\delta 2} = 40 - 35 = 5^\circ\text{C}$$

$$\theta_l = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m}\right)} = \frac{11 - 5}{\ln\left(\frac{11}{5}\right)} = 7,6^\circ\text{C} \quad (2.82)$$

Масова витрата повітря:

$$G_n = \frac{Q_k}{c_p \cdot \Delta t} = \frac{32,53}{1,005 \cdot (35 - 31)} = 8,084 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (2.83)$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		48

Об'ємна витрата повітря:

$$V_n = \frac{G_n}{\rho} = \frac{8,084}{1,147} = 7,048 \text{ м}^3 / \text{с} \quad (2.84)$$

Площа живого перерізу апарату:

$$F_{ж-н} = \frac{V_n}{\omega} = \frac{7,048}{3,89} = 1,81 \text{ м}^2, \quad (2.85)$$

де $\omega = 3,89 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ – швидкість повітря крізь апарат.

Геометричні характеристики ореброваної поверхні труби:

Площа теплопередаючої поверхні труби завдовжки 1 м:

внутрішня:

$$f_{вн1} = \pi \cdot d_{вн} = \pi \cdot 8 \cdot 10^{-3} = 0,025 \frac{\text{м}^2}{\text{м}}. \quad (2.86)$$

Зовнішня поверхня, що несе труби:

$$f_{01} = \pi \cdot d_3 = \pi \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 0,0314 \frac{\text{м}^2}{\text{м}}. \quad (2.87)$$

Повна зовнішня поверхня ребер та міжреберних ділянок:

$$f_{31} = \frac{1}{u_p} \cdot \left[2 \cdot (S_1 \cdot S_2 - \frac{\pi \cdot d_3}{n}) + (u_p - \delta_p) \cdot \pi \cdot d_3 \right], \text{ м}^2 \quad (2.88)$$

$$f_{н1} = \frac{1}{3 \cdot 10^{-3}} \cdot \left[2 \cdot (30 \cdot 10^{-3} \cdot 30 \cdot 10^{-3} - \frac{\pi \cdot 10 \cdot 10^{-3}}{4}) + (3 \cdot 10^{-3} - 0,3 \cdot 10^{-3}) \cdot \pi \cdot 10 \cdot 10^{-3} \right] = 1,11 \frac{\text{м}^2}{\text{м}}$$

Коефіцієнт оребрення:

$$\beta = \frac{f_{31}}{f_{вн1}} = \frac{1,11}{0,025} = 45. \quad (2.89)$$

Зовнішній ступінь оребрення:

$$\varphi_3 = \frac{f_{31}}{f_{01}} = \frac{1,11}{0,0314} = 35. \quad (2.90)$$

Кількість ребер на одному погонному метрі труби:

$$n_p = \frac{1000}{3} = 333 \text{ ребра.}$$

Конвективний коефіцієнт тепловіддавання від повітря до зовнішньої поверхні труби визначимо за рівнянням Іоффе.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		49

Еквівалентний діаметр труби:

$$d_e = \frac{2 \cdot (S_1 - d_3) \cdot (u_p - \delta_p)}{(S_1 - d_3) + (u_p - \delta_p)} = \frac{2 \cdot (30 \cdot 10^{-3} - 10 \cdot 10^{-3}) \cdot (3 \cdot 10^{-3} - 0,3 \cdot 10^{-3})}{(30 \cdot 10^{-3} - 10 \cdot 10^{-3}) + (3 \cdot 10^{-3} - 0,3 \cdot 10^{-3})} = 2,41 \text{ мм} \quad (2.91)$$

Живий переріз апарату:

Мінімальний «живий» переріз одного ребристого елемента:

$$f_{жс} = \frac{(S_1 - d_3) \cdot (u_p - \delta_p)}{1}, \text{ м}^2 \quad (2.92)$$

$$f_{жс} = \frac{(30 \cdot 10^{-3} - 10 \cdot 10^{-3}) \cdot (3 \cdot 10^{-3} - 0,3 \cdot 10^{-3})}{1} = 0,54 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Кількість ребер по фронту:

$$n_{\phi} = \frac{F_{жс-n}}{f_{жс}} = \frac{1,816}{0,54 \cdot 10^{-4}} = 33635 \quad (2.92)$$

Довжина труби у фронтальному перерізі:

$$l = \frac{n_{\phi}}{n_p} = \frac{33635}{333} = 101 \text{ м} \quad (2.93)$$

Довжину однієї труби по фронту приймаємо:

$$l_{\phi} = 1,94 \text{ м}$$

Кількість труб по фронту:

$$z = \frac{l}{l_{\phi}} = \frac{101}{1,94} = 52 \text{ шт.} \quad (2.94)$$

Ширина конденсатора по фронту:

$$H = z \cdot S_1 = 52 \cdot 30 \cdot 10^{-3} = 1,560 \text{ м} \quad (2.95)$$

При середній температурі повітря в апараті вибираємо теплофізичні властивості:

$$t_n = t_k - \theta_n = 40 - 7,6 = 32,4^{\circ} \text{ C}$$

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

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

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

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		50

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

Критерій Рельнольдса:

$$Re_e = \frac{\omega \cdot \rho \cdot d_e}{\mu} = \frac{3,89 \cdot 1,147 \cdot 2,41 \cdot 10^{-3}}{18,85 \cdot 10^{-6}} = 570,45 \quad (2.96)$$

Критерій Нуссельта:

$$Nu_n = 0,178 \cdot Re^{0,6} \cdot \left(\frac{l}{d_e}\right)^{-0,14} = 0,178 \cdot 570,45^{0,6} \cdot \left(\frac{120}{2,41}\right)^{-0,14} = 4,64 \quad (2.97)$$

де: l – глибина апарату по ходу повітря, приймаємо $l = 90 \text{ мм}$.

$$\alpha_n = \frac{Nu_n \cdot \lambda}{d_e} = \frac{4,64 \cdot 2,7 \cdot 10^{-2}}{2,41 \cdot 10^{-3}} = 51,98 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad (2.98)$$

Визначаємо наведений коефіцієнт тепловіддачі.

Коефіцієнт ефективності ребра:

$$\rho_1 = 1,15 \cdot \frac{S_1}{d_3} = 1,15 \cdot \frac{30 \cdot 10^{-3}}{10 \cdot 10^{-3}} = 3,45 \quad (2.99)$$

$$h' = \frac{d_2}{2} \cdot (\rho_1 - 1) \cdot (1 + 0,805 \cdot \log(\rho_1)); \quad (2.100)$$

$$h' = \frac{10 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot (3,45 - 1) \cdot (1 + 0,805 \cdot \log(3,45)) = 0,0174 \text{ м}$$

Для алюмінію:

$$\lambda = 241 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$$

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_n}{\lambda_p \cdot \delta_p}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 51,98}{241 \cdot 0,3 \cdot 10^{-3}}} = 37,92 \text{ м}^{-1} \quad (2.101)$$

$$E = \frac{\tanh(m \cdot h')}{m \cdot h'} = \frac{\tanh(37,92 \cdot 0,0174)}{(37,92 \cdot 0,0174)} = 0,876 \quad (2.102)$$

Коефіцієнт тепловіддачі, приведений до внутрішньої поверхні:

$$\alpha_{\text{пр.вн.}} = \alpha_n \cdot \left(\frac{f_{\text{н1}}}{f_{\text{вн1}}} \cdot E + \frac{f_{01}}{f_{\text{вн1}}} \right) = 51,98 \cdot \left(\frac{1,1}{0,025} \cdot 0,876 + \frac{0,0314}{0,025} \right) = 2068,8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Щільність теплового потоку від внутрішньої стінки труби до повітря:

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		51

Коефіцієнт тепловіддавання робочої речовини (R455A), що конденсується в горизонтальній трубі:

$$\alpha_a = 0.728 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda'^3 \cdot \rho'^2 \cdot g \cdot r}{\mu'}} \cdot (\theta_a \cdot d_{вн})^{-0.25} \quad (2.103)$$

$$\theta_a = t_{\kappa} - t_{cm}$$

Теплофізичні властивості робочої речовини R455A при $t_{\kappa} = 40^{\circ}C$

$\mu' = 1.09 \cdot 10^{-4} \text{ (Па} \cdot \text{с)}$ - динамічна в'язкість рідкої робочої речовини;

$\lambda' = 0,0781 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ - коефіцієнт теплопровідності рідкої робочої речовини;

$\rho' = 1149 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ - щільність рідкої робочої речовини;

$c'_p = 1.482 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ - теплоємність рідкої робочої речовини.

$r = 161,6 \text{ кДж / кг}$ - прихована теплота пароутворення робочої речовини.

$$\alpha_a = 0.728 \cdot \sqrt[4]{\frac{0,0781^3 \cdot 1149^2 \cdot 9,81 \cdot 161,6 \cdot 10^3}{1,09 \cdot 10^{-4}}} \cdot (\theta_a \cdot d_{вн})^{-0.25} \quad (2.104)$$

$$\alpha_a = 1266 \cdot (\theta_a \cdot d_{вн})^{-0.25}$$

Щільність теплового потоку від агента до стінки труби:

$$q_a = \alpha_a \cdot \theta_a$$

$$q_a = 1266 \cdot (8 \cdot 10^{-3})^{-0.25} \cdot \theta_a^{0.75}$$

$$\theta_a = t_{\kappa} - t_{cm}$$

$$q_a = 4233 \cdot \theta_a^{0.75}$$

Задаємося різними значеннями θ_a , тоді:

θ_a	0,5	0,75	1	1,5	1,75	2	2,5	3
q_a	2516	3411	4233	5737	6440	7119	8415	9649

$$q_n = 2068,8 \cdot \theta_a;$$

Задаємося значеннями $\theta_e = (0,5 \dots 4,5)$, та будуємо графіки рівнянь q_a и q_e . У точці їх перетину знаходимо значення $q_{en} = 9200 \frac{Вт}{м^2}$.

Площа внутрішньої поверхні конденсатора:

$$F_{en} = \frac{Q_k}{q_{en}} = \frac{32,52 \cdot 10^3}{9200} = 3,53 м^2. \quad (2.105)$$

Площа одної секції:

$$F_1 = l \cdot d_{en} \cdot \pi = 101 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot \pi = 2,53 м^2. \quad (2.107)$$

Число труб по ходу повітря:

$$n = \frac{F_{en}}{F_1} = \frac{3,53}{2,53} = 1,39 \quad (2.108)$$

Приймаємо конструктивно 2 секції.

2.7.1 Аеродинамічний розрахунок повітряного конденсатора

При коридорному компонуванні повітряного конденсатора аеродинамічний опір орєбрених труб з пластинчастими ребрами, визначається за формулою:

$$\Delta P = A \cdot \left(\frac{L}{d_e} \right) \cdot (\Omega)^{1,7}, Па, \quad (2.109)$$

де

$A = 0,07$ - для рівних поверхонь;

$d_e = 2,41 \cdot 10^{-3} м$ - еквівалентний діаметр каналу по ходу повітря;

$\Omega = 4,46 \frac{кг}{м^2 \cdot с}$ - масова швидкість повітря;

$L_p = 0,12 м$ - повна довжина пластини по ходу повітря;

$$\Delta P = 0,07 \cdot \left(\frac{0,12}{2,41 \cdot 10^{-3}} \right) \cdot 4,46^{1,76} = 48,42 Па$$

H - сумарний аеродинамічний опір апарата прийняти із співвідношення:

$$H = 1,1 \cdot \Delta P = 1,1 \cdot 48,42 = 53,2 Па$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		53

2.8 Підбір допоміжного обладнання

Розрахунок відокремлювача рідини

При проектуванні відокремлювачів рідини інформація про кількість і властивості пара, що надходить, не є визначальною, тому що ці апарати призначені не тільки для відокремлення рідини від пари, а також використання як ємностей для холодоагенту при змінах теплових навантажень або при зупинці холодильної машини.

Однією з основних умов для здійснення процесу краплинної рідини з потоку парорідинної суміші є забезпечення такої швидкості руху рідини, при якій відбувається осадження крапель.

Швидкість осадження краплі можна визначити за формулою[9]:

$$v_t = K_S \cdot ((\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}})/\rho_{\text{п}})^{0.5}, \quad (2.110)$$

де

$$K_S = 0.03 \text{ м/с} -$$

$$\rho_{\text{ж}} = 1298 \text{ кг/м}^3 - \text{ густина рідини;}$$

$$\rho_{\text{п}} = 14.39 \text{ кг/м}^3 - \text{ густина пари.}$$

$$v_t = 0.03 \cdot ((1298 - 14.39)/14.39)^{0.5} = 0.28 \text{ м/с}$$

Діаметр відокремлювача рідини розраховується за залежністю:

$$D = \left(\frac{4 \cdot V}{\pi \cdot v} \right)^{0.5} \quad (2.111)$$

де:

$$v = 0.75 \cdot v_t - \text{ номінальна розрахункова швидкість}$$

$$v = 0.75 \cdot 0.28 = 0.21 \text{ м/с}$$

$$V = 9,36 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} - \text{ об'ємна витрата холодильного агента.}$$

$$D = \left(\frac{4 \cdot 9,36 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,21} \right)^{0.5} = 0.23 \text{ м}$$

$$\text{Висота відокремлювача рідини: } L=3D = 3 \cdot 0,27=0,71 \text{ м.}$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		54

Підбір лінійного ресивера

Місткість лінійного ресивера холодильного агрегату з повітряним конденсатором вибирається залежно від холодопродуктивності агрегата. Об'єм ресивера і конденсатора повинен бути більшим за обсяг холодильного агента.

Лінійний ресивер розташовують на одному рівні з конденсатором, тому конденсатор та лінійний ресивер не з'єднуються зрівняльною лінією. При визначенні об'єму ресивера слід враховувати, що заповнення його рідкою робочою речовиною не повинно перевищувати 80 % об'єма. Тому відповідно до вимог правил техніки безпеки розрахунковий обсяг ресиверів збільшують на 20%. Робоче заповнення ресивера складає 50%.

Місткість лінійного ресивера визначимо за діаграмою [18] $V_p=20\text{дм}^3$

Тип ресивера-FS202H ("Bitzer")

- максимальне наповнення хладагентом 90%.

Маса наповнення холодоагентом -17кг.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		55

2.9 Розрахунок магістральних трубопроводів

Магістральні трубопроводи виконані з мідних труб.

Масова витрата робочої речовини для камер №1,2 складе: $M_a = 0,1642$ кг/с

Об'ємна витрата пари:

$$V^H = \frac{M_a}{\rho^{II}}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.112)$$

де $\rho^{II} = 53,1$ м³/с – густина агента при температурі нагнітання ($t_H=85^\circ\text{C}$);

$$V^H = \frac{0,1642}{53,1} = 3,0922 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^3/\text{с}$$

Діаметр нагнітального трубопроводу:

$$d_1^H = 1,13 \sqrt{\frac{V^H}{\omega_H}}, \text{ м} \quad (2.113)$$

де: $\omega_H = 10 \dots 18$ м/с – швидкість рідини;

$$d_1^H = 1,13 \sqrt{\frac{3,0922 \cdot 10^{-3}}{10}} = 0,019, \text{ м.}$$

Підбираємо $D_y = 20 \text{ мм}$.

Об'ємна витрата пари:

$$V_1^{ec} = \frac{M_{a1}}{\rho^{II}} = \frac{0,1642}{13,03} = 0,01215, \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.114)$$

де: $\rho^{II} = 13,03$ м³/с – густина R455A при температурі всмоктування ($t_{bc}=25^\circ\text{C}$)

Діаметр всмоктувального трубопроводу:

$$d_1^{ec} = 1,13 \sqrt{\frac{V_1^{ec}}{\omega_{ec}}} = 1,13 \sqrt{\frac{0,01215}{8}} = 0,044 \text{ м.} \quad (2.115)$$

де: $\omega_{bc} = 8 \dots 12$ м/с – швидкість пари.

Підбираємо $D_y = 50 \text{ мм}$.

Об'ємні витрати рідкого R455A:

$$V^{жс} = \frac{M_a}{\rho^I}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.116)$$

де: $\rho^I = 1012$ м³/с – густина рідкого R455A за температури 40°C ;

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		56

$$V^p = \frac{0,1642}{1012} = 1,62 \cdot 10^{-4}, \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$d_1^p = 1,13 \sqrt{\frac{V^p}{\omega_p}} = 1,13 \sqrt{\frac{1,62 \cdot 10^{-4}}{1,25}} = 0,0128$$

Підбираємо $D_y = 16 \text{ мм}$.

Масова витрата робочої речовини для камери №3 складе: $M_a = 0,02 \text{ кг/с}$

Об'ємна витрата пари :

$$V^H = \frac{M_a}{\rho''}, \text{ м}^3/\text{с}$$

де $\rho'' = 53,1 \text{ м}^3/\text{с}$ – густина пари при температурі нагнітання ($t_H = 82^\circ\text{C}$);

$$V^H = \frac{0,02}{53,1} = 4,136 \cdot 10^{-4}, \text{ м}^3/\text{с}$$

Діаметр нагнітального трубопроводу:

$$d_1^H = 1,13 \sqrt{\frac{V^H}{\omega_H}}, \text{ м}$$

де: $\omega_H = 10 \dots 18 \text{ м/с}$ – швидкість рідини;

$$d_1^H = 1,13 \sqrt{\frac{4,136 \cdot 10^{-4}}{10}} = 0,007, \text{ м}.$$

Підбираємо $D_y = 8 \text{ мм}$.

Об'ємні витрати пари:

$$V_1^{ec} = \frac{M_{a1}}{\rho''} = \frac{0,02}{14,08} = 1,56 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^3/\text{с}$$

де: $\rho'' = 14,08 \text{ м}^3/\text{с}$ – густина пари робочої речовини при температурі всмоктування ($t_{bc} = 25^\circ\text{C}$)

Діаметр всмоктувального трубопроводу

$$d_1^{ec} = 1,13 \sqrt{\frac{V_1^{ec}}{\omega_{ec}}} = 1,13 \sqrt{\frac{1,56 \cdot 10^{-3}}{8}} = 0,015 \text{ м}.$$

де: $\omega_{ec} = 8 \dots 12 \text{ м/с}$ – швидкість пари.

Підбираємо $D_y = 16 \text{ мм}$.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		57

Об'ємні витрати рідини:

$$V^{жс} = \frac{M_a}{\rho'}, \text{ м}^3/\text{с}$$

де: де $\rho' = 1012 \text{ м}^3/\text{с}$ – густина рідини за температури 40°C ;

$$V^p = \frac{0,02}{1012} = 2,5 \cdot 10^{-5}, \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$d_1^p = 1,13 \sqrt{\frac{V_1^p}{\omega_p}} = 1,13 \sqrt{\frac{2,5 \cdot 10^{-5}}{1,25}} = 0,006$$

Підбираємо $D_y = 6 \text{ мм}$.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		58

ОХОРОНА ПРАЦІ

Властивості суміші R-455A

Холодоагент R-455A – це безбарвний газ, «зеотропна» суміш. Він був розроблений для заміни R-404A, R407C, R134a в нових і існуючих установках для -середньо- і низькотемпературних комерційних холодильних установок. Являє собою суміш холодоагентів на базі A2L HFC / HFO, що складається з (75,5%) R-1234yf; (21,5%) R-32; (3 %) R744 (± 2.0 %). Холодоагент R-455A володіє нульовим потенціалом руйнування озонового шару, що є позитивною характеристикою даного холодоагенту, а його потенціал глобального потепління (GWP) становить 148 (GWP вуглекислого газу дорівнює 1). Використання та впровадження R-455A регулюється Європейським регламентом Постанова №517/2014. Відновлення R-455A є обов'язковим відповідно до Європейського регламенту № 517/2014.

Класифікація безпеки: A2L.

Критична температура: 87,5°C.

Критичний тиск: 48,25 бар.

Точка кипіння (при 1,013 бар): -52,03°C.

Температурний глайд: 12,85°C.

Холодоагент R-455A нетоксичний холодоагент. Його безпека класифікується як A2L. Нова група A2L була створена з появою нових молекул, розроблених для виконання вимог закону та захисту навколишнього середовища. До категорії A2L відносяться нетоксичні важкозаймісті хладагенти.

Збір холодоагентів A2L є обов'язковим згідно із законом і повинен здійснюватися у спеціальні ємності для займистих рідин з відповідними етикетками та маркуванням, щоб уникнути нещасних випадків.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		59

Для безпечної роботи на обладнанні в закритому приміщенні слід дотримуватись певних правил:

- встановити системи безпеки та вентиляції, які підходять для приміщень, де використовуються холодоагенти A2L;
- встановити систему виявлення витоків у зонах виконання робіт;
- у разі витoku провентилювати зону перед тим, як входити до неї, при необхідності використовувати дихальні пристрої.

Вакуумні насоси, системи збирання хладагента та пошуку витоків для використання з холодоагентами A2L повинні відповідати особливим вимогам. Забороняється використовувати обладнання, призначене для холодоагентів A2L, з легкозаймистими холодоагентами категорії A3.

Категорії виробництва по вибухопожежної небезпеки

Класифікація виробництва за ступенем вибухової, вибухопожежної та пожежної небезпеки відповідно до ОНТП 24-86.

Згідно з нормами технологічного проектування з вибухопожежної та пожежної небезпеки, приміщення і будівлі розділяють на категорії А, Б, В, Г і Д.

Визначають категорії шляхом послідовної перевірки відповідності приміщення вимогам, що пред'являються до кожної групи:

Машинні та апаратні відділення фреонових холодильних установок відносяться до категорії Д.

Техніка безпеки на холодильниках передбачає наступні вимоги: приміщення холодильників повинні бути забезпечені засобами пожежогасіння, всі ізольовані трубопроводи в місцях проходження через стіни і перекриття повинні мати вставки з вогнетривкого ізоляційного матеріалу, в машинному відділенні повинні бути спеціальні місця для зберігання в закритому вигляді обтиральних матеріалів (забороняється зберігання бензину, гасу та інших легкозаймистих речовин), будівельні, монтажні і ремонтні роботи із застосуванням відкритого полум'я і електрозварювання в

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		60

холодильних камерах і машинних відділеннях повинні здійснюватися при наявності письмового допуску і при дотриманні протипожежних заходів.

Об'ємно-планувальні рішення

Об'ємно-планувальні рішення по розміщенню проектованої установки: всі частини холодильної установки, що містять фреон розташовують в машинному відділенні, висотою не менше 3,5 м. Машинне відділення розташовується на першому поверсі холодильника. Двері машинного відділення виходять назовні будівлі. Мінімальні розміри проходів для хладонових компресорів з об'ємною подачею менш 0.0017м³ / с складають: головний прохід від електро-щитка до виступаючих частин машин - 1.2м, між виступаючими частинами машини 1м.

Методи визначення місць витоків холодильного агента

Не щільності в хладонових холодильних установках виконують за допомогою розчину мильної емульсії, полімерних індикаторів, галоїдних ламп і витокошукачів. Перспективним способом є додавання до хладону фарбувальних індикаторів, що утворюють в місцях нещільностей стійкі колірні плями.

При контролі за допомогою розчину мильної емульсії нещільності виявляють по бульбашках, що виникають в місцях витоку. Чутливість розчину мильної емульсії невисока, контроль герметичності систем холодоагенту трудомісткий, з розчином складно працювати при мінусовій температурі навколишнього середовища. Полімерні індикатори - водні розчини природних і синтетичних полімерів з додаванням поверхнево-активних речовин, регуляторів водневого показника середовища, антифризів і барвників. Індикатори мають високу чутливість і використовуються в інтервалах температур навколишнього повітря +5 ÷ +30 ° С («склад-1»). У місцях витоків полімерний склад, нанесений на контрольовану поверхню фарборозпилювачем, утворює скупчення бульбашок або «кокони» піни, які стійко зберігаються не менше 24 год.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		61

Принцип дії галоїдних ламп заснований на властивості сполук, що містять галоїди (фтор і хлор), змінювати колір полум'я пальника в присутності нагрітої до 600 - 700 ° С міді. Галоїдні вигокошукачів (типу ВАГТІ-3, ГТВ-6, БГТІ-5) мають більш високу чутливість, ніж галоїдні лампи.

Принцип дії вигокошукачів заснований на властивості розпеченої платини збільшувати іонну емісію зі своєї поверхні в присутності газів, що містять галоїди. При визначенні місць вигоку фреону галоїдними лампами і вигокошукачами приміщення машинного відділення попередньо вентилують, під час перевірки в приміщенні не повинно бути сильних припливів повітря.

Контрольно-вимірювальні прилади

На всмоктуючої і нагнітальної стороні кожного компресора повинні бути встановлені, фреонові мановакууметри і манометри зі шкалою тисків і температур.

На кожному компресорі повинен бути встановлений манометр або мановакууметри для вимірювання тиску оливи.

Манометри і мановакууметри повинні бути не нижче 2,5 за ГОСТом 8625-65

Манометри і мановакууметри повинні перевірятися і пломбуватися в установленому порядку не рідше одного разу на рік, а також після кожного ремонту. Крім того, не рідше одного разу в 6 місяців підприємством повинна проводитися додаткова перевірка робочих манометрів контрольним із записом результатів в журнал контрольних перевірок.

При відсутності контрольного манометра дозволяється додаткову перевірку проводити перевіреним робочим манометром.

Манометри повинні бути встановлені так, щоб їх показання були чітко видні обслуговуючому персоналу; циферблат повинен бути розташований у вертикальній площині або з нахилом вперед до 30 °.

Манометри і мановакууметри, встановлені на висоті вище 3,5 м від рівня площадки для обслуговування, повинні бути діаметром не менше 200 мм.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		62

Не допускається застосовувати манометри і мановакууметри у випадках, коли відсутня пломба або клеймо, прострочений термін повірки, а також з розбитим склом або іншими ушкодженнями, що можуть відбитися на правильності їх показань.

Запірні вентилі повинні встановлюватися: на кожній всмоктуючої і нагнітальної лініях компресора; на кожному вхідному і вихідному патрубках забірників рідкого фреону (ресивера, кожухотрубного випарника).

Забірники рідкого фреону (ресивер) повинні забезпечуватися показчиками рівня рідини.

Арматура повинна бути доступна для зручного і безпечного обслуговування і ремонту.

Фреонова установка повинна бути забезпечена реле тиску, яке зупиняє компресор в разі підвищення надлишкового тиску нагнітання. Це реле має бути приєднано до запірною нагнітального вентиля компресора по ходу фреону. На кожному компресорі має бути встановлено реле контролю змащення, яке зупиняє компресор в разі зниження тиску в системі змащення до нижнього допустимого рівня.

Компресори з охолоджувальною водяною сорочкою повинні забезпечуватися автоматичним приладом (реле витрати, реле тиску та ін.), який зупиняє компресор в разі припинення надходження води в охолоджувальну сорочку.

Так як компресори з'єднані паралельно, то вони повинні бути забезпечені автоматичними пристроями, (зворотний клапан, реле рівня і ін.), Що запобігають перехід оливи з одного компресора в інший (інші).

Правила безпеки при обслуговуванні

Планові огляди і ревізії установки повинні проводитися відповідно до затвердженого графіка, складеного з урахуванням рекомендацій заводу-виготовлювача і експлуатаційних умов кожної установки.

Огляд і попереджувальний ремонт системи заземлення повинні

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		63

проводитися відповідно до вимог "Правил технічної експлуатації та безпечного обслуговування електроустановок промислових підприємств".

Закривати нагнітальний вентиль компресора дозволяється тільки після усунення можливості його автоматичного пуску.

Вимірювання лінійного мертвого простору компресора виробляється тільки при ручному повертанні вала.

Забороняється експлуатувати запірну арматуру з пошкодженими маховичками, що утрудняють відкриття і закриття посудин, апаратів і балонів.

Щоб уникнути заклинювання вентилів, які не мають зворотного ущільнення сальника при виведеному маховику, забороняється тримати їх у відкритому вщерть положенні. Якщо за умовами експлуатації запірний вентиль необхідно відкривати на максимальний прохід, то його спочатку слід відкрити повністю, а потім повернути назад, приблизно на 1/8 обороту маховика.

Манометри і мановакууметри повинні перевірятися і пломбуватись в установленому порядку не рідше одного разу на рік, а також після кожного ремонту. Крім того, не рідше одного разу в 6 місяців підприємством повинна проводитися додаткова перевірка робочих манометрів контрольним із записом результатів в журнал контрольних перевірок.

При відсутності контрольного манометра допускається додаткову перевірку проводити перевіреним робочим манометром.

Користування несправними автоматичними приладами забороняється. Перевірка приладів автоматичного захисту повинна проводитися не рідше одного разу на рік зі складанням акта.

Знімати огороження з працюючого обладнання забороняється.

Забороняється одночасно закривати вхідний і вихідний вентиля на апаратах, заповнених фреоном більш ніж на 80% обсягу.

Витік фреону слід усувати негайно при її виявленні. У разі значного витоку фреону слід негайно зупинити компресор, включити вентиляцію або

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		64

відкрити вікна і двері, і усунути витік.

Підтягування болтів у фланцевих з'єднаннях, а також повну або часткову заміну сальникової набивки запірної арматури дозволяється проводити тільки після зниження тиску фреону в пошкодженій ділянці до атмосферного і відключення цієї ділянки від решти системи.

При огляді внутрішніх частин фреонових компресорів і апаратів дозволяється для цілей освітлення користуватися тільки переносними лампами напругою не вище 36 В або електричними кишеньковими і акумуляторними ліхтарями. Користуватися для освітлення відкритим полум'ям забороняється.

При додаванні фреону в установку слід керуватися вказівками, що відносяться до заповнення установки.

У разі заповнення балонів фреоном з установки дозволяється використовувати лише балони з не простроченим терміном перевірки. Норма заповнення на 1 л ємності не повинна перевищувати 1,1 кг фреону.

Електробезпека

Класифікація приміщення за ступенем небезпеки ураження електричним струмом

Згідно з Правилами улаштування електроустановок, всі електричні установки діляться на дві групи в залежності від напруги: до 1000 В і понад 1000 В. На підприємствах холодної промисловості, а також в харчовій промисловості і в торгівлі знаходяться в експлуатації установки тільки першої групи.

Виробничі приміщення всіх видів в залежності від ступеня небезпеки ураження електричним струмом поділяються на три категорії.

Машинні та апаратні зали фреонових холодильних установок відносяться до приміщень з підвищеною небезпекою.

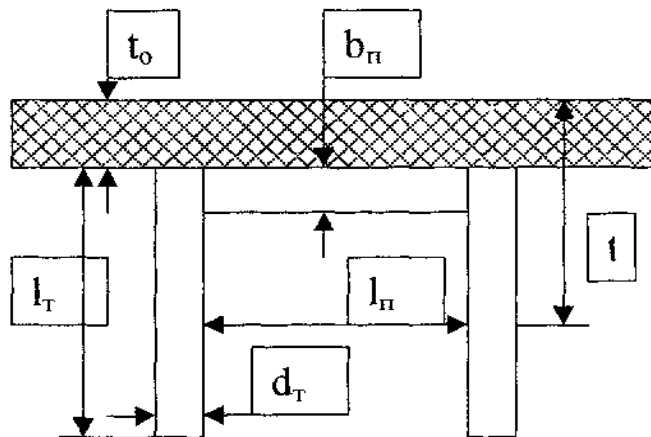
Небезпечні приміщення - сирі, з відносною вологістю повітря, близькою до 85%, наявністю хімічно активного середовища і двох і більше ознак, що

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		65

характеризують приміщення з підвищеною небезпекою.

Розрахунок заземлюючого пристрою

Захисному заземленню та зануленню підлягають металеві струмопровідні частини електрообладнання, які через несправність ізоляції можуть опинитися під напругою. На нашому підприємстві до них відносяться: корпус компресорів, відцентрових аміачних насосів і вентиляторів.



Початкові дані:

Напруга - 380 В, тому опір нового заземлюючого контуру має бути [R] ≤ 4 Ом;

Умова розрахунку:

Ґрунт - глина, для якої питомий опір $\rho = 30$ Ом·м.[1]

Розрахунок:

Заземлювач виконан з труби (труба $d_m = 0,03$ м и довжиною $l_m = 2$ м., діаметр и довжина одиночного стрижня).

Труби між собою з'єднані сталевую смугою шириною $b_n = 0,04$ м. Труби забиті так, щоб верхній край був нижче рівня землі на глибину $H_0 = 0,5$ м

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

Опір одного стрижня заземлювача:

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

$$R = \frac{45}{2 \cdot 3,14 \cdot 2} \left(\ln \frac{2 \cdot 2}{0,03} + \frac{1}{2} \ln \frac{4 \cdot 1,5 + 2}{4 \cdot 1,5 - 2} \right) = 18,746 \text{ Ом}$$

1) Середній питомий опір ґрунту: $\rho = \rho_\phi \cdot \psi = 30 \cdot 1,5 = 45 \text{ Ом/м}$

ρ - питомий опір ґрунту;

ψ - кліматичний коефіцієнт, який враховує сезонні коливання опору ґрунту

2) d_m - зовнішній діаметр труби;

3) t - глибина центру труби;

$$t = 0,5l_m + t_0$$

$$t = 0,5 \cdot 2 + 0,5 = 1,5 \text{ м}$$

Приймаємо відстань між стрижнями заземлювачів, довжину одиночної смуги $l_n = 2 \cdot l_n = 4 \text{ м}$;

Кількість вертикальних заземлювачів:

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

Округлимо отримане значення до найближчого стандартного значення 2, 4, 6, 20

Приймаємо $n = 6 \text{ шт}$.

Опір системи вертикальних заземлювачів:

$$R_g = \frac{R}{n \cdot \eta_g}, \text{ где}$$

$\eta_g = 0,77$ – коефіцієнт використання вертикальних систем заземлення; [5]

$$R_g = \frac{18,8}{6 \cdot 0,77} = 4,06 \text{ Ом}$$

Довжина горизонтального заземлювача:

$$L = l_n(n-1)$$

$$L = 4(6-1) = 20 \text{ м}$$

Опір горизонтального заземлювача:

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		67

$$R_z = \frac{\rho}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot \eta_z} \ln \frac{2L^2}{b_n \cdot t_0}$$

$$R_z = \frac{45}{2 \cdot 3,14 \cdot 20 \cdot 0,84} \ln \frac{2 \cdot 20^2}{0,04 \cdot 0,5} = 4,514 \text{ Ом}$$

Опір групових заземлювачів:

$$R_{zp} = \frac{R_g \cdot R_z}{R_g + R_z}$$

$$R_{zp} = \frac{4,06 \cdot 4,514}{3,68 + 4,514} = 2,137 \text{ Ом}$$

Що менше допустимого $[R] = 4 \text{ Ом}$. [1]

Висновок

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

Пожежна профілактика

Протипожежні вимоги

Всі будівлі і конструкції по вогнестійкості поділяються на 8 ступенів (СНиП 2.01.02-85). Конструкція будівлі повинна бути 2 ступеня вогнестійкості з негорючих матеріалів - під впливом вогню або високої температури не займаються, не тліють і не обвуглюються.

До вогнетривких матеріалів відносяться всі природні неорганічні матеріали, що застосовуються в будівництві, метали, а також гіпсові або гіпсоволокнисті плити при вмісті органічної маси до 8% (по масі).

Для захисту будівель і споруд від розповсюдження пожежі на весь об'єкт передбачають протипожежні перешкоди. До таких перешкод належать протипожежні стіни, перегородки, перекриття, зони, тамбури-шлюзи і ін.

До всіх будівель і споруд повинен бути забезпечений вільний доступ.

Засоби пожежної автоматичної сигналізації

Надійний пожежний зв'язок і сигналізація грають важливу роль в своєчасному виявленні пожеж і виклику пожежних підрозділів до місця

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		68

пожежі.

За призначенням пожежі зв'язок поділяється на три види: зв'язок сповіщення, призначена для виклику пожежних частин (команд) на пожежу; диспетчерська, призначена для повсякденного керівництва та управління пожежною охороною; зв'язок на пожежі, призначена для керівництва пожежними підрозділами під час гасіння пожеж.

Приймальні станції, отримуючи сигнал з сповіщувачів, перетворюють їх в звукові і світлові сигнали, а в деяких випадках автоматично включають обладнання пожежогасіння.

На підприємствах і установах знайшли застосування прийомні станції ТОЛ-10/100 (тривожна, оптична, променева), які працюють з тепловими сповіщувачами типу АТИМ-3, АТП-3М, ПОСТ-1 і ДТЛ і від ручних кнопкових сповіщувачів типу ПКІЛ-9.

Крім зазначеної станції, застосовується і ряд інших, зокрема: сигналізаційна димова пожежна установка СДПУ-1, сигналізаційна тепла пожежна установка СТПУ-1 і сигналізаційна комплексна пожежна установка СКПУ-1.

Системи автоматичного пожежогасіння (первинні засоби пожежогасіння, пожежний інвентар)

Для автоматичного гасіння пожежі розпорошеної водою використовуються спрінкерні і дренчерні установки. Вони діють в залежності від температури повітря в приміщенні.

Вогнегасні засоби

Речовини і матеріали, за допомогою яких припиняється горіння, називаються вогнгасними засобами. За своїм агрегатним станом ці кошти бувають: рідкі, піноподібні, пароподібні, тверді.

Припинення горіння досягається шляхом зниження температури в осередку горіння, створенням таких умов, коли швидкість тепловіддавання перевищить швидкість тепловиділення. В основі принципу припинення

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		69

горіння полягає ізоляція палаючого матеріалу від доступу кисню повітря. Вода і водні розчини - найбільш поширені і ефективні засоби боротьби з пожежами.

Піна застосовується при гасінні палаючих нафтопродуктів. За своїм складом або способу отримання розрізняють хімічну і повітряно-механічну піну.

Хімічну піну одержують в піноутворювальній апаратурі з піногенераторних порошків. Гасіння засноване на тому, що на поверхні піна розтікається щільним шаром і ізолює палаючі нафтопродукти від повітря.

Протипожежне озброєння та інвентар

При гасінні пожеж піною широко застосовують генератори високократної піни ГВП та хімічні вогнегасники ОХП-10.

Генератори ГВП мають кілька типорозмірів: ГВП-200, ГВП-600, ГВП-2000. Відрізняються вони один від одного геометричними розмірами і продуктивністю (від 200 до 2000 л / с). Повітряно-механічна піна виходить при змішуванні в генераторі води, піноутворювача і повітря. Використовуються піноутворювачі марок ПО-1, ПО-1Д, ПО-6.

Вогнегасник ОХП-10 хімічний, пінний (модель 10). Забороняється застосовувати цей тип вогнегасників при гасінні палаючих електроустановок, що знаходяться під напругою, так як утворюється піна електропровідна. Час роботи вогнегасника 60-65 с, тому необхідно приводити його в дію безпосередньо у вогнища пожежі і струмінь піни направляти в палаючий предмет.

Вуглекислотні вогнегасники застосовують при гасінні пожеж: в електроустановках, що знаходяться під напругою до 1000 В.

Порошкові вогнегасники застосовують при гасінні загоряння на мотоциклах, легкових і вантажних автомашинах.

Порошкові вогнегасники є комплектуючої одиницею пожежних щитів. У комплект пожежних щитів входить наступне протипожежне обладнання: лом, багор, відро пожежне (конусне), сокира з діелектричною рукояткою (до 1000

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		70

вольт), лопата

Встановлюється пожежний щит в місцях, які можуть гарантувати швидкий доступ до протипожежного обладнання в разі загоряння. Пожежні щити є відкритим стендом і як правило встановлюються на територіях, що охороняються, складах і т.ін.

Розрахунок пожежної водойми

Розрахунок недоторканного запасу води в резервуарі виходить з можливості кількості одночасних пожеж, розрахункової продуктивності їх і витрата води в період пожежі:

Обсяг пожежного резервуара:

$$V = \frac{k \cdot q \cdot n \cdot \tau}{1000} \cdot 3600,$$

де

τ - розрахункова тривалість пожежі, для будівель категорії Д $\tau = 3$ ч.;

q - питоме водоспоживання $q = 20$ м³/с;

k - коефіцієнт добової нерівномірності водоспоживання $k = 1$;

n - кількість людей.

$$V = \frac{1 \cdot 20 \cdot 1 \cdot 3}{1000} \cdot 3600 = 216 \text{ м}^3$$

Розрахунок виробничого освітлення

При освітленні виробничих приміщень використовують природне освітлення, що створюється світлом неба (прямим і відбитим), штучне, здійснюване електричними лампами, і поєднане, при якому в світлий час доби недостатнє за нормами природне освітлення доповнюється штучним.

Для загального штучного освітлення компресорного цеху приймаємо лампи накалювання, так як значення напруги можуть знижуватися до 90% номінальної напруги.

Вибір загальної, верхньої системи освітлення по гігієнічним параметрам дає рівномірний розподіл світла.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		71

Для ламп накаливання приймаємо найбільш поширені світильники прямого світла УПМ-15.

Відношення відстані між лампами і висоти до робочого місця приймаємо

$$L_k / H_p = 1,5, \text{ тогдa } L_k = H_p \times 2 = 3,2 \times 1,5 = 4,8 \text{ м}$$

кількість світильників

$$N = (A \times B) / L_k^2 = (6 \times 6) / 4,8^2 = 1,56 \text{ шт};$$

Приймаємо кількість світильників $N = 2$ шт. Розраховуємо світловий потік від однієї лампи.

$$\Phi_{л} = (E_n \times k \times z \times S) / (N \times \eta)$$

де

E_n - нормована мінімальна освітленість, лк; приймаємо

$$E_n = 150 \text{ лк};$$

S - площа освітлюваного приміщення, м^2 ; $S = 36 \text{ м}^2$;

z - коефіцієнт мінімальної освітленості, $z = 1,15$;

N - кількість світильників, шт; $N = 2$ шт;

η - коефіцієнт використання світлового потоку ламп, залежить від висоти підвісу світильників, показника приміщення i , відбиття від стін і стелі, $\eta = 0,42$ [5];

Визначаємо показник приміщення i

$$i = (A \times B) / H_p (A + B)$$

де A и B - два характерних розміра приміщення.

$$i = 6 \times 6 / 3,2(6 + 6) = 0,937$$

$$\Phi_{л} = (150 \times 1,15 \times 1,3 \times 36) / (2 \times 0,42) = 9100 \text{ лм}$$

Приймаємо 1 лампу накаливання, марки НГ-53 з світловим потоком 8000 лм., і потужністю 500Вт. потужність

Розрахунок системи вентиляції

Пускові пристрої аварійної вентиляції розміщують як всередині вентиляованих приміщень (біля виходів), так і поза ними, на зовнішній стіні

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		72

будівлі. Пристрої для пуску аварійної вентиляції, розміщені зовні, блокують з пристосуваннями для відключення живлення силового електрообладнання холодильної установки.

Машинне відділення повинно бути забезпечено опаленням і вентиляцією відповідно до вимог «Санітарних норм проектування промислових підприємств (СН 245-63). Припливна і витяжна (вона ж аварійна) вентиляція повинна бути примусовою з кратністю циркуляції не менше 3.

Припливні і витяжні повітроводи рекомендується розміщувати на протилежних стінах машинного залу.

Розрахунок системи вентиляції виробляємо по кратності вентиляції по галузевим нормам.

Приплив $k = 3$

Витяжка $k = 4$

Аварійна $k = 6$

Продуктивність вентиляції:

$$L = V_{к.ц.} \cdot k = 216 \cdot 3 = 648 \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$L = V_{к.ц.} \cdot k = 216 \cdot 4 = 864 \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$L = V_{к.ц.} \cdot k = 216 \cdot 6 = 1296$$

Потужність електродвигуна:

$$N_{эл.дв.} = \frac{k \cdot L \cdot H \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot \eta_{вент}} = \frac{1,2 \cdot 648 \cdot 250 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,85} = 0,06 \text{ кВт}$$

$$N_{эл.дв.} = \frac{k \cdot L \cdot H \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot \eta_{вент}} = \frac{1,2 \cdot 864 \cdot 250 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,85} = 0,08 \text{ кВт}$$

$$N_{эл.дв.} = \frac{k \cdot L \cdot H \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot \eta_{вент}} = \frac{1,2 \cdot 1296 \cdot 250 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,85} = 0,127 \text{ кВт}$$

Підібрані вентилятори

Вид вентиляції	Марка вентилятора	$N_{эл}$	n

Припливна	Vent160L	0,127кВт	1400об/хв
Витяжна	Vent160L	0,160 кВт	1400об/хв.
Аварійна	Vent160L	0,237 кВт	1400об/хв

Долікарська допомога

Симптоми отруєння при вдиханні повітря з високими концентраціями фреонів або продуктів їх розкладу проявляються через 30 - 60 хв. З'являється головний біль, слабкість, почастишення пульсу і дихання, можуть спостерігатися нудота і блювота. При попаданні рідких фреонів на шкіру і в очі можливо обмороження шкіри і пошкодження очей. Обслуговуючий персонал холодильної установки повинен вміти надавати першу допомогу постраждалим при отруєнні і ураженні холодоагентом.

При задусі, викликаной нестачею кисню в приміщенні, заповненому газоподібним фреоном, необхідно негайно вивести потерпілого на свіже повітря. Рекомендується пити (міцний солодкий чай, каву, лимонад), вдихання кисню протягом 30-45 хвилин. У разі припинення дихання слід робити штучне дихання до приходу лікаря. При попаданні фреону в очі їх промивають струменем води кімнатної температури під невеликим тиском і закачують в очі стерильне вазелінове масло, після чого необхідно негайно звернутися до лікаря.

При наявності явищ подразнення слизової оболонки, рекомендується полоскання носа і глотки 2% -ним розчином соди або водою.

При попаданні фреону в очі необхідно провести рясне промивання очей струменем чистої води. Потім слід до приходу лікаря надіти темні захисні окуляри. Не забинтовувати очі, не накладати на них пов'язок. При попаданні фреону на шкіру можна очікувати відмороження. Слід занурити уражену кінцівку в теплу воду (35-45 ° С) на 5-10 хвилин або зробити загальну ванну в разі ураження великій поверхні тіла. Осушити шкіру після ванни не розтиранням, а прикладаючи рушник, який добре вбирає воду. Після цього

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		74

слід на пошкоджену ділянку накласти мазеву пов'язку або змастити пошкоджену поверхню мазю. При відсутності мазі можна використовувати несолоне вершкове або соняшникову олію. У разі появи бульбашок ні в якому разі їх не розкривати, а накласти мазеву пов'язку прямо на бульбашки.

Засоби для першої долікарської допомоги

1. Нашатирний спирт (для дихання).
2. Валеріанові краплі.
3. Двовуглекисла сода (для промивання очей і порожнини горла).
4. Мазь Вишневського або пеніцилінова мазь (для змащування пошкодженої поверхні шкіри).
5. Темні захисні окуляри.
6. Стерильний матеріал (серветки, вата, бинти).
7. Дерев'яні лопатки (для взяття і накладення мазі).
8. У спеціально відведеному місці слід мати балон з медичним киснем і обладнанням до нього.

Висновки: для забезпечення безпечних умов праці, на підприємстві передбачено низку заходів. Перш за все, виконані основні вимоги щодо електробезпеки. Зроблено розрахунок заземлюючих елементів, що в майбутньому захищає від ураження електричним струмом від приладів, що працюють під напругою. Для нормального самопочуття працівників машинного цеху передбачена система мікроклімату, яка забезпечує приплив свіжого повітря протягом робочої зміни. Нормальна освітленість з наявністю свіжого повітря в робочому приміщенні дозволяє комфортно відчувати робочому персоналу під час робочої зміни, що позитивно позначається на роботі в цілому.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		75

ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ

Розрахунок вартості виконання кваліфікаційної роботи на здобуття ступеня бакалавра

Формування стрічкового графіку виконання роботи

Плани підготовки кваліфікаційної роботи бакалавра формують з використанням різних моделей, одна з яких стрічковий графік.

Стрічковий графік - графічна модель з переліком робіт, що виконуються, з зазначенням часу початку робіт, часу завершення робіт і тривалості всієї роботи. Формування стрічкових графіків вимагає розрахунків трудомісткості і тривалості кожної роботи і кількості виконавців. Для цих розрахунків потрібні нормативи трудомісткості виконання робіт, диференційованих за такими ознаками, як ступінь новизни, складності, формат креслень.

Перевагами стрічкового графіка є простота, наочність, можливість відображення змісту і багатьох організаційно-економічних характеристик робіт.

Загальний термін роботи 3 місяці, з 29 березня по 10 червня 2023 року з урахуванням вихідних і святкових днів. Кількість робочих календарних днів за цей період складає 50 (5-ти денний робочий тиждень).

На підставі даних таблиці 2.9 складемо календарний графік виконання робіт, що відображає тривалість кожного виду робіт у вигляді відрізків часу, які розташовуються відповідно до послідовності виконання робіт (рис. 2.).

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		76

Таблиця 1 – Дані для створення стрічкового графіка

Стадія №	Назва стадії	Трудомісткість робіт (посада виконавців)	Тривалість, доба
1	Розробка та затвердження технічного завдання	Здобувач/ доцент	0/1
2	Вивчення технічного завдання	Здобувач / доцент	1/0
3	Огляд і вивчення літератури	Здобувач / доцент	4/6
4	Розробка математичної моделі об'єкта	Здобувач /доцент	2/0
5	Вибір метод дослідження	Здобувач /доцент	0/1
6	Адаптація методів дослідження до практичного застосування	Здобувач /доцент	2/0
7	Теплові і конструктивні розрахунки елементів об'єкта	Здобувач /доцент	20/0
8	Розробка креслень і графічних моделей.	Здобувач /доцент	9/0
9	Розробка додаткової інформації згідно до завдання	Здобувач /доцент	4/
10	Попередня перевірка виконання роботи	Здобувач /доцент	0/4
11	Оформлення пояснювальної записки та матеріалу до презентації	Здобувач /доцент	5/2
12	Обговорення та затвердження результатів роботи	Здобувач /доцент	1/1
13	Підготовка матеріалів роботи до захисту	Здобувач /доцент	2/1
Разом:			50/10

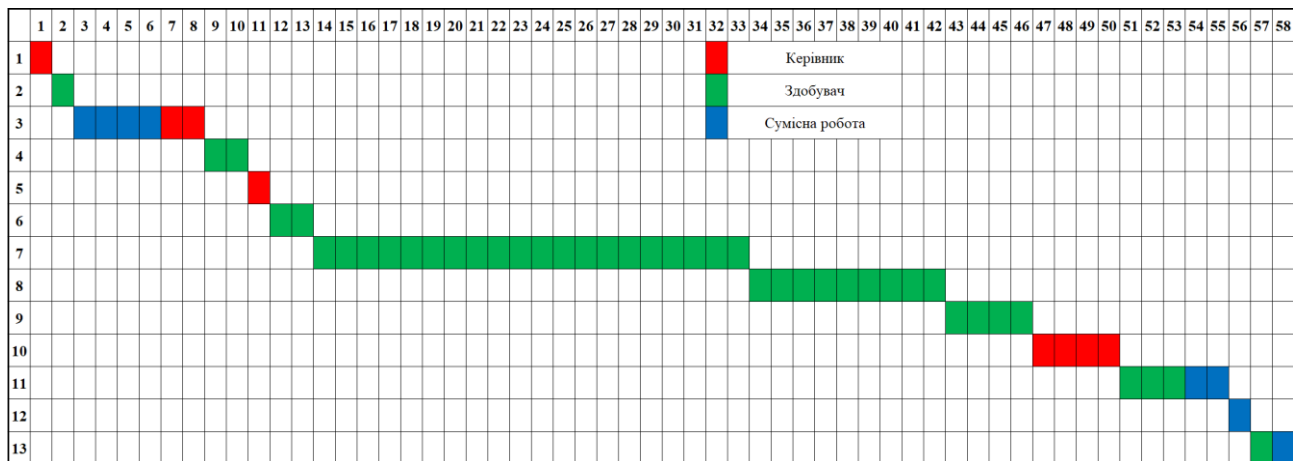


Рисунок 1– Стрічковий графік виконання роботи

Розрахунок вартості досліджень і розробок

Кошторис витрат на кваліфікаційну роботу являє собою вартісну оцінку використуваних у процесі виконання роботи матеріалів, енергії, основних фондів, трудових ресурсів, а також інших витрат на її створення та захист.

Витрати, що утворюють кошторис, групують відповідно до їх економічного змісту за такими елементами:

- матеріальні витрати;
- вартість робочої сили;
- амортизація основних засобів;
- інші витрати.

Матеріальні витрати

Таблиця 2. – Перелік матеріальних витрат

Назва	Одиниці	Кількість	Ціна за одиницю, грн.	Сума, грн.
Канцелярські товари	шт.	5	100	500
USB флеш-пам'ять	шт.	1	350	350
Чорнило для лазерного принтера	шт.	1	350	250
Разом				1100

Витрати на електроенергію включають до статті матеріальних витрат

$$B_{el} = N \cdot c_{el} \cdot \tau_g \quad (1)$$

де, N – енергоспоживання обладнання кВт/год; c_{el} – вартість 1 кВт.год, гривень; τ_g – час використання обладнання під час робіт, год.

Для роботи використовували персональний комп'ютер потужністю 350Вт і принтер потужністю 10Вт. У ПІВМ є час: 50 днів, 6 годин на добу, принтера - 6 хвилин.

Вартість 1кВт електроенергії становить – 1,68 грн/кВт.

Вартість електроенергії становить:

$$B_{el} = 0,35 \cdot 1,68 \cdot 50 \cdot 6 + 0,01 \cdot 1,68 \cdot 0,1 \cdot 50 = 184, \text{ грн.}$$

Загалом матеріальні витрати дорівнюють:

$$\sum B = B_m + B_{el} = 1100 + 184 = 1284 \text{ грн.} \quad (2)$$

Витрати на заробітну плату включають заробітну плату керівника (доцента), і стипендію студента.

Заробітна плата нараховується, виходячи із ставки розробника і часу, що витрачається на виконання роботи.

Доцент має ставку 10981 гривень, студент має ставку 2550 гривень.

Виходячи з витрат часу на розроблення (керівник - 10 днів, студент - 50 днів), зарплата дорівнює:

$$Z_{кер} = \frac{10981}{22} \cdot 10 = 4991, \text{ грн} - \text{ зарплата керівника} \quad (3)$$

$$Z_{ст} = \frac{2550}{22} \cdot 50 = 5795,45 \text{ грн} - \text{ зарплата студента} \quad (4)$$

Витрати на заробітну плату:

$$\sum Z = Z_{кер} + Z_{ст} = 4991 + 5795,45 = 10786,45 \text{ грн.} \quad (5)$$

Додаткова зарплата становить 15% від основної суми:

$$Z_{дод} = \sum Z \cdot 0,15 = 10786,45 \cdot 0,15 = 1617 \text{ грн.} \quad (6)$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		79

Фонд оплати праці:

$$\Phi_{зп} = З_{\text{доо}} + \sum З = 1617 + 10786,45 = 12404,4 \text{ грн.} \quad (7)$$

Загальні прямі витрати

$$\sum B_{\text{пр}} = \Phi_{зп} + \sum B = 12404,41 + 1284 = 13688,41 \text{ грн.} \quad (8)$$

Таблиця – 3 Необхідні витрати

Назва витратних позицій	Сума, грн.	Відсоток
Матеріальні витрати, $\sum B$	1284	9,38
Витрати на заробітну плату, $\Phi_{зп}$	12404,4	90,6
Загальна вартість, $\sum B_{\text{пр}}$	13688,41	100

Орієнтована вартість виконання бакалаврської роботи становить 13688гр

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. У роботі розроблено систему холодопостачання камер зберігання сирів, на засадах енергозбереження.
2. Ізоляційна конструкція камер, що пропонується в роботі відповідає вимогам, які висуваються до камер зберігання сирів.
3. Енергетичний аналіз циклу холодильної системи показав:
 - робоча речовина, що використовується в холодильній системі, має низьке значення GWP, що відповідає новим європейським нормам;
 - холодильна система має споживану потужність 8,5 кВт;
 - дійсний коефіцієнт перетворення системи становить 3,5.
 - холодильна система відповідає вимогам енергоефективності.
4. При проектуванні теплообмінних апаратів використано сучасні технології, розрахунки яких мають хорошу збіжність із даними інформаційних каталогів.
5. Розроблена холодильна система відповідає всім вимогам енергозбереження.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		81

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Nájera AI, Nieto S, Barron LJR, Albisu M. A Review of the Preservation of Hard and Semi-Hard Cheeses: Quality and Safety. *Int J Environ Res Public Health*. 2021 Sep 17;18(18):9789. doi: 10.3390/ijerph18189789. PMID: 34574712; PMCID: PMC8469587] (accessed 28.03.23).
2. <https://www.cdr.wisc.edu/assets/pipeline-pdfs/Cheese-Storage-Bulletin-4-8-20.pdf>. (accessed 5.04.23).
3. Основи проектування холодильників [Текст]: навч. посіб. /Г. К. Мнацаканов. — Одеса: ОДАХ, 2006. — 58 с/
4. European Parliament. Regulation (EU) No. 517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No. 842/2006. *Official Journal of the European Union* **L150**, 195–230 (2014). (accessed 20.04.23).
5. McLinden, M., Brown, J., Brignoli, R. *et al.* Limited options for low-global-warming-potential refrigerants. *Nat Commun* **8**, 14476 (2017). <https://doi.org/10.1038/ncomms14476/>
6. Evans JA, Hammond EC, Gigiel AJ, Foster AM, Reinholdt L, Fikiin K, Zilio C. Assessment of methods to reduce the energy consumption of food cold stores. *Appl Therm Eng* 2014;62:697-705
7. Choi S, Oh J, Hwang Y, Lee H. Life cycle climate performance evaluation (LCCP) on cooling and heating systems in South Korea. *Appl Therm Eng* 2017; 120:88–98.
8. . Морозюк Л.І., Соколовська-Єфименко В.В, Гайдук С.В., Грудка Б.Г. Холодильні машини: конспект лекцій та посібник для самостійної роботи. Ч2. – Одеська національна академія харчових технологій, 2017 – 59 с.
9. Апарати холодильних установок. В двох томах. Том1 [Текст]: / А.Ю. Лагутін— Одеса: ОДАХ, 2003. — 141с.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.11	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		82

10. Холодильні установки [Текст]: підручник / І. Г. Чумак, В. П. Чепуренко, С. Ю. Лар'яновський, Е. Г. Парцхаладзе ; під заг. ред. І.Г. Чумака; Одес. держ. акад. холоду. — Одеса : Рефпринтінфо, 2003. — 536 с : іл.
11. https://www.researchgate.net/publication/305741519_Experimental_evaluation_and_field_trial_of_low_GWP_r404a_replacements_for_commercial_refrigeration(accessed 10.04.23).
12. Mota-Babiloni A, Makhnatch P, Khodabandeh R. Recent investigations in HFCs substitution with lower GWP synthetic alternatives: Focus on energetic performance and environmental impact. Int J Refrigeration 2017;82:288-301.
13. Cengel Y.A., Boles M.A. Thermodynamics. An Engineering Approach. 8th ed. — New York: McGraw-Hill, 2015. — XXVI, 996 p.
14. Roy J. Dossat, Thomas J. Horan Principles of Refrigeration. 5th edition — Pearson, 2001 —464 p.
15. Refrigeration: Theory, Technology and Applications (Mechanical Engineering Theory and Applications) UK ed. Edition by Mikkel E. Larsen (Editor) — Nova Science Pub Inc; UK ed. edition, 2011. — 555 p.
16. <https://www.arma.org.au/wp-content/uploads/2017/03/refrigeration-theory-and-applications.pdf> (accessed 20.04.23).