

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



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

На тему: «Проект холодильника для зберігання яблук місткістю 800т»

Здобувача Харитончук Д.О.

4-го курсу ЕНск-141 групи

Керівник доц. Грудка Б.Г.

Консультант:

проф. Морозюк Л.І.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від _____ 2023 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. Юрій СИМОНЕНКО

«__» __ 2023 року

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

Харитончука Дмитра Олександровича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Проект холодильника для зберігання яблук місткістю 800т
- Керівник роботи к.т.н. доц. Грудка Богдан Геннадійович
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
- Затверджені наказом ОНТУ від 26 серпня 2022 року № 490-03
2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 01 червня 2023 року
3. Вихідні дані до роботи: Холодильник місткістю 800 т
температуру повітря камер $t_k=2$ °C і відносну
вологість повітря камери $\phi_k=0.9$
4. Перелік питань, які потрібно розробити:
Вступ; Аналіз літературних даних і постановка проблеми.; вибір і розрахунок теплоізоляційної
будівельної конструкції камер; визначення теплового навантаження камер; тепловий розрахунок
хол.системи; розрахунок повітряного конденсатора; підбір компресорів Аналіз одержаних
результатів; охорона праці; висновок
5. Перелік графічного матеріалу:
Презентація Power Point (10 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. Богдан ГРУДКА

Завдання прийняв до виконання _____ Дмитро ХАРИТОНЧУК

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	Розрахунок теплоізоляційної конструкції камер	2 дні	
4	Тепловий розрахунок холодильної системи	15 днів	
5	Розрахунок повітряного конденсатора, повітроохолоджувача та підбір компресорів	20 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)

Дмитро ХАРИТОНЧУК _____
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____
(підпис)

Богдан ГРУДКА _____
(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

Здобувач-дипломник

Д.О.Харитончук
(ПІБ)

_____ (підпис)

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота бакалавра (пояснювальна записка) містить 65 сторінок, 10 рисунків, 8 таблиць, список джерел з 9-ти найменувань.

Актуальністю даної теми є те, що тема роботи має потенціал принести користь у сферах сільського господарства, економіки та екології.

Розроблено план холодильника, схема трубопроводів по камерам та повітроохолоджувач.

Надано огляд сучасного стану холодильного обладнання на світовому ринку щодо холодильників для зберігання яблук. Проведено розрахунки холоидьної системи, повітряного конденсатора та повітроохолоджувача.

Ключові слова: холодильна установка, компресор, повітроохолоджувач, повітряний конденсатор

ABSTRACT

Thesis (explanatory note) contains 65 pages, 10 figures, 8 tables, a list of sources from 9 titles.

The relevance of this topic is that the topic of the work has the potential to bring benefits in the fields of agriculture, economy and ecology.

The plan of the refrigerator, the diagram of pipelines in the chambers and the air cooler have been developed. An overview of the current state of refrigeration equipment on the global market for apple storage refrigerators is provided.

Calculations of the holooid system, air condenser and air cooler have been carried out.

Key words: refrigeration unit, compressor, air cooler, air condenser

ЗМІСТ

ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА	8
1.1 Призначення та сфера застосування	8
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА.	10
2.1 Вибір і розрахунок теплоізоляційної будівельної конструкції камер.....	10
2.2 Визначення теплового навантаження камер... ..	14
2.3 Тепловий розрахунок холодильної системи.....	24
2.4 Розрахунок повітряного конденсатора.....	28
2.5 Розрахунок повітроохолоджувача.....	34
2.6 Підбір компресорів та допоміжного устаткування, розрахунок магістральних трубопроводів.. ..	43
ОХОРОНА ПРАЦІ.	47
ВИСНОВКИ.....	64
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.	65

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14		
<i>Змн</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
Розроб.		Харитончук Д.О.			Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		Грудка Б.Г.			4		65
Реценз.					ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ОНТУ, гр ЕНск-141		
Н. Контр.							
Затверд.							

ВСТУП

Актуальність теми. Збереження продуктів харчування, зокрема яблук, має велике значення для їх подовження терміну придатності та забезпечення їх безпеки та якості. Холодильники виконують ключову роль у зберіганні продуктів, зокрема фруктів та овочів.

Попит на яблука: Яблука є одними з найпоширеніших фруктів у світі. Їх вирощують великі кількості, а отже, потреба у високоефективних системах зберігання є актуальною для господарств, поставників та споживачів.

Масштабність проекту: Проект холодильника місткістю 800 тонн передбачає розробку та впровадження системи зберігання яблук на велику кількість продукції. Це дає можливість забезпечити оптимальні умови зберігання, мінімізувати втрати через псування та збільшити продуктивність.

Економічна вигода: Розробка та використання ефективних холодильних систем може мати значний економічний вплив. Покращення умов зберігання та зниження втрат продукції може призвести до збільшення прибутків господарств та інших підприємств, що займаються вирощуванням та збутом яблук.

Екологічна релевантність: Ефективне зберігання продуктів може знизити кількість відходів харчової промисловості, оскільки зменшиться кількість продуктів, що псуються. Це сприятиме більш сталому використанню ресурсів та зниженню негативного впливу на навколишнє середовище.

Отже тема роботи є актуальною і має потенціал принести користь у сферах сільського господарства, економіки та екології.

Мета та завдання: Мета роботи – розробка проекту холодильника, призначеного для зберігання яблук місткістю 800 тонн, розташованого в місті Одеса.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

Для досягнення мети необхідно вирішити такі **завдання**:

- розробити план холодильника;
- провести теплові та конструктивні розрахунки елементів холодильника;
- провести підбір компресорів та допоміжного устаткування.

Об'єкт дослідження – холодильник з повітряним конденсатором.

Предмет дослідження – теплові та гідродинамічні процеси в теплообмінних апаратах холодильника.

Фактологічна основа дослідження – підручники з холодильної техніки, науково-фахові видання з холодильної техніки, довідкові матеріали фірм-виробників холодильного обладнання, які розміщені на просторах веб-ресурсів.

Структура роботи. Робота складається з вступу, трьох розділів, висновків та списку використаних джерел. Зміст роботи викладено на 65 сторінках, включаючи 10 рисунків, 8 таблиць, список інформаційних джерел з 6 найменувань.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА

1.1. Призначення та сфера застосування

Метою даної роботи є розробка проєкту холодильника, призначеного для зберігання яблук місткістю 800 тонн, розташованого в місті Одеса. Компонівка даного холодильника включає камери схову, залізничну і автомобільну рампу, компресорний цех і допоміжні приміщення для обробки фруктів і для персоналу. Відповідно з необхідними умовами зберігання яблук приймаємо температуру повітря камер $t_k=2$ °C і відносну вологість повітря камери $\phi_k=0.9$.

Обмін речовин з навколишнім середовищем у плодів супроводжується рядом біохімічних і фізіологічних процесів. З них найбільш важливими є дихання і випаровування вологи. В процесі дихання відбувається розпад вуглеводів, органічних кислот і інших органічних речовин, що супроводжується поглинанням кисню, виділенням вуглекислого газу, води і тепло і зменшенням ваги плодів. В результаті звільняється енергія, необхідна рослинним організмам для виконання їх життєвих функцій. Унаслідок поглинання кисню і виділення вуглекислого газу змінюється склад зовнішнього середовища. Інтенсивність дихання різна для різних видів плодів і може служити біологічним показником, вказуючим на придатність їх для тривалого зберігання. Із збільшенням інтенсивності дихання терміни зберігання зменшуються. При підвищенні температури навколишнього середовища дихання плодів посилюється. На посилення активності також сильно впливають і коливання температури при зберіганні, тому підтримка постійної температури в камері, за інших рівних умов, забезпечує мінімальні втрати ваги і якості продукту. Також підтримці постійної температури і вологості повітря в камері сприяє його циркуляція в приміщенні.

Холодильну систему вибираємо централізованого типу: загальні компресора, конденсатори і допоміжне устаткування, що працюють на фреонову систему безпосереднього охолодження в кожній камері.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

При зберіганні яблук на сучасних холодильниках: картонну або дерев'яну тару з плодами укладають на стійкових палетах у 4-7 рядів у висоту. Потім палети встановлюються одна на одну, утворюючи штабель. Штабелі компонується на площі підлоги камери відповідно до проєктного рішення так, щоб залишалися проходи для контролю стану плодів, проїзди для проведення навантажувально-розвантажувальних робіт і забезпечувалася циркуляція повітря в камері, згідно системі повітророзподілу.

Вид упаковки, характер укладання упаковки на піддоні і самих піддонів в штабель, планування штабелів на вантажній площі камер і їх габарит, тип системи повітророзподілу та умови обслуговування системи, що охолоджує, є визначальними чинниками у вирішенні проблеми гарантованого збереження якості продукції.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		9

РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

2.1 Вибір і розрахунок теплоізоляційної будівельної конструкції камер

Дані для розрахунку:

Холодильник для зберігання яблук, місткістю $G=800$ тон (камери $t_k=2$ °C, $\phi_k=0.9$), розташоване в м. Одеса ($t_n=32$ °C, $\phi_n=0.55$).

Приймаємо норму завантаження для камер зберігання яблук в дерев'яних ящиках $g_w=0.4$ т/м³. Тоді загальний вантажний об'єм складе:

$$V_{гр}=G/g_w=800/0.4=2000 \text{ м}^3 \quad (2.1)$$

При розрахунку вантажної площі камер приймаємо, що висота штабелю вантажу, укладеного в ящикних піддонах складає $h_{гр}=4.5$ м при будівельній висоті $h_{стр}=6$ м (приймаємо завантаження в камері по 3 пакети по висоті). Тоді вантажна площа всіх камер:

$$F_{гр}=V_{гр}/h_{гр}=2000/4.5=444 \text{ м}^2 \quad (2.2)$$

Приймаємо коефіцієнт використання будівельної площі для великих камер зберігання фруктів $\beta_F=0.85$, тоді загальна будівельна площа камер:

$$F_{стр}=F_{гр}/\beta_F=444/0.85=522 \text{ м}^2 \quad (2.3)$$

Вибираємо як опорну площу одного будівельного прямокутника $f_{стр}=144$ м².

Кількість будівельних прямокутників:

$$n=F_{стр}/f_{стр}=522/144=3.6 \quad (2.4)$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

За необхідною площею вибираємо для зберігання яблук чотири камери 12×12.

Дійсна місткість камери зберігання:

$$G_k = 12 \cdot 12 \cdot 0.85 \cdot 4.5 \cdot 0.4 = 220.3 \text{ тон}$$

Дійсна місткість сховища:

$$G = 4 \cdot G_k = 4 \cdot 220.3 = 881,2 \text{ тони}$$

Визначаємо нормативні коефіцієнти теплопередачі відповідно до методичних вказівок «Основи проектування холодильників» [3].

Коефіцієнт теплопередачі зовнішніх стін визначається по формулі:

$$K_{nc} = 0.16 \cdot e^{0.022(40+t_k)} \quad [\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})] \quad (2.5)$$

$$K_{nc} = 0.16 \cdot e^{0.022(40+2)} = 0.4 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

Коефіцієнт теплопередачі стелі з горищем:

$$K_{чп} = 1.05 K_{nc} \quad [\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})] \quad (2.6)$$

$$K_{чп} = 1.05 \cdot 0.4 = 0.42 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Коефіцієнт теплопередачі внутрішніх стін і перегородок:

$$K_{вс} = 1.18 K_{nc} \quad [\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})] \quad (2.7)$$

$$K_{вс} = 1.18 \cdot 0.4 = 0.47 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

Товщина ізоляційного шару для огорожі визначається по формулі:

$$\delta_{из} = \left[\frac{1}{K} - \left(\frac{1}{\alpha_n} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_k} \right) \right] \cdot \lambda_{из} \quad [M] \quad (2.8)$$

де K – відповідний коефіцієнт теплопередачі, $Вт/(м^2К)$;

α_n, α_k – розрахункові значення коефіцієнтів тепловіддачі із зовнішньої і внутрішньої сторін огорожі $Вт/(м^2К)$;

δ_i и λ_i – товщина і коефіцієнт теплопровідності кожного будівельного шару $м$;

$\lambda_{из}$ – розрахункове значення коефіцієнта теплопровідності вибраного ізоляційного матеріалу огорожі, $Вт/(м \cdot К)$.

Вибір ізоляційної конструкції огорож і розрахунок товщини теплової ізоляції огорож.

Для стін вибираємо стандартні легкі пінополіуретанові панелі типу «сэндвіч» з коефіцієнтом теплопровідності ізоляції пенополиуретану [3] $\lambda_{из}=0.03 \text{ Вт}/(м \cdot К)$ (стандартна товщина панелей 40,60,80,100 мм).

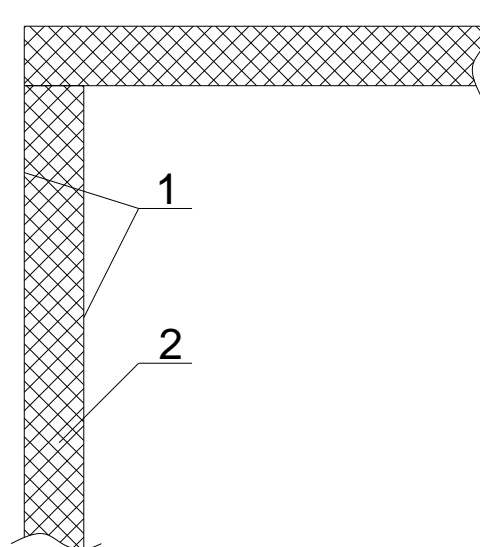


рис. 3.1 – Конструкція «сэндвич» панелей

1 – алюмініва фольга;

2 – теплоізоляція пенополиуретан.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

Для зовнішніх поверхонь зовнішніх стін і покриттів приймаємо $\alpha_n=23$ Вт/(м²К), для внутрішніх поверхонь з помірною примусовою циркуляцією повітря приймаємо $\alpha_k=9$ Вт/(м²К).

Визначаємо розрахункову товщину ізоляції зовнішніх стін:

$$\delta_{из}=(1/0.4-(1/23+1/9))\cdot 0.03=0.07 \text{ м, приймаємо } \delta_{из}=0.08 \text{ м.}$$

Знаходимо дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_{нс}^{\prime}=1/(1/23+1/9+0.08/0.03)=0.35 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}.$$

Для зовнішніх поверхонь внутрішніх стін (коридор) приймаємо $\alpha_{нт}=8$ Вт/(м²К).

Визначаємо розрахункову товщину ізоляції внутрішніх стін:

$$\delta_{из}=(1/0.47-(1/9+1/8))\cdot 0.03=0.057 \text{ м, приймаємо } \delta_{из}=0.06 \text{ м.}$$

Знаходимо дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_{вс}=1/(1/8+0.06/0.03+1/9)=0.45 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Приймаємо між камерами зберігання ізоляцію таку ж, як і для перегородок.

Визначаємо розрахункову товщину ізоляції стелі:

$$\delta_{из}=(1/0.42-(1/23+1/9))\cdot 0.03=0.067 \text{ м, приймаємо } \delta_{из}=0.08 \text{ м.}$$

Знаходимо дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_{ст}^{\prime}=1/(1/23+1/9+0.08/0.03)=0.35 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}.$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		13

2.2. Визначення теплового навантаження камер

Загальне теплове навантаження на холодильне устаткування:

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5, \text{ Вт} \quad (2.9)$$

Q_1 – теплопритоки через огорожі;

Q_2 – теплопритоки від холодильної обробки вантажів;

Q_3 – теплопритоки, пов'язані з вентиляцією приміщень;

Q_4 – експлуатаційні теплопритоки;

Q_5 – теплопритоки від дихання охолоджених плодів.

2.2.1 Розрахунок теплопритоків через огорожі

У загальному випадку для будь-якої огорожі теплоприток через огорожу розраховується по формулі:

$$Q_1 = kF(\Delta t + \Delta t_c), \text{ Вт}, \quad (2.10)$$

де k – розрахунковий коефіцієнт теплопередачі $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$;

F – площа огорожі м^2 ;

Δt – різниця між зовнішньою і внутрішньою температурою камери;

Δt_c – різниця температур від дії сонячного випромінювання.

$$\Delta t_c = p \cdot (q_c \cdot \varepsilon_c / \alpha_n) \quad (2.11)$$

де p – коеф. проникнення, залежить від масивності огорожі;

q_c – розр. напруга сон. випромінювання для літнього періоду $\text{Вт}/\text{м}^2$;

ε_c – коеф. поглинання сон. випромінювання поверхнею огорожі;

α_n – коефіцієнт тепловіддачі від нагрітої сонцем поверхні в

навколишнє середовище, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$.

Із-за навісів рампи теплопритоки від сонячної радіації до зовнішніх західних стін відсутні.

Для 50° південної широти для південних стін вибираємо $q_c = 384 \text{ Вт}/\text{м}^2$, $\alpha_n = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$, фарба біла - $\varepsilon = 0.3$, легка конструкція $p = 1$.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		14

Визначаємо різницю температур від сонячного випромінювання для південних стін камер:

$$\Delta t_c = 1 \cdot 384 \cdot 0.3 / 23 = 5 \text{ К}$$

Для 50° південної широти для даху з горищем приймаємо $\Delta t_c = 10 \text{ К}$

Підлога у камерах схову не обігрівається, тому визначення теплопритоків через ґрунт ведеться позонно:

$$Q_{\Pi} = (t_n - t_k) \sum_{i=1}^4 (k_{yc})_i F_i \quad [\text{Вт}] \quad (2.12)$$

де F_i – площі відповідних зон, м^2 ;

k_{yc} – коефіцієнт теплопередачі зони, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$;

Розрахунок ведемо для площ тих, що потрапили у відповідну зону. Для обліку компенсації збільшення щільності теплового потоку площу першої зони збільшуємо на 4 м^2 (один кут).

Коефіцієнти теплопровідності в зони 1,2,3,4-у відповідно:
 $K_{\text{усл}} = 0.48; 0.24; 0.12; 0.07 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$.

Камери розташовано симетрично, площа відповідних зон однакова у кожній камері.

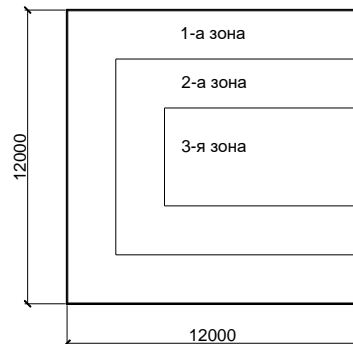


Рис 3.1 – Схема розташування концентричних зон в камері

Таблиця 2.2.1 – Розрахунок підлоги по зонах

	1-я зона, F ₁ , м ²	2-я зона, F ₁ , м ²	3-я зона, F ₁ , м ²	$\sum_{i=1}^4 (k_{yc})_i F_i$, Вт/К
Камера №1	72	48	32	49.92
Камера №2	72	48	32	49.92
Камера №3	72	48	32	49.92
Камера №4	72	48	32	49.92

Розрахунки теплопритоків крізь огорожі по усіх камерах зводимо в загальну таблицю 2.2.2.

Таблиця 2.2.2 – Теплопритоки крізь огорожі

Камера №1		К, Вт/(м ² К)	F, м ²	tk, °C	tn, °C	Δtc, °C	Q1, Вт
	Північ	0,4	74,88	2	32	0	899
Захід	0,4	71,68	2	32	0	860	
Південь	0,47	74,88	2	18	0	563	
Схід	0,47	71,68	2	2	0	0	
Підлога	49,92		2	32	0	1498	
Стеля	0,42	145,2	2	32	10	2439	
Сумарні теплопритоки по камері, ΣQ1, Вт							6259
Камера №2		К, Вт/(м ² К)	F, м ²	tk, °C	tn, °C	Δtc, °C	Q1, Вт
	Північ	0,47	74,88	2	18	0	563
	Захід	0,4	71,68	2	32	0	860
	Південь	0,4	74,88	2	32	5	1048
	Схід	0,47	71,68	2	2	0	0
	Підлога	49,92		2	32	0	1498
	Стеля	0,42	145,2	2	32	10	2439
Сумарні теплопритоки по камері, ΣQ2, Вт							6408
Камера №3		К, Вт/(м ² К)	F, м ²	tk, °C	tn, °C	Δtc, °C	Q1, Вт
	Північ	0,4	73,29	2	32	0	879
	Захід	0,47	71,68	2	2	0	0
	Південь	0,47	73,29	2	18	0	551
	Схід	0,47	71,68	2	18	0	539
	Підлога	49,92		2	32	0	1498
	Стеля	0,42	142,13	2	32	10	2388
Сумарні теплопритоки по камері, ΣQ3, Вт							5855
Камера №4		К, Вт/(м ² К)	F, м ²	tk, °C	tn, °C	Δtc, °C	Q1, Вт
	Північ	0,47	73,29	2	18	0	551
	Захід	0,47	71,68	2	2	0	0
	Південь	0,4	73,29	2	32	0	879
	Схід	0,47	71,68	2	18	5	707
	Підлога	49,92		2	32	0	1498
	Стеля	0,42	142,13	2	32	10	2388
Сумарні теплопритоки по камері, ΣQ4, Вт							6023

Розрахунки решти теплопритоків проводимо по одній камері, оскільки умови роботи і площі камер відрізняються незначно.

2.2.3. Розрахунок теплопритоків від вантажів при їх холодильній обробці

Теплопритоки від холодильної обробки вантажу розраховують по формулі:

$$Q_2=(Q_{2В}+Q_{2Т})\cdot(\tau_{ц}/\tau_p) \quad [Вт], \quad (2.13)$$

де $Q_{2В}$ – теплопритоки від добового надходження фруктів, Вт;

$Q_{2Т}$ – теплопритоки від тари, що поступає з вантажем, Вт;

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

τ_p – час, в перебігу якого споживається холод, год;

$$Q_{2В}= G_{п}\cdot(h_{п}-h_{к})/0.0864 \quad [Вт], \quad (2.14)$$

де $h_{п}, h_{к}$ – ентальпія фруктів при початковій і кінцевій температурі обробки, відповідно, кДж/кг;

$G_{п}$ – максимальне добове надходження вантажу в камеру, т.

Приймаємо максимальне добове надходження вантажу в камери 7% від місткості камер.

Фрукти в камери поступають з рефрижераторного транспорту з температурою $t_{п}=8$ °С, охолоджуються в камері до температури зберігання.

Ентальпія фруктів при початковій температурі $h_{п}=302$ кДж/кг, ентальпія фруктів при кінцевій температурі $h_{к}=279$ кДж/кг

Визначаємо теплоприток при охолодженні вантажу:

$$Q_{2гр}=0.07\cdot 220.3\cdot(302-279)/0.0864=4621 \text{ Вт.}$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
						17
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Теплопритоки від тари, що поступає з вантажем, можна визначити по формулі:

$$Q_{2\text{тари}}=G_T \cdot C_T \cdot (t_{\text{п}}-t_{\text{к}})/0.0864 \quad [\text{Вт}], \quad (2.15)$$

де C_T – теплоємність тари, приймаємо для дерев'яних ящиків $C_T=2.5 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$.

G_T – маса тари, т, приймаємо для дерев'яних ящиків в кількості 20% від маси вантажу.

$t_{\text{п}}, t_{\text{к}}$ – температура тари при початковій і кінцевій температурі, відповідно, °С.

Визначуваний теплоприток від охолодження тари:

$$Q_{2\text{тари}}=0.2 \cdot 0.07 \cdot 220.3 \cdot 2.5 \cdot (8-2)/0.0864=603 \text{ Вт.}$$

Тривалість циклу холодильної обробки, з урахуванням завантаження і вивантаження продукту – $\tau_{\text{ц}}=24$ год.

Загальний теплоприток від обробки вантажу в режимі охолодження:

$$Q_2=(4621+603) \cdot (24/24)=5224 \text{ Вт}$$

3.3. Розрахунок теплопритоків при вентиляції камери

Теплопритоки від вентиляції камери визначаються по формулі:

$$Q_3=V_{\text{стр}} \cdot a \cdot \rho_{\text{к}} \cdot (h_3-h_{\text{к}}) \quad [\text{Вт}], \quad (2.16)$$

де $V_{\text{буд}}$ – будівельний об'єм камери, м³, $V_{\text{буд}}=12 \cdot 12 \cdot 6=864 \text{ м}^3$;

a – кратність повітрообміну в добу, в режимі зберігання приймаємо $a=3$;

$\rho_{\text{к}}$ – щільність повітря при температурі і відносній вологості камери, кг/м³, $\rho_{\text{к}}=1.016 \text{ кг}/\text{м}^3$;

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		18

h_3, h_k – ентальпії повітря при температурі зовнішньою і камери, кДж/кг, $h_n=74$ кДж/кг, $h_k=12$ кДж/кг.

Теплоприток від вентиляції:

$$Q_3=864 \cdot 3 \cdot 1.016 \cdot (74-12)/(3.6 \cdot 24)=1890 \text{ Вт.}$$

2.2.4. Розрахунок експлуатаційних теплопритоків

До експлуатаційних теплопритоків відносяться теплопритоки від людей, що працюють в приміщенні, від освітлення камери, від електродвигунів повітроохолоджувачів і допоміжного устаткування, інфільтрація через двері камери.

Сумарні експлуатаційні теплопритоки визначаються по формулі:

$$Q_4=Q_4'+Q_4''+Q_4''' +Q_4'''' \text{ [Вт]}, \quad (2.17)$$

де Q_4' - теплопритоки от ел. освітлення, Вт;

Q_4'' - теплопритоки от електродвигунів, Вт;

Q_4''' - теплопритоки от працюючих людей, Вт;

Q_4'''' - теплопритоки при відкритті дверей, Вт.

Теплоприток від електричного освітлення визначається по формулі:

$$Q_4'=q_4' \cdot j_{св} \cdot F_{стр} \text{ [Вт]}, \quad (2.18)$$

де q_4' – норма щільності освітлення, приймаємо 3 Вт/м²;

$j_{св}$ – коефіцієнт одночасності роботи світильників, приймаємо 3 зони освітлення $j_{св}=0.33$.

Теплоприток від освітлення:

$$Q_4'=3 \cdot 0.33 \cdot 144=144 \text{ Вт}$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

Теплоприток від електродвигунів повітроохолоджувачів визначаємо по формулі:

$$Q_4'' = j_{\text{дв}} \cdot \sum N_{\text{дв}} \text{ [Вт]}, \quad (2.19)$$

де $j_{\text{дв}}$ – коефіцієнт одночасності роботи, в режимі зберігання приймаємо $j_{\text{дв}}=0.5$;

$\sum N_{\text{дв}}$ – розрахункова потужність ел.дв., Вт.

Оскільки холодильник знаходиться на стадії проектування і потужність електродвигунів апаратів, встановлених в камері, є величиною невідомою, то орієнтовано $\sum N_{\text{дв}}$ можна розрахувати по формулі:

$$\sum N_{\text{дв}} = 1.2 \cdot m \cdot (Q_1 + Q_2 + Q_3), \text{ Вт} \quad (2.20)$$

де m – коефіцієнт відношення потужності електродвигуна до його холодопродуктивності, в режимі зберігання $m=0.08$.

$$\sum N_{\text{дв}} = 1.2 \cdot 0.08 \cdot (6200 + 5224 + 1890) = 1278 \text{ Вт}$$

Визначаємо теплоприток від електродвигунів апаратів:

$$Q_4'' = 0.5 \cdot 1278 = 639 \text{ Вт}$$

Теплопритоки від людей, що працюють в камері, визначаються по формулі:

$$Q_4''' = (270 - 6 \cdot t_k) \cdot n \text{ [Вт]}, \quad (2.21)$$

де n – кількість людей, що працюють в камері, приймаємо $n=2$ при площі менше 200м^2 .

Теплоприток від людей:

$$Q_4''' = (270 - 6 \cdot 2) \cdot 2 = 516 \text{ Вт.}$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

Теплопритоки від інфільтрації через двері визначаються по формулі:

$$Q_4''' = B \cdot F_{\text{двр}} \text{ [Вт]}, \quad (2.22)$$

де B – витрати холоду при відкритті дверей Вт/м², приймаємо для камер площею 108 м² и будівельною висотою 6 м – $B=9$ Вт/м².

Теплоприток від інфільтрації через двері:

$$Q_4''' = 9 \cdot 144 = 1296 \text{ Вт.}$$

Сумарні експлуатаційні теплопритоки:

$$Q_4 = 144 + 639 + 516 + 1296 = 2595 \text{ кВт}$$

2.2.5 Розрахунок теплопритоків від дихання охолоджених фруктів

У загальному випадку для овочесховищ теплопритоки від дихання охолоджених фруктів розраховуються по формулі:

$$Q_5 = q_5' \cdot G_{\text{п}} + q_5'' \cdot (G_{\text{к}} - G_{\text{п}}), \text{ [Вт]}, \quad (2.23)$$

де q_5' - тепловиділення плодів при температурі їх надходження в камеру, Вт/т;

q_5'' - тепловиділення фруктів при температурі зберігання, Вт/т;

$G_{\text{п}}$ – максимальне одноразове надходження фруктів в камеру, т.

$$G_{\text{п}} = 0.07 \cdot 220.3 = 17.36 \text{ т}$$

Тепловиділення фруктів визначаються:

$$q_t = q_0 \cdot e^{bt} \text{ [Вт/т]}, \quad (2.24)$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
						21
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

де q_0 – тепловиділення фруктів при $0\text{ }^{\circ}\text{C}$;

b – температурний коефіцієнт швидкості дихання, $^{\circ}\text{C}^{-1}$.

Для $t_{\text{п}}=8\text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$q_5' = 12.1 \cdot e^{0.0932 \cdot 8} = 25.5 \text{ Вт/т.}$$

Для $t_{\text{п}}=2\text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$q_5'' = 12.1 \cdot e^{0.0932 \cdot 2} = 14.6 \text{ Вт/т.}$$

$$Q_5 = 25.5 \cdot 17.36 + 14.6 \cdot (248 - 17.36) = 3810 \text{ Вт.}$$

Звідна таблиця теплопритоків

	Q_1 , Вт	Q_2 , Вт	Q_3 , Вт	Q_4 , Вт	Q_5 , Вт	$\Sigma Q_{\text{кам}}$, Вт
Камера №1	6259	5224	1890	2595	3810	19778
Камера №2	6408	5224	1890	2595	3810	19927
Камера №3	5855	5224	1890	2595	3810	19374
Камера №4	6023	5224	1890	2595	3810	19542

Отже, сумарне навантаження на прилади в режимі охолодження в кожній камері складає $Q_0=19 \div 20$ кВт. Для уніфікації устаткування прилади охолодження для всіх камер підбираємо по максимальному навантаженню. У камерах, як прилади, що охолоджують, будуть використані повітроохолоджувачі з безпосереднім кипінням фреону усередині труб, в кількості 3 штук в кожній камері, які забезпечать рівномірне температурно-вологове поле в процесі зберігання. Відповідно, навантаження на один апарат $Q_{\text{по}}=20/3=6.7$ кВт.

При розрахунку навантаження на компресора теплопритоки від холодильної обробки вантажу і експлуатаційні теплопритоки приймаємо у розмірі 50%, інші у розмірі 100%.

Сумарне навантаження на компресора:

$$\Sigma Q_0 = (6259 + 6408 + 5855 + 6023) + 0.5 \cdot 4 \cdot (5224 + 2595) + 4 \cdot (1890 + 3810) = 62983 \text{ Вт.}$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

Отже, встановлюємо паралельно 3(1) компресори з холодопродуктивністю 21 кВт, що мають загальну лінію всмоктування і нагнітання.

Теплове навантаження на один компресор, визначається з урахуванням втрат в системі при безпосередньому охолодженні у розмірі 5 %, $k=1.05$, і коефіцієнта робочого часу $b=0.9$:

$$Q_{0 \text{ комп}} = k \cdot Q_0 / b = 1.05 \cdot 21 / 0.9 = 24.5 \text{ кВт} \quad (2.25)$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

2.3 Тепловий розрахунок холодильної системи

Для відведення теплоти конденсації в даній холодильній системі використовуватимуться повітряні конденсатори. Температура конденсації для повітряних конденсаторів приймається на 10-12 °С вище за розрахункову температуру зовнішнього повітря:

$$t_k = 32 + 10 = 42 \text{ }^\circ\text{C}$$

Як прилади охолодження в камерах будуть використані підвісні повітроохолоджувачі. Температура кипіння агента в таких апаратах приймається на 7-10 °С нижче за розрахункову температуру повітря в камері.

Компресора будуть використані напівгерметичні, тому сумарний перегрів на всмоктуванні приймаємо з урахуванням підігріву на обмотках компресора $\Theta = 20 \text{ K}$.

При роботі на фреоні R404a, який використовуватиметься як холодильний агент, немає необхідності в додатковому перегріві на всмоктуванні, для забезпечення безпечної роботи компресорів, тому регенеративний теплообмінник в системі відсутній.

Тепловий розрахунок буде проводитися за наступними даними:

- температура кипіння R404a $t_0 = -6 \text{ }^\circ\text{C}$;
- потрібна холодопродуктивність $Q_{0 \text{ комп}} = 24.5 \text{ кВт}$;
- температура конденсації агента $t_k = 42 \text{ }^\circ\text{C}$;
- сумарний перегрів на всмоктуванні $\Theta = 20 \text{ }^\circ\text{C}$;
- переохолодження після конденсатора $\Delta t_{\text{по}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$.

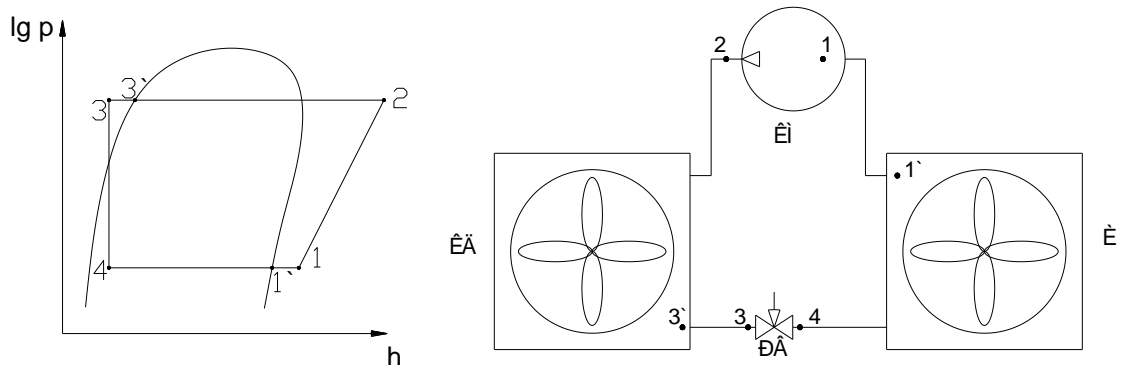


рис.2.3 – Термодинамічний цикл і умовна схема холодильної машини

						КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			24

Процеси, відбиті в циклі:

1-2 – стискування в компресорі;

2-3 – конденсація;

3-4 – дроселювання агента;

4-5 – кипіння у випарнику;

1'-1 – перегрівши на всмоктуванні;

3'-3 – переохолодження після конденсатора.

Таблиця 2.3 – Розрахункові дані циклу холодильної машини

	1'	1	2	3	4
t, °C	-6	14	80	38	-6.3
P, бар	5	5	19	19	5
h, кДж/кг	366	384	413	258	258
v, м ³ /кг	-	0.045	-	-	

Питомі характеристики циклу:

- питома масова продуктивність:

$$q_0 = h_{1'} - h_4 = 366 - 258 = 108 \text{ кДж/кг} \quad (2.25)$$

- питома об'ємна продуктивність

$$q_v = q_0 / v_1 = 108 / 0.045 = 2400 \text{ кДж/м}^3 \quad (2.26)$$

- питома адиабатна робота стискування

$$l = h_2 - h_1 = 413 - 384 = 29 \text{ кДж/кг} \quad (2.27)$$

Масова витрата агента:

$$M_a = Q_0 / q_0 = 24.5 / 108 = 0.23 \text{ кг/с} \quad (2.28)$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

$$V_d = M_a \cdot v_1 = 0.23 \cdot 0.045 = 0.01 \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.29)$$

Коефіцієнт подачі компресора:

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25

$$\lambda_c = 1 - 0.03 \cdot [(P_k/P_0)^{1/m} - 1] = 1 - 0.03 \cdot [(19/5) - 1] = 0.916 \quad (2.30)$$

$$\lambda'_w = (T_0 + \Theta) / (\alpha \cdot T_k + \beta \cdot \Theta) = (267 + 20) / (1.12 \cdot 315 + 0.5 \cdot 20) = 0.79$$

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda'_w = 0.916 \cdot 0.79 = 0.72$$

Об'єм, описаний поршнями компресора:

$$V_h = V_d / \lambda = 0.01 / 0.72 = 0.014 \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.31)$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l = 0.23 \cdot 29 = 6.67 \text{ кВт} \quad (2.32)$$

Індикаторний ККД компресора:

$$\eta_i = \lambda'_w + b \cdot t_0 = 0.79 - 6 \cdot 0.001 = 0.784 \quad (2.33)$$

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = N_a / \eta_i = 6.67 / 0.784 = 8.5 \text{ кВт} \quad (2.34)$$

Потужність тертя:

$$N_{тр} = V_h \cdot P_{тр} = 0.014 \cdot 40 = 0.56 \text{ кВт}, \quad (2.35)$$

де $P_{тр}$ - середній тиск тертя, для фреонових компресорів $P_{тр} = 40$ кПа.

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_i + N_{тр} = 8.5 + 0.56 = 9.06 \text{ кВт} \quad (2.36)$$

Електрична потужність компресора:

$$N_{ел} = N_e / \eta_{ел} = 9.06 / 0.9 = 10.07 \text{ кВт}, \quad (2.37)$$

де $\eta_{ел}$ - ККД електродвигуна компресора.

Таблиця 2.3.2 – Результати теплового розрахунку

Параметри	
Холодопродуктивність, кВт	24.5
Температура кипіння, °С	-6
Температура конденсації, °С	42
Перегрів, °С	20
Переохолодження в конденсаторі, °С	5
Тиск кипіння/конденсації, бар	5/19
Теор. об'єм, описаний поршнями, м ³ /с	0.014
Ефективна потужність компресора, кВт	9.06
Електрична потужність компресора, кВт	10.07

2.4 Розрахунок повітряного конденсатора

За результатами теплового розрахунку:

$$\sum Q_k = 3 \cdot (Q_{0 \text{ комп}} + N_e) = 3 \cdot (24.5 + 10.1) = 100 \text{ кВт}$$

Приймаємо для відведення теплоти конденсації повітряний конденсатор з продуктивністю $Q_k = 100 \text{ кВт}$

Дані для розрахунку:

Теплове навантаження: $Q_k = 100 \text{ кВт}$

Розрахункова температура зовнішнього повітря: $t_n = 32 \text{ }^\circ\text{C}$

Відносна вологість зовнішнього повітря: $\phi_n = 0.6$

Зовнішній діаметр труби: $d = 0.022 \text{ м}$

Внутрішній діаметр труби: $d_{\text{вн}} = 0.02 \text{ м}$

Товщина ребра: $\delta = 0.0008 \text{ м}$

Крок ребер: $u = 0.008 \text{ м}$

Ширина ребра: $B = 0.044 \text{ м}$

Матеріал труб/ребер: мідь/алюміній

Крок труб по ходу/проти ходу повітря: $S_1/S_2 = 0.044/0.088 \text{ м}$

Розташування труб в пучку: шахове

Форма ребра: пластинчасте

Агент: R404a

2.4.1 Тепловий розрахунок конденсатора

Приймаємо підігрів повітря в конденсаторі $\Delta t = 5 \text{ К}$, тоді температура повітря на виході з апарату:

$$t_2 = t_n + \Delta t = 32 + 5 = 37 \text{ }^\circ\text{C}$$

Температура конденсації для повітряних конденсаторів приймається на 10-12 К вище за розрахункову температуру зовнішнього повітря:

$$t_k = 32 + 10 = 42 \text{ }^\circ\text{C}$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

Задаємося швидкістю повітря в живому перетині апарату – $w=8$ м/с.

Розраховуємо геометричні характеристики ребра:

- зовнішня поверхня ребра:

$$f_p = B^2 - 0.25 \cdot \pi \cdot d^2 + 4 \cdot B \cdot \delta = 0.044^2 - 0.25 \cdot 3.14 \cdot 0.022^2 + 4 \cdot 0.044 \cdot 0.0008 = 1.7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

- зовнішня поверхня труби між двома суміжними ребрами:

$$f_{тр} = \pi \cdot d \cdot (u - \delta) = 3.14 \cdot 0.022 \cdot (0.008 - 0.0008) = 0.5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

- внутрішня поверхня труби ребристого елемента:

$$f_{вн} = \pi \cdot d \cdot u = 3.14 \cdot 0.022 \cdot 0.008 = 0.55 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

- повна зовнішня поверхня ребристого елемента:

$$f_{п} = f_p + f_{тр} = 1.7 \cdot 10^{-3} + 0.5 \cdot 10^{-3} = 2.2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

- коефіцієнт обребрення β и ступінь обребрення φ_n :

$$\beta = f_{п} / f_{вн} = 2.2 / 0.55 = 4$$

$$\varphi_n = f_{п} / f_{тр} = 2.2 / 0.5 = 4.4$$

За довідковими даними [2] вибираємо теплофізичні властивості повітря при t_n :

- кінематична в'язкість $\nu = 16.2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;
- коефіцієнт теплопровідності $\lambda = 0.027 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;
- число Прандтля $Pr = 0.7$;
- щільність $\rho = 1.16 \text{ кг}/\text{м}^3$;
- теплоємність $c = 1.005 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Визначальний розмір для умов тепловіддачі від поверхні конденсатора до повітря для пластинчастих ребер визначаємо по формулі:

$$d_3 = 2 \cdot (S_1 - d) \cdot (u - \delta) / (S_1 - d + u - \delta), \text{ м} \quad (2.38)$$

$$d_3 = 2 \cdot (0.044 - 0.022) \cdot (0.008 - 0.0008) / (0.044 - 0.022 + 0.008 - 0.0008) = 0.011 \text{ м}$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		29

Критерій Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re=w \cdot d_3 / \nu \quad (2.39)$$

$$Re=8 \cdot 0.011 / 16.2 \cdot 10^{-6} = 5358$$

Критерій Нуссельта для пластинчастого ребра визначаємо по формулі:

$$Nu=0.178 \cdot [(S_1-d)/d_3]^{-0.14} \cdot Re^{0.6} \quad (2.40)$$

$$Nu=0.178 \cdot [(0.044-0.022)/0.011]^{-0.14} \cdot 5358^{0.6} = 27.8$$

Коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ребра до повітря визначаємо по формулі:

$$\alpha_k = Nu \cdot \lambda / d_3 \quad (2.41)$$

$$\alpha_k = 27.8 \cdot 0.027 / 0.011 = 69.1 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$$

Умовна висота ребра для пластинчастих ребер визначаємо по формулі:

$$h' = 0.5 \cdot d \cdot (1.15 \cdot B/d - 1)(1 + 0.35 \cdot \ln(1.15 \cdot B/d)), \text{ м} \quad (2.42)$$

$$h' = 0.5 \cdot 0.022 \cdot (1.15 \cdot 0.044/0.022 - 1)(1 + 0.35 \cdot \ln(1.15 \cdot 0.044/0.022)) = 0.018 \text{ м}$$

Для мідних труб коефіцієнт теплопровідності стінки $\lambda_{тр} = 400 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$, для алюмінієвих ребер $\lambda_p = 200 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$.

Коефіцієнт ефективності ребра визначаємо по формулі:

$$E = \tanh[(2 \cdot \alpha_k / (\delta \cdot \lambda_p))^{0.5} \cdot (h' + 0.5 \cdot \delta)] / [(2 \cdot \alpha_k / (\delta \cdot \lambda_p))^{0.5} \cdot (h' + 0.5 \cdot \delta)] \quad (2.43)$$

$$E = \tanh[(2 \cdot 69.1 / (0.0008 \cdot 200))^{0.5} \cdot (0.018 + 0.5 \cdot 0.0008)] /$$

$$/[2 \cdot 69.1 / (0.0008 \cdot 200)]^{0.5} \cdot (0.018 + 0.5 \cdot 0.0008)] = 0.91$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
						30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Приведений коефіцієнт тепловіддачі визначаємо по формулі:

$$\alpha_{\text{пр}} = \alpha_{\text{к}} \cdot (f_p \cdot E / f_{\text{п}} + 1 / \varphi_{\text{н}}), \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (2.44)$$

$$\alpha_{\text{пр}} = 69.1 \cdot (1.7 \cdot 0.91 / 2.2 + 1 / 4.4) = 64.2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$$

Розрахункові дані для визначення термічного опору шару мастила:

товщина – $\delta_{\text{м}} = 0.0005 \text{ м}$;

коефіцієнт теплопровідності – $\lambda_{\text{м}} = 0.12 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні апарату визначимо по формулі:

$$K = [(1/\alpha_{\text{пр}} + 8 \cdot f_{\text{п}} / (\pi \cdot (d^2 + d_{\text{вн}}^2)) \cdot (0.5 \cdot (d - d_{\text{вн}}) / \lambda_{\text{тр}} + \delta / \lambda_{\text{р}} + \delta_{\text{м}} / \lambda_{\text{м}})]^{-1}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (2.45)$$

$$K = [(1/64.2 + 8 \cdot 2.2 \cdot 10^{-3} / (\pi \cdot (0.022^2 + 0.002^2)) \cdot (0.5 \cdot (0.022 - 0.02) / 400 + 0.0008 / 200 + 0.0005 / 0.12)]^{-1} = 23.8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Властивості агента (R404a) визначаємо за довідковими даними [2] при визначальній температурі конденсації $t_{\text{к}}$:

- щільність конденсату $\rho_{\text{к}} = 1120 \text{ кг}/\text{м}^3$;
- коефіцієнт теплопровідності конденсату $\lambda_{\text{к}} = 0.0756 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;
- коефіцієнт динамічної в'язкості конденсату $\mu_{\text{к}} = 2.2 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}$;
- теплота паротворення $r = 165 \cdot 10^3 \text{ Дж}/\text{кг}$.

Щільність теплового потоку з боку конденсуючого холодильного агента, використовуючи загальну температуру стінки труби $t_{\text{ст}}$, можна виразити по формулі:

$$q = \beta^{-1} \cdot 0.72 \cdot [9.81 \cdot r \cdot \rho_{\text{к}}^2 \cdot \lambda_{\text{к}}^3 \cdot (\mu_{\text{к}} \cdot d_{\text{вн}})^{-1}]^{0.25} \cdot (t_{\text{к}} - t_{\text{ст}})^{-0.75}, \text{ Вт}/\text{м}^2 \quad (2.46)$$

$$q = 4^{-1} \cdot 0.72 \cdot [9.81 \cdot 165 \cdot 10^3 \cdot 1120^2 \cdot 0.0756^3 \cdot (2.2 \cdot 10^{-4} \cdot 0.02)^{-1}]^{0.25} \cdot (42 - t_{\text{ст}})^{-0.75} = 678 \cdot (42 - t_{\text{ст}})^{-0.75}$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		31

Щільність теплового потоку з боку повітря, використовуючи загальну температуру стінки труби $t_{ст}$, можна виразити по формулі:

$$q=K \cdot (t_{ст}-t_{н}), \text{ Вт/м}^2 \quad (2.47)$$

$$q=K \cdot (t_{ст}-t_{н})=23.8 \cdot (t_{ст}-32)$$

Вирішуючи спільно систему рівнянь 5.9 і 5.10, визначимо пошукову щільність теплового потоку через стінку: $q=168.2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Повну ребрену поверхню апарату визначаємо по формулі:

$$F=Q_{к} \cdot 10^3/q, \text{ м}^2 \quad (2.48)$$

$$F=100 \cdot 10^3/168.2=595 \text{ м}^2$$

2.4.2 Конструктивний розрахунок апарату

Об'ємна витрата повітря через апарат:

$$V=Q_{к}/(c \cdot \rho \cdot \Delta t), \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.49)$$

$$V=100/(1.16 \cdot 1.005 \cdot 6)=17.15 \text{ м}^3/\text{с}$$

Площа «живого» перетину конденсатора: $F_{ж}=V/w=14.3/8=1.7 \text{ м}^2$

Сумарна довжина труб в апараті: $\sum L=F_{ж}/f_{п}=1.7/(2.2 \cdot 10^{-3})=772 \text{ м}$

Площу «живого» перетину одного ребристого елемента визначимо по формулі:

$$f_{ж}=S_1 \cdot u - (2 \cdot h \cdot \delta + d \cdot u), \text{ м}^2 \quad (2.50)$$

$$f_{ж}=0.044 \cdot 0.008 - (2 \cdot 0.018 \cdot 0.0008 + 0.022 \cdot 0.008)=0.1465 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Число ребристих елементів у фронтальному перетині пучка труб апарату: $n_{рз}=F_{ж}/f_{ж}=1.7/0.1465 \cdot 10^{-3}=11604$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
						32
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Сумарна довжина труб у фронтальному перетині пучка:

$$\sum L_{\phi} = u \cdot n_{\text{прз}} = 0.008 \cdot 11604 = 92.8 \text{ м}$$

Площа фронтального перетину апарату: $S_{\phi} = S_1 \cdot \sum L_{\phi} = 0.044 \cdot 92.8 = 4.1 \text{ м}^2$

По графіках характеристик вентиляторів [6] вибираємо чотири вентилятори марки ВО-12-303-6,3 при орієнтовному натиску $H = 130 \text{ Па}$.

Діаметр вентиляторів $D_{\text{в}} = 0.63 \text{ м}$, кількість $z = 4$

Орієнтовні геометричні розміри конденсатора:

- ширина $B_{\text{к}} = (S_{\phi}/z)^{0.5} = (4.1/4)^{0.5} = 1.01 \text{ м}$;

- довжина $L_{\text{к}} = B_{\text{к}} \cdot z = 1.01 \cdot 4 = 4.04 \text{ м}$.

Число труб у фронтальному перетині апарату з округленням до цілого:

$$N_{\phi} = B_{\text{к}}/S_1 = 1.01/0.044 = 23$$

Дійсні геометричні розміри конденсатора:

- ширина $B_{\text{к}} = N_{\phi} \cdot S_1 = 23 \cdot 0.044 = 1.01 \text{ м}$;

- довжина $L_{\text{к}} = S_{\phi}/B_{\text{к}} = 4.1/1.01 = 4.06 \text{ м}$.

Число труб уздовж потоку повітря, з округленням до більшого цілого:

$$N = \sum L / \sum L_{\phi} = 772/92.8 \approx 9$$

Висота секції: $H_{\text{к}} = S_2 \cdot N = 0.088 \cdot 9 = 0.79 \text{ м}$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		33

2.5 Розрахунок повітроохолоджувача

У розрахунку використовуються **наступні дані:**

- холодопродуктивність апарату $Q_0=6700$ Вт;
- температура повітря камери $t_k=2$ °С;
- відносна вологість повітря камери $\phi_k=0.9$;
- швидкість повітря в живому перетині $V_B=3$ м/с;
- форма ребра – кругле;
- матеріал труб сталь $\lambda_{тр}=50$ Вт/(м·К), $d_H=0.02$ м, $d_{вн}=0.016$ м;
- матеріал ребер алюміній $\lambda_p=150$ Вт/(м·К),
- крок ребер $u=0.008$ м, висота ребра $h_p=0.02$ м, товщина ребра у підстави $\delta_{op}=0.002$ м, у вершини $\delta_{вp}=0.0006$ м діаметр ребра $D_p=0.063$ м;
- температура кипіння агента (R 404a) $t_0=-6$ °С;
- товщина інею, що осів $\delta_i=0.0015$ м, $\lambda_i=0.2$ Вт/(м·К).

Приймаємо по графіку залежності від t_k підохолодження в апараті $\Delta t=2$.

Температура на виході з апарату:

$$t_B=t_k-\Delta t=2-2=0 \text{ °С}$$

Середня температура повітря:

$$t_c=0.5 \cdot (t_k + t_B)=0.5 \cdot (2-0)=1 \text{ °С}$$

Задаємося середньою температурою поверхні ПО, покритою інеєм:

$$t_H=-2.9 \text{ °С.}$$

По таблицях визначаємо вологовміст насиченого повітря при:

$$t_k - d_k''=0.0044 \text{ кг/кг}; t_H - d_H''=0.003 \text{ кг/кг}; t_B - d_B''=0.0038 \text{ кг/кг.}$$

Вологовміст повітря в камері при t_k по таблиці $d_k=0.0039$ кг/кг

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		34

Вологовміст на виході з повітроохолоджувача:

$$d_B = d_K - (d_K - d_{II}) \cdot (t_K - t_B) / (t_K - t_{II}) \quad [\text{кг/кг}] \quad (2.51)$$

$$d_B = 0.0039 - (0.0039 - 0.003) \cdot (2 + 0) / (2 + 2.8) = 0.0035 \text{ кг/кг.}$$

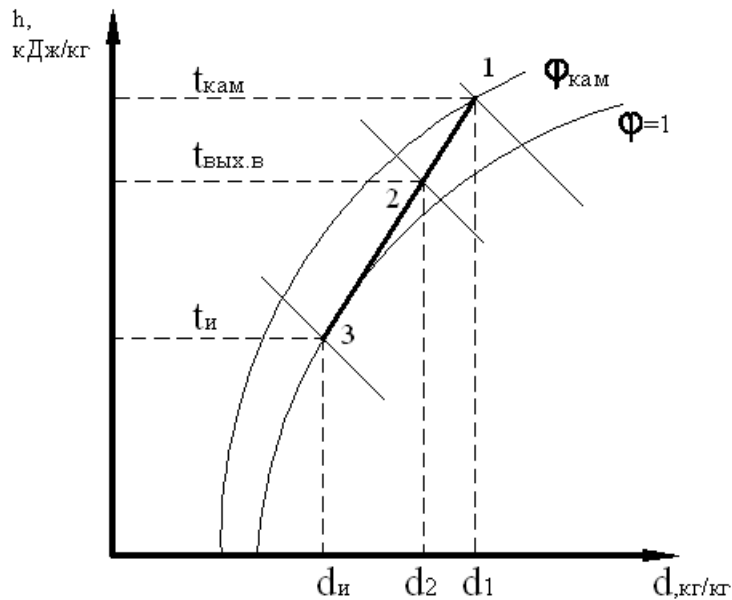


рис. 2.5.1 – Процес обробки повітря у повітроохолоджувачі в h-d діаграмі.

Відносна вологість на виході з апарату:

$$\varphi_B = d_B / d_B^* = 0.0035 / 0.0038 = 0.93$$

Ентальпія повітря визначається по формулі:

$$h = 1.006 \cdot t + (2835 + 2.09 \cdot t) \cdot d \quad [\text{кДж/кг}] \quad (2.52)$$

$$h_K = 1.006 \cdot 2 + (2835 + 2.09 \cdot 2) \cdot 0.0039 = 13.08 \text{ кДж/кг}$$

$$h_B = 1.006 \cdot 0 + (2835 + 2.09 \cdot 0) \cdot 0.0035 = 9.97 \text{ кДж/кг}$$

$$h_{II} = 1.006 \cdot (-2.8) + (2835 + 2.09 \cdot (-2.8)) \cdot 0.0038 = 5.61 \text{ кДж/кг}$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		35

Поперечний і подовжній крок труб при коридорній компоновці:

$$S_1=S_2=D_p+2\cdot\delta_i+0.003=0.063+2\cdot0.0015+0.003=0.069 \text{ м}$$

Геометричні параметри прийнятого ребристого елемента.

Зовнішня поверхня ребра:

$$f_p=0.5\cdot\pi\cdot(D_p^2-d_n^2)+\pi\cdot D_p\cdot\delta_{вр}=0.5\cdot\pi\cdot(0.063^2-0.02^2)+\pi\cdot0.063\cdot0.0006=$$
$$=5.7\cdot10^{-3} \text{ м}^2$$

Зовнішня поверхня труби між двома суміжними ребрами:

$$f_{тр}=\pi\cdot d_n\cdot(u-\delta_{ор})=3.14\cdot0.02\cdot(0.008-0.0002)=3.77\cdot10^{-3} \text{ м}^2$$

Внутрішня поверхня труби ребристого елемента:

$$f_{вн}=\pi\cdot d_{вн}\cdot u=3.14\cdot0.016\cdot0.008=4\cdot10^{-4} \text{ м}^2$$

Повна зовнішня поверхня ребристого елемента:

$$f_{п}=f_p+f_{тр}=(5.7+3.77)\cdot10^{-3}=6.1\cdot10^{-3} \text{ м}^2$$

Коефіцієнт оребрення:

$$\beta=f_{п}/f_{вн}=6.1/0.4=15.2$$

Ступінь оребрення:

$$\phi=f_{п}/(\pi\cdot d_n\cdot u)=6.1/(\pi\cdot0.02\cdot0.008)=12.14$$

Умовний ступінь оребрення:

$$\beta_n=f_{п}/f_{тр}=6.1/0.38=16.19$$

Геометричні характеристики поверхні інею.

Зовнішня поверхня інею на ребрі:

$$f_{pi}=0.5\cdot\pi\cdot[(D_p+2\cdot\delta_i)^2-(d_n+2\cdot\delta_i)^2]+\pi\cdot(D_p+2\cdot\delta_i)\cdot(\delta_{вр}+2\cdot\delta_i)=0.5\cdot\pi\cdot$$
$$\cdot[(0.053+2\cdot0.0015)^2-(0.02+2\cdot0.0015)^2]+\pi\cdot(0.063+0.003)\cdot(0.0006+0.003)=$$
$$=6.8\cdot10^{-3} \text{ м}^2$$

Внутрішня поверхня інею на трубi між двома суміжними ребрами:

$$f_{тр i}=\pi\cdot(d_n+2\cdot\delta_i)(u-\delta_{ор}-2\cdot\delta_i)=3.14\cdot(0.02+0.003)\cdot(0.008-0.0002-0.003)=$$
$$=2.2\cdot10^{-4} \text{ м}^2$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		36

Повна зовнішня поверхня інею на ребристому елементі:

$$f_i = f_{\text{тр}i} + f_{\text{р}i} = (6.8 + 0.22) \cdot 10^{-3} = 7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Коефіцієнт оребрення поверхні, покритої інеєм:

$$\beta_i = f_i / f_{\text{вн}} = 7 / 0.4 = 17.3$$

Площа `живого` перетину одного ребристого елемента з інеєм:

$$f_{\text{ж}} = (S_1 - d_n - 2 \cdot \delta_i) \cdot u - 2 \cdot h_p \cdot [0.5 \cdot (\delta_{\text{вр}} + \delta_{\text{ор}}) + 2 \cdot \delta_i] = (0.069 - 0.02 - 0.003) \cdot 0.008 - 2 \cdot [0.5 \cdot (0.0006 + 0.0002) + 0.003] = 4.4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Теплообмін з боку повітря:

Теплофізичні властивості повітря при t_c :

- кінематична в'язкість $\nu_{\text{в}} = 13.28 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;
- коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{\text{в}} = 0.0244 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;
- число Прандтля $\text{Pr}_{\text{в}} = 0.707$;
- щільність $\rho_{\text{в}} = 1.293 \text{ кг}/\text{м}^3$.

Коефіцієнт вологовипадіння визначається по формулі:

$$\xi = 1 + (d_{\text{к}} \cdot \varphi_{\text{к}} - d_{\text{п}}) \cdot (2835 - 2.09 \cdot t_{\text{п}}) / [(1.006 + 1.87 \cdot d_{\text{п}}) \cdot (t_{\text{к}} - t_{\text{п}})] \quad (2.53)$$

$$\xi = 1 + (0.0044 \cdot 0.9 - 0.003) \cdot (2835 - 2.09 \cdot (-2.8)) / [(1.006 + 1.87 \cdot 0.003) \cdot (2 + 2.8)] = 1.073$$

По таблицях розрахункових залежностей для прийнятого типу трубного пучка ребристого елемента і відповідної сфери застосування вибираємо визначальний розмір і розрахункову залежність для визначення критерію Нусельта.

Визначальний розмір:

$$L_0 = d_n / \beta_n + (1 - \beta_n^{-1}) [0.785 \cdot (D_p^2 - d_n^2)]^{0.5} \quad (2.54)$$

$$L_0 = 0.2 / 16.19 + (1 - 16.19^{-1}) [0.785 \cdot (0.063^2 - 0.02^2)]^{0.5} = 0.051 \text{ м}$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		37

Число Рейнольдса:

$$Re_B = w_B \cdot L_0 / \nu_B \quad (2.55)$$

$$Re_B = 3 \cdot 0.051 / (13.28 \cdot 10^{-6}) = 11498$$

Число Нусельта:

$$Nu_B = 0.18 \cdot C_s \cdot C_z \cdot Re_B^{0.65} \cdot \beta_H^{0.07} \cdot \beta_H^{-0.7} \quad (2.56)$$

Оскільки $S_2/d_H = 3.45 > 2$ і кількість труб по передумовах більше 4 шт, то коефіцієнти $C_s = C_z = 1$.

$$Nu_B = 0.18 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 11498^{0.65} \cdot 16.2^{0.07} \cdot 16.2^{-0.7} = 41.3$$

Коефіцієнт тепловіддачі від поверхні повітроохолоджувача до повітря:

$$\alpha_B = Nu_B \cdot \lambda_B / L_0 \quad (2.57)$$

$$\alpha_B = 41.3 \cdot 0.0244 / 0.051 = 19.8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_{B \text{ пр}} = [(\alpha_B \cdot \xi)^{-1} + \delta_i / \lambda_i]^{-1} \quad (2.58)$$

$$\alpha_{B \text{ пр}} = [(19.8 \cdot 1.073)^{-1} + 0.0015 / 0.2] = 18.3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Умовна висота ребра:

$$h' = h_p \cdot [1 + 0.35 \cdot \ln(D_p / d_H)] = 0.02 \cdot [1 + 0.35 \cdot \ln(0.063 / 0.02)] = 0.028 \text{ м}$$

Безрозмірний комплекс

$$mh' = [4 \cdot \alpha_{B \text{ пр}} / ((\delta_{вр} + \delta_{ор}) \cdot \lambda_p)]^{0.5} \cdot h' = 2 \cdot [18.3 / (0.008 \cdot 150)]^{0.5} = 0.384$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		38

Коефіцієнт ефективності ребра:

$$E = [\tanh(mh')] / mh' \quad (2.59)$$

$$E = [\tanh(0.384)] / 0.384 = 0.953$$

Коефіцієнт, що враховує нерівномірність тепловіддачі по висоті ребра:

$$\psi = 1 - 0.058 \cdot mh' = 1 - 0.058 \cdot 0.384 = 0.977$$

Умовний коефіцієнт тепловіддачі, віднесений до зовнішньої поверхні ребристого елемента:

$$\alpha_{в пр}' = \alpha_{в пр} \cdot (f_p \cdot E \cdot \psi + f_{тр}) / f_{п} \quad [\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})] \quad (2.60)$$

$$\alpha_{в пр}' = 18.3 \cdot (0.0057 \cdot 0.953 \cdot 0.977 + 0.0004) / 0.006 = 17.1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Щільність теплового потоку, віднесена до внутрішньої поверхні труби:

$$q_b = \alpha_b \cdot \xi \cdot \beta_i \cdot (t_c - t_{п}) \quad [\text{Вт}/\text{м}^2] \quad (2.61)$$

$$q_b = 17.1 \cdot 1.073 \cdot 17.34 \cdot (1 + 2.9) = 1436 \text{ Вт}/\text{м}^2$$

Коефіцієнт тепловіддачі в трубах апарату:

$$\alpha_0 = 32 \cdot \omega p^{0.47} \cdot q_b^{0.15} \quad [\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})] \quad (2.62)$$

де ωp – масова швидкість агента, по графіку залежності від щільності теплового потоку знаходимо $\omega p = 80 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$

$$\alpha_0 = 32 \cdot 80^{0.47} \cdot 1436^{0.15} = 747 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
						39
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні інею:

$$K_{ні}=[\beta_i/\alpha_0+1/\alpha_{в\text{ пр }i}+\phi\cdot(0.5\cdot(d_n-d_{вн})/\lambda_T)]^{-1} \quad [\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})] \quad (2.63)$$

$$K_{ні}=[17.34/747+1/17.1+12.14\cdot(0.5\cdot(0.02-0.016)/50)]^{-1}=12.19 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$$

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні сухої поверхні:

$$K_n=K_{ні}\cdot\beta/\beta_i=12.19\cdot 15.17/17.34=10.67 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$$

Перевіряємо раніше прийняту температуру поверхні апарату:

- щільність теплового потоку, віднесена до зовнішньої поверхні інею:

$$q_n=K_{ні}\cdot(t_c-t_0)=10.67\cdot(1+6)=85.3 \text{ Вт}/\text{м}^2;$$

- розрахункова різниця температур:

$$\Delta t_p=q_n/(\alpha_v\cdot\xi)=85.3/(19.8\cdot 1.073)=4.02 \text{ }^\circ\text{C};$$

- відносна погрішність прийнятої і розрахункової різниці температур:

$$\varepsilon=[|\Delta t_p-(t_c-t_n)|/\Delta t_p]\cdot 100\%=[|4.02-(1+2.9)|/4.02]\cdot 100\%=3 \%$$

Оскільки відносна погрішність задовольняє необхідній погрішності розрахунку (<5%), тоді шукана зовнішня поверхня повітроохолоджувача:

$$F_n=Q_0/[K_n\cdot(t_c-t_0)]=6700/(10.67\cdot 7)=89.7 \text{ м}^2$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		40

Компонувальний розрахунок повітроохолоджувача:

Конструктивно проєктований повітроохолоджувач складається з двох однакових теплообмінних секцій, через які прокачується вентиляторами тепле повітря, що відводиться із штабелів вантажу. Відповідно, холодопродуктивність і зовнішня площа кожної секції складатиме половину від розрахункових.

Об'ємна витрата повітря через секцію повітроохолоджувача:

$$V_B = Q_0 \cdot 10^{-3} / [\rho_B \cdot (h_K - h_B)] \quad (2.64)$$
$$V_B = 3.35 / [1.29 \cdot (13.08 - 9.62)] = 0.75 \text{ м}^3/\text{с}$$

По графіках характеристик вентиляторів вибираємо 2 вентиляторів марки ВО-12-303-4 при орієнтовному натиску $H=120$ Па з діаметром вентилятора $D_B=0.4$ м.

Мінімальний 'живий' перетин повітроохолоджувача:

$$F_{ж} = V_B / w_B = 0.75 / 3 = 0.25 \text{ м}^2$$

Площа фронтального перетину повітроохолоджувача:

$$F_{\phi} = F_{ж} \cdot S_1 \cdot u / f_{ж} = 0.25 \cdot 0.069 \cdot 0.008 / 0.00044 = 0.32 \text{ м}^2$$

Задаємося орієнтовною довжиною теплообмінної секції $L'=1$ м, тоді ширина секції : $H'=F_{\phi} / L' = 0.32 / 1 = 0.32$ м.

Число труб у фронтальному перетині пучка з округленням до цілого:

$$z_1 = H' / S_1 = 0.32 / 0.069 = 4.6$$

Приймаємо дійсне число труб $z_1=5$ шт

Дійсна ширина і довжина секції:

$$H = z_1 \cdot S_1 = 5 \cdot 0.069 = 0.345 \text{ м}$$

$$L = F_{\phi} / H = 0.32 / 0.345 = 0.92 \text{ м}$$

Кількість труб по ходу повітря з округленням до найближчого більшого цілого: $z_2 = F_H / [f_H \cdot (F_{ж} / f_{ж})] = 40 / [0.0061 \cdot (0.25 / 0.00038)] = 10$ шт

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		41

Розрахункові параметри теплообмінної поверхні:

- сумарна довжина труб апарату:

$$\Sigma L = L \cdot z_1 \cdot z_2 = 0.81 \cdot 12 \cdot 10 = 97.2 \text{ м};$$

- площа зовнішньої поверхні:

$$F_d = \Sigma L \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot \beta = 97.2 \cdot 3.14 \cdot 0.016 \cdot 15.17 = 74.1 \text{ м}^2;$$

- глибина секції:

$$V = S_2 \cdot z_2 = 0.069 \cdot 10 = 0.69 \text{ м}.$$

Перевірка по аеродинамічному опору.

Аеродинамічний опір пучків оребрених труб з круглими ребрами визначається по формулі:

$$\Delta P = 0.26 \cdot C_Z \cdot C_L \cdot C_t \cdot (\omega \rho)^{1.92} \quad (2.65)$$

Еквівалентний діаметр:

$$d_3 = 2 \cdot [u \cdot (S_1 - d_H) - 2 \cdot \delta_p \cdot h_p] / (2 \cdot h_p + u) = \\ = 2 \cdot [0.008 \cdot (0.069 - 0.02) - 2 \cdot 0.0013 \cdot 0.02] / (2 \cdot 0.02 + 0.008) = 0.014 \text{ м}$$

Коефіцієнт, що враховує лінійні розміри ребер:

$$C_L = L_0^{0.22} / d_3^{0.3} = 0.051^{0.22} / 0.014^{0.3} = 1.87$$

Коефіцієнт, що враховує фізичні властивості повітря:

$$C_t = v_B^{0.08} / \rho_B^{0.92} = (13.28 \cdot 10^{-6})^{0.08} / 1.293^{0.92} = 0.322$$

Коефіцієнт, що враховує режим течії $C_Z = z_2$, оскільки $z_2 > 6$
Т.ч.

$$\Delta P = 0.26 \cdot 1.87 \cdot 0.322 \cdot 14 \cdot (3 \cdot 1.293)^{1.92} = 60 \text{ Па}$$

При виборі вентилятора натиск був прийнятий 120 Па, звідки витікає, що вибраний тип вентилятора забезпечить нормальну циркуляцію повітря через теплообмінну поверхню.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		42

2.6 Підбір компресорів та допоміжного устаткування, розрахунок магістральних трубопроводів

2.6.1 Підбір компресорів, конденсаторів та повітроохолоджувачів

Підбір компресорів здійснимо по потрібній холодопродуктивності на один компресор в режимі зберігання $Q_0=25$ кВт з параметрами роботи, представленими при тепловому розрахунку. Вибираємо три поршневі компресори фірми Bitzer марки 6J-22.Y-40P з холодопродуктивністю за даних умов $Q_0=26$ кВт і споживаною електричною потужністю $N_{эл}=8.3$ кВт.

Для відведення теплоти конденсації в даній холодильній системі використовуємо повітряні конденсатори. Вибираємо три повітряні конденсатори фірми Alfa-Laval марки ACS802B-C потужністю 30.8 кВт при розрахунковій температурі конденсації $t_k=42$ °С.

У камерах схову вантажу для забезпечення температурного режиму і рівномірного температурного поля буде встановлено по 3 підвісних стельових повітроохолоджувача. Приймаємо повітряохолоджувачі марки Alfa-Laval TGL36-S4P з холодопродуктивністю $Q_0=6.8$ кВт.

2.6.2 Розрахунок магістральних трубопроводів

Об'ємна витрата агента:

$$V_a = M_a / \rho, \text{ [м}^3/\text{с]}, \quad (2.66)$$

де ρ – щільність агента за відповідних умов, кг/м³.

Діаметр трубопроводу, що розраховується:

$$d = 1.13 \cdot (V_a / w)^{0.5}, \text{ [м]}, \quad (2.67)$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		43

де w – орієнтовна швидкість агента, що приймається виходячи з умов роботи трубопроводу м/с.

Нагнітальний трубопровід для одного компресора:

При $t_2=80$ °С и $P_k=19$ бар – щільність агента $\rho_2=86.6$ кг/м³.

$$V_a=0.53/86.6=0.0061 \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$d_H=1.13 \cdot (0.0061/14)^{0.5}=0.023 \text{ м}.$$

Приймаємо на нагнітанні мідну трубу 24×1.5.

Всмоктуючий трубопровід для одного компресора:

При $t_1=-6$ °С и $P_0=5$ бар визначаємо щільність агента $\rho_1=24.4$ кг/м³.

$$V_a=0.53/24.4=0.022 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$d_H=1.13 \cdot (0.022/12)^{0.5}=0.048 \text{ м}.$$

Приймаємо на всмоктуванні мідну трубу 55×2.5.

Трубопровід на сливі від конденсаторів до ресівера:

При $t_3=37$ °С и $P_k=19$ бар визначаємо щільність агента $\rho_3=964$ кг/м³.

$$V_a=0.53 \cdot 3/964=0.0016 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$d_H=1.13 \cdot (0.0012/1)^{0.5}=0.046 \text{ м}.$$

Приймаємо на рідинному зливі мідну трубу 45×2.5.

2.6.3 Підбір допоміжного устаткування

Лінійний ресівер призначений для рівномірної подачі рідкого агента на пристрої, що дроселюють, і його зберігання у той час коли система не працює.

Лінійний ресівер для даної холодильної системи безпосереднього охолодження підбирається з розрахунку, що його об'єм складає не менше 60% об'єму повітроохолоджувачів. При цьому робоче заповнення ресівера складає 50%.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
						44
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Загальний внутрішній об'єм повітроохолоджувачів можна визначувати виходячи їх конструктивних характеристик і числа повітроохолоджувачів:

$$V_{\text{исп}}=12 \cdot 0.25 \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot \Sigma L=24 \cdot 0.25 \cdot 3.14 \cdot 0.016^2 \cdot 97.2=0.24 \text{ м}^3.$$

Відповідно до правил техніки безпеки розрахунковий об'єм також збільшують на 20%, оскільки його заповнення не повинне перевищувати 80%. Т.ч., місткість лінійного ресівера можна визначити як:
 $V_{\text{л}}=(0.6 \cdot V_{\text{исп}}/0.5) \cdot 1.2=(0.6 \cdot 0.24/0.5) \cdot 1.2=0.34 \text{ м}^3.$

Як лінійні ресівери використовують горизонтальні або вертикальні циліндрові судини. По місткості підбираємо горизонтальний ресівер 0.5PB, який може використовуватися при робочому тиску до 1.8 мПа в діапазоні температур від -15 до +47 °С. Обичайки ресівера зварні, запобіжні клапани мають умовний прохід D_y 15мм.

Віддільники рідини включають в систему для захисту компресора від попадання в них рідкого хладагента. Віддільник рідини повинен бути забезпечений автоматичними приладами, що вимикають компресор при небезпечній зміні рівня рідини в судині. У системах безпосереднього кипіння, при регулюванні заповнення приладів охолодження по перегріву пари при нормальній експлуатації, в судині не повинно бути рідини.

Рідина відділяється від пари унаслідок різкої зміни швидкості і напрямку руху холодильного агента. Швидкість пари в судині не повинна перевищувати 0.5 м/с. Він є зварною вертикальною циліндровою судиною, що має патрубки і штуцера для приєднання рідинної і парових ліній, зрівняльної лінії, автоматичних приладів і манометра. Судина розрахована на робочий тиск не більше 1,5 мПа в робочому діапазоні температур от -50 до +40 °С. Підбираємо віддільник рідини фірми Sanrong марки SR-208.

Масловіддільники призначені для відділення масла, що відноситься з компресорів разом з холодильним агентом. Підбір масловіддільників проводиться по діаметру нагнітального патрубка компресора. Вибираємо масловіддільник циклонного типу марки 25МО.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		45

Оливозбірник призначений для перепускання в нього масла з апаратів і подальшого видалення його з системи при низькому тиску. Він є зварною вертикальною циліндровою судиною, розрахованою на робочий тиск не більше 1,8 мПа в робочому діапазоні температур від -40 до +150 °С. Вибираємо оливозбірник марки 10МЗС (Снежняскхиммаш).

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		46

ОХОРОНА ПРАЦІ

Токсичність хладагенту

Холодильна установка працює на хладагенті R 404 А. Згідно стандартної класифікації шкідливих речовин встановлено 4 класи небезпеки, залежно від 7 показників токсичної дії, включаючи середню смертельну дозу для піддослідних тварин і гранично допустиму концентрацію в повітрі в робочій зоні.

Основний вигляд дії на організм людини - інгаляційна дія пари хладагента. В разі розгерметизації устаткування масова доля хладагента в повітрі за інших рівних умов пропорційна тиску і щільності його пари. При однакових ГДК і одній і тій же температурі, хладагента з вищим тиском насиченої пари і щільності, потрапляє в повітря робочої зони швидше і представляє велику небезпеку, чим хладагент з такими ж низькими параметрами. Тому реальну небезпеку хладагентів в умовах експлуатації доцільно характеризувати коефіцієнтом токсичної небезпеки.

Коефіцієнтом токсичної небезпеки (КТН) який є безрозмірна величина, що визначається відношенням щільності сухої насиченої пари хладагента при температурі 20 °С до ГДК, встановленої для повітря робочої зони.

Таблиця 3.1

Холодильний агент	ГДК мгм/м ³	ХТО * 10 ⁻³
R404A	3000	10

Класифікація виробництва за мірою вибухової, вибухово-пожежної, і пожежної небезпеки згідно ОНТП24-86.

Так як всі приміщення фреонових установок за вибухопожежною небезпекою відносяться до категорії Д, то приміщення фабрики також відносяться до цієї категорії. По мірі небезпеки поразки електричним

струмом холодильні камери і машинні відділення фреонових установок відносяться до категорії приміщень з підвищеною безпекою.

Таблиця 3.2 – Категорії приміщень по вибухово-пожежній і пожежній безпеці

Категорія приміщення	Характеристика речовин і матеріалів, що знаходяться (що звертаються) в приміщенні
Д	Негорючі речовини і матеріали в холодному стані. Допускається відносити до категорії Д приміщення, в яких знаходяться ГЖ в системах мастила, охолодження і гідроприводу устаткування, в яких не більше 60 кг в одиниці устаткування при тиску не понад 0,2 мПа, кабельні електропроводки до устаткування, окремі предмети меблів на місцях.

Визначення пожеже-небезпечних властивостей речовин і матеріалів виконується на підставі результатів випробувань або розрахунків по стандартних методиках з врахуванням параметрів стану (тиск, температура і т. д.).

Згідно нормативному документу «Правила пристрою і безпечної експлуатації фреонових холодильних установок». Категорія приміщень фреонових установок (машинні відділення, холодильні камери) по вибуховій, вибухово-пожежній і пожежній безпеці, по мірі небезпеки поразки електричним струмом повинна відповідати Сніп 2.09.08-85 і вимогам ПУЕ (Правила устрою електроустановок). По вибухонебезпеці приміщення з фреоновими установками відносяться до не вибухонебезпечних.

Об'ємно-планувальні рішення по розміщенню проектованої установки.

При розміщенні холодильного устаткування необхідно забезпечити зручність монтажу, обслуговування і ремонту холодильної установки і її елементів, компактність розташування устаткування, що дозволяє скоротити виробничу площу і довжину трубопроводів.

У компресорному цеху розташовано 5 компресорів, лінійний, дренажний ресивери. Розміри компресорного цеху $A \times B \times C = 6 \times 6 \times 3.8$ м. Два конденсатори з водяним охолодженням, розташовані поза будівлею.

У машинному відділенні передбачається один вихід назовні. Компресори і апарати розміщують в приміщеннях заввишки 3,8 м.

Допускається розміщення хладонового устаткування у виробничих приміщеннях з іншим технологічним устаткуванням, за умови що в цих приміщеннях знаходяться робочі місця персоналу ,який пройшов інструктаж по техніці безпеки хладонових холодильних установок.

Випробування судин , що працюють під тиском.

Для того щоб забезпечити стійку і безпечну експлуатацію судин, що працюють під тиском, їх піддають технічному огляду: внутрішній огляд і гідравлічне випробування до введення в роботу, періодично в процесі експлуатації і достроково. Судини, зареєстровані в органах нагляду, перевіряються інспектором по котлонагляду. Під пробним тиском судина знаходиться 5 хвилин, після чого тиск поступово знижують до робочого, оглядають судину, перевіряють щільність його швів і роз'ємних з'єднань мильним розчином або іншим ефективним способом. Обтукування судини під тиском при пневматичному випробуванні небезпечно і заборонено.

При технічному огляді нових судин дозволяється не виробляти гідравлічне випробування, якщо з моменту такого випробування, проведеного на заводі-виробнику, не пройшло 12 місяців, якщо вони не

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		49

були пошкоджені при транспортуванні і установці, а монтаж їх проводився без зварки або паяння елементів, що працюють під тиском.

Правилами встановлено, що судини, які знаходяться в експлуатації і зареєстровані в органах Держміськтехнагляду, інспектор піддає періодичному технічному огляду, у тому числі: внутрішньому огляду з метою виявлення стану внутрішніх і зовнішніх поверхонь і впливу середовища на стінки судин — не рідше за один раз в 4 роки; гідравлічному випробуванню з попереднім внутрішнім оглядом — не рідше за один раз в 8 років, при цьому допускається використовувати воду або інші не корозійні, не ядовиті, не вибухо-небезпечні, невяжучі рідини.

Після реконструкції і ремонту із застосуванням зварки або паяння окремих частин необхідний достроковий технічний огляд судин, що працюють під тиском; якщо судина перед пуском в роботу знаходилася в бездіяльності більше 1 року (за винятком випадків складської консервації, при якій огляд судин обов'язковий перед пуском в експлуатацію при зберіганні понад 3 роки). Внутрішній огляд судин, включених в системи з технологічним процесом, що безперервно діє, з некорозійним робочим середовищем, зупинка яких за умовами виробництва неможлива, допускається поєднувати з капітальним ремонтом або заміною каталізатора, але не рідше за один раз в 4 роки.

Якщо в судині не виявиться ознак розриву, не буде теча і потіння в зварних швах, а при пневматичному випробуванні — пропуску газу (вихід води через заклепувальні шви у вигляді пилу або крапель «слізок» течею не вважається), не будуть відмічені видимі залишкові деформації після випробувань, то можна визнати, що така судина витримала випробування.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		50

Розрахунок запобіжного клапана

Масова витрата $G_a = 0,283$ кг/с

Показник адиабати $V = 1,2$

Коефіцієнт витрати $\mu = 0,5$

Щільність речовини $\rho = 16$ кг/м³

Тиск спрацьовування клапана $P_1 = 2.5$ мПа

Атмосферний тиск $P_2 = 1$ мПа

Площа клапана

$$F = \frac{M}{V \cdot \mu \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot (P_1 - P_2)}} = \frac{0,283}{1,2 \cdot 0,5 \cdot \sqrt{2 \cdot 20 \cdot (2,5 \cdot 10^6 - 1 \cdot 10^6)}} = 0,60 \times 10^{-4} \text{ м}^2$$

Діаметр клапана

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,60 \times 10^{-4}}{3,14}} = 0,0009 \text{ м}$$

Методи визначення місць витоків холодильних агентів

Фреони володіють вельми високою текучістю. Вони здатні проникати через щонайменші нещільності навіть крізь дрібні пори металу. Обслуговуючий персонал не може виявити витік фреону безпосередньо за допомогою органів чуття, оскільки фреони, які приміняють як хладагент, при атмосферному тиску є безбарвним газом з дуже слабким запахом, який починає відчуватися лише при вмісті фреону в повітрі більш 20—30% за об'ємом.

Методи визначення місць витоків фреону :

- обмилування місць з'єднань елементів холодильної установки. В разі витoku фреону з'являються зростаючі міхури.
- визначення великого витoku хладагента по масляному підтіку в місці розгерметизації (у установках, що використовують фреони і мастила з хорошою взаємною розчинністю).

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		51

- визначення витоку за допомогою галоїдних ламп. Принцип дії галоїдних ламп заснований на тому, що продукти розкладання фреону у присутності розжареної міді забарвлюють безбарвне полум'я пальника і збільшують висоту факелу.

Контрольно-вимірюючі прилади. Вимоги до захисних пристроїв і арматури.

При роботі або знаходженні в недіючому стані холодильної установки тиск в будь-якій її частині не має бути вище допустимого.

Підвищення тиску має запобігти, або підвищений тиск має бути скинутий без практичного ризику для людей і довкілля (з обліком, зокрема, вимог ГОСТ Р 12.2.142 , ГОСТ Р 51360 і інших нормативних документів, що діють).

Для запобігання підвищенню тиску при роботі холодильної установки мають бути використані обмежувачі тиску різного типу:

- реле тиску з можливістю регулюванням налаштування тиску спрацьовування, що забезпечує можливість автоматичного повторного запуску установки;

- реле тиску з фіксованим тиском спрацьовування;

- реле тиску, що не допускає повторного автоматичного пуску установки (пуск установки в роботу здійснюється після зняття блокування фахівцем).

Манометри – прилади, призначені для виміру надлишкового, абсолютного і диференціального тиску або різниці тисків рідин і газів. Дія манометрів заснована на залежності ряду фізичних параметрів від тиску. За принципом дії прилади відносяться до рідинних.

Газосигналізатор - прилад для виявлення в повітрі різних газів і подачі світлового і звукового сигналів в разі виявлення. Газоаналізатори і газосигналізатори підрозділяються на стаціонарних і переносних.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		52

Основні правила безпеки при обслуговуванні холодильної установки
Заправка холодильних установок хладагентом.

Перед заповненням холодильної установки хладагентом слід упевнитися в тому, що в балоні міститься відповідний хладагент. Перевірка проводиться по величині тиску пари хладагента при температурі балона , рівній температурі навколишнього повітря.

Перед перевіркою балон повинен знаходитися в даному приміщенні не менше 6 годин. Залежність тиску хладагента від температури довколишнього повітря перевіряється по таблиці насиченої пари.

Забороняється заповнювати холодильну установку хладагентом, що не має документації, підтверджуючої його якість. Відкривати колпачкову гайку на вентилі балона необхідно в захисних окулярах. При цьому вихідний отвір вентиля балона має бути направлений убік від працівника. При заповненні холодильної установки хладагентом слід користуватися осушним патроном.

Для приєднання балонів до холодильної системи дозволяється користуватися мідними трубами, що відпалюють, або маслобензостійкими шлангами, випробуванним тиском на міцність і щільність з врахуванням розділу 8 дійсних Правил.

Не допускається залишати балони з хладагентом , приєднаними до холодильної установки, якщо не виконується заповнення або видалення з неї хладагента. Заповнення хладагентом повністю агрегованих холодильних установок рекомендується виробляти в організації-виготовлювачі , якщо це не протіворечит документація на установку. Поповнення установок хладагентом повинне виконуватися відповідно до вимог, викладених в інструкції організації-виготовлювача, і лише після виявлення і усунення причин витоку хладагента.

Балони з хладагентом повинні зберігатися на спеціальному складі. У машинному відділенні дозволяється зберігати не більше одного балона з хладагентом. Балон забороняється поміщати біля джерел тепла (печі,

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		53

опалювальні пристрої, парові труби і ін.) і токоведучих кабелів і дротів. Для наповнення хладагентом з холодильної системи повинні вико ристовуватися лише балони з непросроченою датою їх технічного огляду. Норма заповнення не повинна перевищувати допустимих значень, вказаних, зокрема, в Правилах пристрою і безпечної експлуатації судин, працюючих під тиском . Перевірка наповнення балонів повинна виконуватися зважуванням.

Первинне заповнення холодильної установки хладагентом повинне оформлятися актом (з додатком розрахунку необхідної кількості хладагента).

Правила розташування приборів пуску і зупинки електро –установок Холодильні установки мають бути оснащені приборами ПАЗ, що зупиняють компресор або блокують його пуск досягши гранично допустимих значень контролюємих параметрів.

Час спрацьовування захисту має бути таким, аби виключити небезпечний розвиток процесу.

Системи ПАЗ і системи управління повинні виключати їх спрацьовування від випадкових і короткочасних сигналів порушення нормального ходу процесу.

Холодильні установки в заданих випадках повинні забезпечувати:

- контроль за параметрами процесу і управління режимом для підтримки їх регламентованих значень;
- управління процесом відтавання (якщо це передбачено для систем безпосереднього охолодження);
- проведення операцій безпечного пуску, зупинки;
- видачу сигналу об аварії і інформацію, про несправність.

Холодильні установки у випадках, передбачених нормативною документацією (у тому числі вимогами ГОСТ Р 12.2.142, ГОСТ Р 51360), що діє, мають бути оснащені реле високого тиску, що зупиняє компресор при підвищенні тиску нагнітання до визначеної заданою величини.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		54

Установки реле тиску не повинні перевищувати розрахункового тиску, але бути нижче, ніж для запобіжного клапана.

Живлення випарників (судин) рідким хладагентом виконується в необхідних випадках за допомогою автоматичних приладів і виконавчих механізмів.

Розрахунок заземлюючого пристрою

Розрахункове значення питомого опору ґрунту для

чернозему $\rho_{\phi} = 30 \text{ Ом/м}$ [5]

Кліматичний коефіцієнт який враховує сезон коливань вологості ґрунту: $\psi = 1,1$ [5]

Розрахункове значення питомого опору ґрунту

$$\rho_p = \rho_{\phi} \cdot \psi = 30 \cdot 1,1 = 33 \text{ Ом/м}$$

Задаємося типом заземлення - смугова сталь

Ширина $b_3 = 0,012 \text{ м}$

Товщина $\delta_3 = 0,004 \text{ м}$

Задаємося довжиною вертикального заземлювача $t_0 = 0,5 \text{ м}$

Глибина пластини $l_1 = 2 \text{ м}$

Відстань між пластинами $l_2 = 4 \text{ м}$

Довжина вертикального заземлювача

$$t = \frac{l_1}{2} + t_0 = \frac{2}{2} + 0,5 = 1,5 \text{ м}$$

Опір одного вертикального заземлювача

$$R_0 = \frac{\rho_p}{\pi \cdot 2 \cdot l_1} \cdot \left[\ln \left(\frac{2 \cdot l_1}{b_3} \right) + \frac{1}{2} \cdot \ln \cdot \left(\frac{4 \cdot t + l_1}{4 \cdot t - l_1} \right) \right] = 4,95 \text{ Ом}$$

Опір труби $R_{\text{тр}} = 4 \text{ Ом}$

Кількість вертикального заземлювача

Пожежна профілактика

Протипожежні вимоги щодо конструкції приміщення та степінь його вогнестійкості.

Машинне і апаратне відділення фреонових установок відноситься до категорії Д – негорючі речовини і матеріали в холодному стані.

Згідно СНіП 2.09. 01-85, використовуваний матеріал відноситься до не спалюваного матеріалу.

Таблиця 3.3 – Степінь вогнестійкості

Група займистості	Матеріали	Конструкції
Не спалювані	Під впливом вогню або високої температури не займаються, тліють або обвуглюються.	З не спалюваних матеріалів

Засоби пожежної автоматичної сигналізації.

Електричну пожежну сигналізацію складає встановлений на дільницях і цехах підприємства датчики, за допомогою яких сигнал передається на пункт зв'язку пожежної частини (команди) і приймальної станції, що забезпечує прийом сигналів. Обрана сигналізаційна димова пожежна установка СДПУ-1.

Протипожежний інвентар.

При гасінні пожеж піною широко застосовують генератори високо кратної піни (ГВП) і хімічні вогнегасники ВХП-10.

Для розміщення первинних засобів пожежогасіння в виробничих будівлях на території підприємств передбачають спеціальні пожежні щити з набором:

- пінних вогнегасників - 2,
- вуглекислотних вогнегасників – 1,
- ящиків з піском – 1,

- щільного полотна (волок, асбест) – 1,
- ломов – 2,
- багров – 3,
- топорів – 2.

Розрахунок пожежного водоймища для запасу води

Площа підприємства $S_{\text{п}} = 504 \text{ м}^2$

Коефіцієнт запасу $k = 1,1$

Витрата води на зовнішнє пожежо-гасіння $g = 10 \text{ л/с}$

Кількість одночасних пожеж $n_{\text{п}} = 1$

Тривалість гасіння пожежі $\tau_{\text{п}} = 2 \text{ години}$

Об'єм пожежного водоймища

$$V_{\text{в}} = k \cdot g \cdot n_{\text{п}} \cdot \tau_{\text{п}} = 1,1 \cdot 10 \cdot 1 \cdot 2 = 22 \text{ м}^3$$

Виробнича санітарія

Вентиляція.

Проектом передбачається приточна система вентиляції, при якій повітря подається в приміщення припливною системою, а видаляється витяжною; системи працюють одночасно. Аварійна система поєднана з витяжною. Система вентиляції розроблена у відповідності до СНіП 2.04.05-91У, параметри повітря: $t=16^{\circ}\text{C}$, $v=0,5 \text{ м/с}$, $\phi=75\%$.

Визначимо видатність вентиляції з кратності повітрообміну

$$L = k \cdot V_{\text{пом}} \left[\frac{\text{м}^3}{\text{ГОД}} \right],$$

де k – кратність повітрообміну, приймаємо для робочої вентиляції:

а) припливної $k = 3 \text{ год}^{-1}$; б) витяжної $k = 4 \text{ год}^{-1}$.

$V_{\text{пом}}$ – об'єм приміщення, $V_{\text{пом}} = 136,8 \text{ м}^3$.

$L_{\text{прип}} = 3 \cdot 136,8 = 410 \text{ м}^3/\text{ГОД}$.

$L_{\text{вит}} = 4 \cdot 136,8 = 547 \text{ м}^3/\text{ГОД}$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
						58
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Визначимо потужність вентилятора

$$N = \frac{k \cdot L \cdot \Delta P_n}{\eta_v \cdot \eta_{пр} \cdot 3.6 \cdot 10^6} \text{ [кВт]},$$

де k – коефіцієнт запасу, $k = 1,05..1,5$;

ΔP_n – втрати тиску в мережі повітроводів; приймаємо для робочої вентиляції: високонапірні вентилятори ($2900 < \Delta P_n < 4500$) Па;

η_v – КПД вентилятора, $\eta_v = 0,6..0,8$; приймаємо $\eta_v = 0,7$;

$\eta_{пр}$ – КПД приводу при клиноремінній передачі $\eta = 0,95$.

$$\text{припливна} - N = \frac{1.2 \cdot 410 \cdot 2000}{0.7 \cdot 0.95 \cdot 3.6 \cdot 10^6} = 0.41 \text{ кВт}$$

$$\text{витяжна} - N = \frac{1.2 \cdot 547 \cdot 2000}{0.7 \cdot 0.95 \cdot 3.6 \cdot 10^6} = 0.55 \text{ кВт}$$

Приймаю для витяжної вентиляції осьовий вентилятор МЦ № 8 при $n = 1440$ об/хв; для припливної вентиляції осьовий вентилятор МЦ № 6 при $n = 1440$ об/хв.

Освітлення. Розрахунок виробничого освітлення

Тривала робота при недостатньому освітленні призводить до зниження продуктивності і безпеки праці. Із-за неправильного освітлення утворюється глибокі і різкі тіні і інші неблагоприятні чинники, зір швидко стомлюється, що наводить до дискомфорту до підвищення небезпеки життєдіяльності (в першу чергу, до підвищення виробничого травматизму).

Основним завданням виробничого освітлення є підтримання на робочому місці освітленості, відповідної характеру зорової роботи. Збільшення освітленості робочої поверхні покращує видимість об'єктів за рахунок підвищення їх яскравості, збільшує швидкість розрізнення деталей.

Розрахунок виробничого освітлення компресорного цеху

Довжина цеха $A_{ц} = 6$ м

Ширина цеха $B_{ц} = 6$ м

Висота цеха $h_{ц} = 4,8$ м

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		59

Висота робочої зони $h_p = 2,5$ м

Нормоване освітлення $E_H = 150$ лк

Тип освітлення ЛСП

Висота підвісу світильника над робочою зоною

$$H_p = h_k - h_p - 0,8 = 4,8 - 2,5 - 0,8 = 1,5 \text{ м}$$

Індекс приміщення

$$I = \frac{A_{\text{ц}} \cdot B_{\text{ц}}}{H_p \cdot (A_{\text{ц}} + B_{\text{ц}})} = \frac{6 \cdot 6}{1,5 \cdot (6 + 6)} = 2$$

Відстань між центрами світильників $L_{\text{ц}} = 2$ м

Кількість світильників в приміщенні

$$n = \frac{A_{\text{ц}} \cdot B_{\text{ц}}}{L_{\text{ц}}^2} = \frac{6 \cdot 6}{2^2} = 9 \text{ шт}$$

Коефіцієнт мінімального освітлення $z = 1,1$

Коефіцієнт використання світлового потоку ламп

$$\eta = 52$$

Коефіцієнт запасу $k = 1,5$ [5]

Світловий потік одного світильника

$$\phi = \frac{E_H \cdot A_{\text{ц}} \cdot B_{\text{ц}} \cdot k \cdot z \cdot 100}{n \cdot \eta} = \frac{150 \cdot 6 \cdot 6 \cdot 1,5 \cdot 1,1 \cdot 100}{9 \cdot 52} = 1904 \text{ лм}$$

Приймаємо 2 люмінесцентні лампи марки ЛД 30 с $\phi_{\text{л}} = 1040$ лм,

$$n_{\text{л}} = 2 \text{ шт}$$

Погрішність вибору ламп

$$\square = \frac{n_{\text{л}} \cdot \phi_{\text{л}} - \phi}{n_{\text{л}} \cdot \phi_{\text{л}}} = \frac{2 \cdot 1040 - 1904}{2 \cdot 1040} = 8,5\%$$

Потужність однієї лампи $P_1 = 20$ Вт

Потужність усієї освітлювальної установки

$$P = P_1 \cdot n_{\text{л}} \cdot n = 20 \cdot 2 \cdot 9 = 360 \text{ Вт}$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		60

Долікарська допомога

Пораження хладоном:

При отруєнні хладоном постраждалого необхідно вивести на свіже повітря або в чисте тепле приміщення. При цьому слід вивільнити його від стіснюючого дихання одягу, зняти забруднений хладоном одяг і надати постраждалому повний спокій. У всіх випадках отруєння давати вдихати йому медичний кисень протягом 30...45 хвилин (з гумової подушки, балона), зігріти хворого (обкласти грілками). В випадку глибокого сну і можливого зниження больової чутливості слід дотримуватися обережності, аби не викликати опіків. Необхідно постраждалому давати пити міцний солодкий чай або каву, вдихати з вати нашатирний спирт. Незалежно від стану потерпілого має бути викликана швидка допомога.

При наявності явищ роздратування слизистої оболонки рекомендується полоскання носа і глотки 2%-ним розчином соди або водою. При попаданні хладону в очі необхідно здійснити 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 хладону на шкіру спостерігається процес її відмороження. В цьому випадку слід занурити уражену кінцівку в теплу воду (35...40 °С) на 5...10 хвилин або зробити загальну ванну (в разі поразки великої поверхні тіла). Шкіру після ванни осушити не розтиранням, а докладенням рушника, що добре вбирає воду. Після цього слід на пошкоджену ділянку накласти марлеву пов'язку або змастити його маззю. За відсутності мазі слід використовувати несолене вершкове масло або соняшникове. В випадку появи міхурів ні в якому разі їх не розкривати, а накласти марлеву пов'язку на міхури.

В машинному відділенні фреонової установки має бути аптечка із засобами для надання долікарської допомоги при поразці хладоном:

- нашатирний спирт (для дихання);
- валеріанові краплі;

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		61

- двовуглекисла сода (для промивання очей або полоскання горла);
- темні захисні окуляри;
- мазь Вишнєвського або Пеніцилін (для змазування поврежден-ной поверхні шкіри);
- серветки, вата, бинти;
- дерев'яні лопатки (для узяття і накладення мазі). В спеціально відведеному місці слід мати балон з медичним киснем і устаткуванням до нього.

Надання першої допомоги постраждалому від електричного струму . Перша перед лікарська допомога у нещасних випадках від електричного струму складається з двох етапів: звільнення потерпілого від дії струму та надання йому медичної допомоги. Звільнення потерпілого від дії струму може бути здійснено кількома способами. Найбільш простий та правильний спосіб – це відключення відповідної частини електроустановки. Якщо відключення швидко зробити неможна через будь-які причини (наприклад, далеко розташований вимикач), можливо при напрузі до 1000 В перерубати дроти сокирою з дерев'яною рукояткою або відтягнути потерпілого від струмопровідної частини, тримаючись за його одяг, якщо він сухий, відкинути від нього дріт за допомогою дерев'яної палиці та ін. При напрузі більше 1000 В слід застосовувати діелектричні рукавиці, боти та в необхідних випадках ізолюючу штангу або ізолюючі кліщі, розраховані на відповідну напругу. Заходи першої медичної допомоги потерпілому від електричного струму залежать від його стану. Якщо потерпілий у свідомості, але до цього був в непритомності або тривалий час знаходився під струмом, йому необхідно забезпечити повний спокій до прибуття лікаря або терміново доставити до лікувальної установи.

За відсутності свідомості, але диханні, що збереглося, і роботі серця потрібно рівно і зручно укласти постраждалого на м'яку підстилку, розстебнути пояс і одяг, забезпечити притоку свіжого повітря. Слід давати

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		62

нюхати нашатирний спирт, окропляти потерпілого холодною водою, розтирати і зігрівати тіло.

Якщо постраждалий погано дихає або якщо дихання поступово погіршується, тоді як у всіх цих випадках продовжується нормальна робота серця, необхідно робити штучне дихання. За відсутності ознак життя треба робити штучне дихання і зовнішній масаж серця.

Адміністрація підприємства повинна забезпечити належне технічне устаткування всіх робочих місць і створити на них умови роботи, відповідні правилам по охороні праці (правилам по техніці безпеки, санітарним нормам і правилам). Дотримання вимог охорони праці дозволяє звести до мінімальної вірогідності ураження або захворювання працюючого. Організація і поліпшення умов праці на робочому місці є одним найважливіших резервів продуктивності праці і економічної ефективності виробництва, а також подальшого розвитку самої працюючої людини.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		63

ВИСНОВКИ

У даному дипломному проєкті була розроблена технологічна схему холодильника, підібране основне (компресор, випарник, конденсатор) та вибране допоміжне холодильне обладнання (масловіддільник, оливозбірник, переохолоджувач).

Були розраховані теплові навантаження.

У графічній частині проєкту представлені: технологічна схема повітроохолоджувача, план холодильника та обладнання, схема трубопровода по камерам та розріз Б-Б.

У розділі «Охорона праці» розглянуті наступні питання: повітря робочої зони, виробниче освітлення, виробничий шум і вібрація, випромінювання, електробезпека та пожежна безпека для виявлення і аналізу шкідливих та небезпечних факторів на підприємстві. Були прийняті заходи з охорони праці, пов'язані із безпечною організації робочого місця персоналу на підприємстві; технічні рішення з безпеки експлуатації теплотехнічного обладнання; впровадження засобів пожежогасіння та ін.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		64

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Богданов С.М., Іванов О.П., Купріянов А.В. Холодильне машинобудування. Властивості речовин: Довідник. Ед. 3-тє, перекл., і дод.: Агропромвидав, 1985. – 208 с.
2. Лагутін А. Є. Апаратура холодильних установок: Том 1, Підручник, ОГА, 2003. – 141 с.
3. Мнацаканов Г.К. Основи проектування холодильників: Підручник, ОГА. 2004. – 70 с.
4. Цинман М.М., Холодильники для фруктів. – : «Харчова промисловість», 2019. – 201 с.
5. Чумак І.Г., Кочетов В.П. та ін. Транспортування і зберігання тропічних фруктів: Навч. –Одеса. Reprintinfo, 2004.– 12 с.
6. Юдін Є.Я. та ін. Охорона праці машинобудуванні. - Машинобудування, 2013.
7. Хмельнюк М.Г., Кочетов В.П., Форсюк, Жихарєва Н.В. Плодоовочесховища: проектування, оптимізація, розрахунки: Підручник – Одеса: Бондаренко М. О., 2018. - 228с.
8. Драганов В.Х.. Термодинамічна оптимізація енергетичних систем в операційному та екологічному режимах їх функціонування. [Текст] / Драганов В.Кн. Екотехнології та енергозбереження. – 2006. – No2. – С.8-10.
9. DiPippo, R.,: Geothermal power plants: Principles, applications, case studies and environmental impact (2nd edition)./ DiPippo, R // – Butterworth-Heinemann (Elsevier), Oxford. 2008 –520 p

					КРБ.КТ.1.490-03.2.14	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		65