

Міністерство освіти і науки України  
Одеській національній технологічний університет  
Кафедра холодильних установок і кондиціонування повітря



## **ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ**

На тему: «Проектування та дослідження системи активного вентиляування  
овочесховища місткістю 900 тон»

Здобувача: Пилипенко Б.О.

2-го курсу групи ХМ-161М

Керівник: доц. Зімін О.В.

Консультант: доц. Жихарева Н.В.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри №5 від 23.11.22 р.

Завідувач кафедри ХУіКП

Михайло Хмельнюк

Одеса – 2023 рік



## 6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Доц. Жихарєва Н.В.		

7. Дата видачі завдання: 01.02.2023 р.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів кваліфікаційної роботи	Примітка
1	Вступ; Вибір і розрахунок теплоізоляційної будівельної конструкції камер;	01.09.- 15.09.2022 р.	
2	Визначення теплового навантаження камер; Порівняльний аналіз систем повітророзподілу;	16.09.- 30.09.2023 р.	
3	Варіантні теплові розрахунки холодильної машини; Розрахунок повітроохолоджувача;	1.10.- 31.10.2023 р.	
4	Підбір компресорів та допоміжного устаткування, розрахунок магістральних трубопроводів;	01.11.- 15.11.2023 р.	
5	Охорона праці.	16.11.- 30.11.2023 р.	

Здобувач-дипломник \_\_\_\_\_ Пилипенко Б.О.

Керівник роботи \_\_\_\_\_ доц. Зімін О.В.

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

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

Здобувач-дипломник \_\_\_\_\_ Пилипенко Б.О.

## Анотація

До кваліфікаційної роботи на тему  
«Проектування та дослідження системи активного вентилявання  
овочесховища місткістю 900 тон»

Кваліфікаційна робота складається з розрахунково-пояснювальної записки, графічній частини та презентації.

Метою роботи є дослідження та оптимальний вибір холодильної машини та системи повітророзподілу на сучасних овочесховищах з мінімальними енергетичними та грошовими витратами та збереженням високої якості продукту.

В роботі проаналізовані особливості сучасних технології зберігання овочів, для дослідження було прийнято великий промисловий холодильник для зберігання овочів. Розраховано та спроектовано планування холодильника, визначено теплове навантаження по камерам. Проведено порівняльний аналіз трьох різних систем повітророзподілу по камерам, оптимальна робота яких є основною підставою для збереження якості продукту. Також на підставі варіантних розрахунків проаналізовано можливість застосування різних холодильних агентів в холодильній машині, яка забезпечує роботу повітроохолоджувачів.

Результати даної роботи можливо використати для проектування сучасних великих фрукто- та овочесховищ.

## Abstract

The qualification work is devoted to the topic "Design and Investigation of an Active Ventilation System for a Vegetable Storage Facility with a Capacity of 900 Tons."

The qualification work consists of an explanatory note, a graphic section, and a presentation. The purpose of the study is to research and optimally select a refrigeration machine and air distribution system for modern vegetable storage facilities with minimal energy and monetary costs while maintaining high product quality.

The paper analyzes the peculiarities of modern vegetable storage technologies, and for the study, a large industrial refrigerator for vegetable storage was chosen. The planning of the refrigerator is calculated and designed, and the thermal load for the chambers is determined. A comparative analysis of three different air distribution systems for the chambers is conducted, the optimal operation of which is the main basis for preserving product quality.

Additionally, based on variant calculations, the possibility of using various refrigerants in the refrigeration machine, which ensures the operation of air coolers, is analyzed.

The results of this work can be applied to the design of modern large fruit and vegetable storage facilities.

1 Вступ.....	4
2 Вибір і розрахунок теплоізоляційної будівельної конструкції камер .....	7
3 Визначення теплового навантаження камер .....	11
4 Порівняльний аналіз систем повітророзподілу.....	21
5 Варіантні теплові розрахунки холодильної машини.....	33
6 Розрахунок повітроохолоджувача.....	52
7 Підбір компресорів та допоміжного устаткування, розрахунок магістральних трубопроводів .....	62
8 Охорона праці.....	66
Список використаної літератури	
Специфікації	

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Пилипенко В.О.			Пояснювальна записка	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевір.		Зімін О.В.					6	86
Реценз.						ОНТУ ХМ-161		
Н. Контр.		Зімін О.В.						

## 1 Вступ

Тема нашого дипломного проекту " Проектування та дослідження системи активного вентилявання овочесховища місткістю 900 тон ". У межах проекту передбачено детальний аналіз особливостей останніх технологій для зберігання овочів і фруктів. В якості об'єкта дослідження обрано промисловий холодильник з місткістю 900 тон, спроектований для зберігання овочів. Головні завдання включають розрахунок та проектування планування холодильника, а також визначення теплового навантаження по камерах. Порівняльний аналіз різних систем повітророзподілу в різних камерах визначатиме оптимальну роботу устаткування для збереження якості продукту. Додатково, на основі варіантних розрахунків буде проведений аналіз можливості використання різних холодильних агентів у холодильній машині, яка забезпечує функціонування повітроохолоджувачів.

Для проектування овочесховища в місті Херсон місткістю 900 тон, планується розташування камер схову, залізничної і автомобільної рампи, компресорного цеху і допоміжних приміщень для обробки овочів і комфортного розташування персоналу.

Камери схову будуть розташовані таким чином, щоб оптимізувати використання простору та забезпечити ефективне розміщення овочів з урахуванням їх виду та особливостей зберігання. Залізнична і автомобільна рампи будуть спроектовані для зручного завантаження та розвантаження продукції.

Проект повинен дотримуватися всіх необхідних стандартів безпеки, енергоефективності та забезпечення оптимальних умов зберігання овочів. Планування та компоновка повинні сприяти оптимальній роботі обладнання та зручному взаємодії персоналу для забезпечення ефективного функціонування овочесховища.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						4
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Метаболічні процеси у рослинних овочах під час взаємодії з оточуючим середовищем включають ряд біохімічних і фізіологічних подій. Найбільш значущими серед них є дихання та випаровування вологи. Під час дихання відбувається розклад вуглеводів, органічних кислот і інших органічних речовин з одночасним поглинанням кисню, видаленням вуглекислого газу, води і тепла, що призводить до втрати маси овочів. Важливим результатом є вивільнення енергії, необхідної для життєдіяльності рослин.

Зміни в середовищі викликаються поглибленням дихання та випаровуванням. Інтенсивність цих процесів варіює в залежності від виду овочів і може слугувати показником їхньої придатності для тривалого зберігання. Збільшення інтенсивності дихання скорочує терміни зберігання, особливо при підвищенні температури оточуючого середовища.

Управління температурою в камерах грає ключову роль у збереженні якості продукту. Зберігання овочів на палетах, які утворюють штабель, вимагає уважного планування для забезпечення циркуляції повітря, контролю якості овочів та ефективної температурної регуляції. Вибір холодильної системи, зокрема централізованого типу, також є важливим етапом для забезпечення оптимальних умов зберігання.

Під час зберігання овочів у сучасних холодильниках, їх укладають у картонні або дерев'яні ящики на палетах у 4-7 рядів у висоту. Потім ці палети розміщують одна на одній, утворюючи штабель. Планування розміщення штабелів на підлозі камери відбувається відповідно до проектних рішень, забезпечуючи проходи для моніторингу стану овочів, проїзди для навантаження та розвантаження, а також забезпечуючи ефективну циркуляцію повітря відповідно до системи повітророзподілу.

Важливими аспектами є також вид упаковки, спосіб розміщення упаковки на піддонах і самих піддонах у штабелях, а також планування розміщення штабелів на вантажній площі камер і їхні габарити. Тип системи

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						5
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

повітророзподілу та умови обслуговування охолоджувальної системи є визначальними факторами для успішного вирішення проблеми гарантованого збереження якості продукції.

У відповідності з необхідними умовами зберігання овочів приймаємо температуру повітря камер  $t_k=2$  °С і відносну вологість повітря камери  $\varphi_k=0.9$ .

**Мета проекту** – зробити порівняльний аналіз використання різних систем повітророзподілу та використання різних холодильних агентів з мінімальними енергетичними та грошовими витратами та збереженням високої якості продукту.

**Об'єктами дослідження** є системи повітророзподілу камер та холодильна машина, яка забезпечує роботу повітроохолоджувачів.

**Основним методом** нашого дослідження є техніко-енергетичний та економічний аналізи, спрямовані на порівняння різних типів систем повітророзподілу в камерах та різних холодильних агентів, які використовуються в холодильній машині. Проведення такого порівняльного аналізу дозволить визначити оптимальний вибір обладнання, що призведе до покращення якості зберігання продукції та підвищення енергоефективності всієї холодильної системи.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						6
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 2 Вибір і розрахунок теплоізоляційної будівельної конструкції камер

Дані для розрахунку:

Овочесховище для зберігання овочів, місткістю  $G=900$  тон (камери  $t_k=2$  °С,  $\varphi_k=0.9$ ), розташоване в м. Херсон ( $t_n=32$ °С,  $\varphi_n=0.55$ ).

Приймаємо норму завантаження для камер зберігання овочів в дерев'яних ящиках  $g_w=0.4$  т/м<sup>3</sup>. Тоді загальний вантажний об'єм складе:

$$V_B = G/g_w = 900/0.4 = 2222 \text{ м}^3 \quad (2.1)$$

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:

$$F_B = V_B/h_B = 2222/4.5 = 494 \text{ м}^2 \quad (2.2)$$

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

$$F_{буд} = F_B/\beta_F = 494/0.85 = 581 \text{ м}^2 \quad (2.3)$$

Вибираємо як опорну площу одного будівельного прямокутника  $f_{стр}=144$  м<sup>2</sup>.

Кількість будівельних прямокутників:

$$n = F_{стр}/f_{стр} = 581/144 = 4 \quad (2.4)$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						7
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Дійсна місткість камери зберігання:

$$G_k = 12 \cdot 12 \cdot 0.85 \cdot 4.5 \cdot 0.45 = 248 \text{ тон}$$

Дійсна місткість сховища:

$$G = 4 \cdot G_k = 4 \cdot 248 = 992 \text{ тони}$$

Визначаємо нормативні коефіцієнти теплопередачі відповідно до методичних вказівок «Основи проектування холодильників» [6].

Коефіцієнт теплопередачі зовнішніх стін визначається по формулі:

$$K_{nc} = 0.16 \cdot e^{0.022(40+tk)} \quad [\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})] \quad (3.1)$$

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

Коефіцієнт теплопередачі стелі з горищем:

$$K_{чп} = 1.05 K_{nc} \quad [\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})] \quad (3.2)$$

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

Коефіцієнт теплопередачі внутрішніх стін і перегородок:

$$K_{вс} = 1.18 K_{nc} \quad [\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})] \quad (3.3)$$

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

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						8
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Товщина ізоляційного шару для огорожі визначається по формулі:

$$\delta_{из} = \left[ \frac{1}{K} - \left( \frac{1}{\alpha_n} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_k} \right) \right] \cdot \lambda_{из} \quad [M] \quad (3.4)$$

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

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

$\delta_i$  и  $\lambda_i$  – 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 «сендвіч» з коефіцієнтом теплопровідності ізоляції пінополіуретану [3]  $\lambda_{из}=0.03 \text{ Вт}/(м \cdot К)$  (стандартна товщина панелей 40,60,80,100 мм).

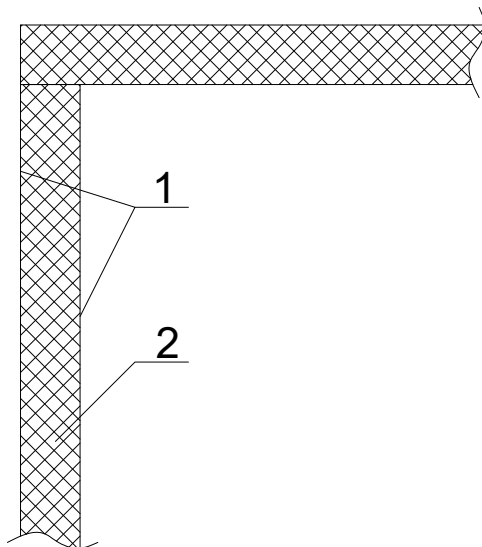


рис. 3.1 – Конструкція «сендвіч» панелей

1 – алюмінієва фольга;

2 – теплоізоляція пінополіуретан.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						9
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для зовнішніх поверхонь зовнішніх стін і покриттів приймаємо  $\alpha_n=23 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ , для внутрішніх поверхонь з помірною примусовою циркуляцією повітря приймаємо  $\alpha_k=9 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ .

Визначаємо розрахункову товщину ізоляції зовнішніх стін:

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

Знаходимо дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

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

Для зовнішніх поверхонь внутрішніх стін (коридор) приймаємо  $\alpha_{нт}=8 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ .

Визначаємо розрахункову товщину ізоляції внутрішніх стін:

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

Знаходимо дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

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

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

Визначаємо розрахункову товщину ізоляції стелі:

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

Знаходимо дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

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

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						10
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### 3 Визначення теплового навантаження камер

Визначення теплового навантаження камер проводимо відповідно методики основ проектування [6]

Загальне теплове навантаження на холодильне устаткування:

$$Q_0=Q_1+Q_2+Q_3+Q_4+Q_5, \text{ Вт} \quad (3.1)$$

$Q_1$  – теплопритокі через огорожі;

$Q_2$  – теплопритокі від холодильної обробки вантажів;

$Q_3$  – теплопритокі, пов'язані з вентиляцією приміщень;

$Q_4$  – експлуатаційні теплопритокі;

$Q_5$  – теплопритокі від дихання охолоджених овочів.

#### 3.1 Розрахунок теплопритоків через огорожі

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

$$Q_1 =kF(\Delta t+\Delta t_c), \text{ Вт}, \quad (3.2)$$

де  $k$  – розрахунковий коефіцієнт теплопередачі Вт/(м<sup>2</sup>К);

$F$  – площа огорожі м<sup>2</sup>;

$\Delta t$  – різниця між зовнішньою і внутрішньою температурою камери;

$\Delta t_c$  – різниця температур від дії сонячного випромінювання.

$$\Delta t_c=p\cdot(q_c\cdot\varepsilon_c/\alpha_n) \quad (3.3)$$

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

$q_c$  – розр. напруга сон. випромінювання для літнього періоду Вт/м<sup>2</sup>;

$\varepsilon_c$  – коеф. поглинання сон. випромінювання поверхнею огорожі;

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						11
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$\alpha_n$  – коефіцієнт тепловіддачі від нагрітої сонцем поверхні в навколишнє середовище, Вт/(м<sup>2</sup>К).

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

Для 50° південної широти для південних стін вибираємо  $q_c=384$  Вт/м<sup>2</sup>,  $\alpha_n=23$  Вт/(м<sup>2</sup>К), фарба біла -  $\epsilon=0.3$ , легка конструкція  $p=1$ .

Визначаємо різницю температур від сонячного випромінювання для південних стін камер:  $\Delta t_c=1 \cdot 384 \cdot 0.3/23=5$  К

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

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

$$Q_{II} = (t_n - t_k) \sum_{i=1}^4 (k_{yc})_i F_i \quad [\text{Вт}] \quad (3.4)$$

де  $F_i$  – площі відповідних зон, м<sup>2</sup>;

$k_{yc}$  – коефіцієнт теплопередачі зони, Вт/(м<sup>2</sup>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<sup>2</sup> (один кут).

Коефіцієнти теплопровідності в зони 1,2,3,4-у відповідно:

$K_{ysl}=0.48;0.24;0.12;0.07$  Вт/(м·К).

Камери розташовано симетрично, площа відповідних зон однакова у кожної камери.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						12
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

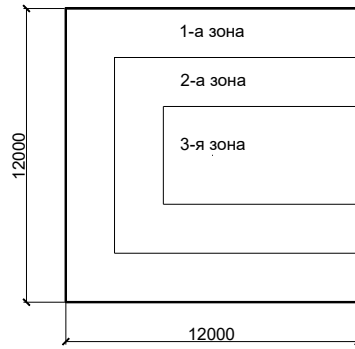


Рис 3.1 – Схема розташування концентричних зон в камері

Таблиця 3.1 – Розрахунок підлоги по зонах

	1-я зона, $F_1, \text{ м}^2$	2-я зона, $F_1, \text{ м}^2$	3-я зона, $F_1, \text{ м}^2$	$\sum_{i=1}^4 (k_{yc})_i F_i, \text{ Вт/К}$
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 3.2.

Таблиця 3.2 – Теплопритокі крізь огорожі

Камера №1		К, Вт/(м²К)	F, м²	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/(м²К)	F, м²	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/(м²К)	F, м²	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	2388		
	Сумарні теплопритоки по камері, $\Sigma Q_3$ , Вт					5855		
Камера №4		К, Вт/(м²К)	F, м²	tк, °С	tn, °С	$\Delta t_c$ , °С	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, $\Sigma Q_4$ , Вт					6023	

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

### 3.2 Розрахунок теплопритоків від вантажів при їх холодильній обробці

Теплопритоки від холодильної обробки вантажу розраховують по формулі:

$$Q_2 = (Q_{2в} + Q_{2т}) \cdot (\tau_{ц} / \tau_p) \quad [Вт], \quad (3.5)$$

де  $Q_{2в}$  – теплопритоки від добового надходження овочів, Вт;

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

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

$\tau_p$  – час, в перебігу якого споживається холод, год;

$$Q_{2в} = G_{п} \cdot (h_{п} - h_{к}) / 0.0864 \quad [Вт], \quad (3.6)$$

де  $h_{п}, h_{к}$  – ентальпія овочів 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.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						14
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Фрукти в камери поступають з рефрижераторного транспорту з температурою  $t_{п}=8\text{ }^{\circ}\text{C}$ , охолоджуються в камері до температури зберігання.

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

Визначаємо теплоприток при охолодженні вантажу:

$$Q_{2гр}=0.07 \cdot 248 \cdot (302-279)/0.0864=4621\text{ Вт.}$$

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

$$Q_{2тары}=G_{т} \cdot C_{т} \cdot (t_{п}-t_{к})/0.0864\text{ [Вт]}, \quad (3.7)$$

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

$G_{т}$  – маса тари, т, приймаємо для дерев'яних ящиків в кількості 20% від маси вантажу.

$t_{п}, t_{к}$  – температура тари при початковій і кінцевій температурі, відповідно,  $^{\circ}\text{C}$ .

Визначуваний теплоприток від охолодження тари:

$$Q_{2тары}=0.2 \cdot 0.07 \cdot 248 \cdot 2.5 \cdot (8-2)/0.0864=603\text{ Вт.}$$

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

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

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						15
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплопритокі від вентиляції камери визначаються по формулі:

$$Q_3 = V_{\text{стр}} \cdot a \cdot \rho_k \cdot (h_3 - h_k) \quad [\text{Вт}], \quad (3.8)$$

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

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

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

$h_3, h_k$  – ентальпії повітря при температурі зовнішньою і камери,  $\text{кДж}/\text{кг}$ ,  $h_3 = 74 \text{ кДж}/\text{кг}$ ,  $h_k = 12 \text{ кДж}/\text{кг}$ .

Теплоприток від вентиляції:

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

#### 3.4. Розрахунок експлуатаційних теплопритоків

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

Сумарні експлуатаційні теплопритокі визначаються по формулі:

$$Q_4 = Q_4' + Q_4'' + Q_4''' + Q_4'''' \quad [\text{Вт}], \quad (3.10)$$

де  $Q_4'$  - теплопритокі от ел. освітлення, Вт;

$Q_4''$  - теплопритокі от електродвигунів, Вт;

$Q_4'''$  - теплопритокі от працюючих людей, Вт;

$Q_4''''$  - теплопритокі при відкритті дверей, Вт.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						16
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплоприток від електричного освітлення визначається по формулі:

$$Q_4' = q_4' \cdot j_{\text{св}} \cdot F_{\text{стр}} \quad [\text{Вт}], \quad (3.11)$$

де  $q_4'$  – норма щільності освітлення, приймаємо 3 Вт/м<sup>2</sup>;

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

Теплоприток від освітлення:

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

Теплоприток від електродвигунів повітроохолоджувачів визначаємо по формулі:

$$Q_4'' = j_{\text{дв}} \cdot \sum N_{\text{дв}} \quad [\text{Вт}], \quad (3.12)$$

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:

$$\sum N_{\text{дв}} = 1.2 \cdot m \cdot (Q_1 + Q_2 + Q_3), \text{ Вт} \quad (3.13)$$

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:

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

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$Q_4''' = (270 - 6 \cdot t_k) \cdot n \text{ [Вт]}, \quad (3.14)$$

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

Теплоприток від людей:

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

Теплопритокі від інфільтрації через двері визначаються по формулі:

$$Q_4'''' = B \cdot F_{\text{стр}} \text{ [Вт]}, \quad (3.15)$$

де  $B$  – витрати холоду при відкритті дверей  $\text{Вт/м}^2$ , приймаємо для камер площею  $108 \text{ м}^2$  и будівельною висотою  $6 \text{ м}$  –  $B=9 \text{ Вт/м}^2$ .

Теплоприток від інфільтрації через двері:

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

Сумарні експлуатаційні теплопритокі:

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

#### 4.5 Розрахунок теплопритоків від дихання охолоджених овочів

У загальному випадку для овочесховищ теплопритокі від дихання охолоджених овочів розраховуються по формулі:

$$Q_5 = q_5' \cdot G_n + q_5'' \cdot (G_k - G_n), \text{ [Вт]}, \quad (3.16)$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						18
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

$G_{\Pi}$  – максимальне одноразове надходження овочів в камеру, т.

$$G_{\Pi} = 0.07 \cdot 248 = 17.36 \text{ т}$$

Тепловиділення овочів визначаються:

$$q_t = q_0 \cdot e^{bt} \text{ [Вт/т]}, \quad (3.18)$$

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

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

Для  $t_{\Pi} = 8^\circ\text{C}$ :

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

Для  $t_{\Pi} = 2^\circ\text{C}$ :

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

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

Таблиця 3.3 – 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

Таким чином, 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

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						19
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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  $Q_{по} = 20/3 = 6.7$  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:

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

Таким чином, 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  $b = 0.9$ :

$$Q_{0 \text{ комп}} = k \cdot Q_0 / b = 1.05 \cdot 21 / 0.9 = 24.5 \text{ кВт} \quad (3.19)$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						20
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

#### 4 Порівняльний аналіз систем повітророзподілу

Відповідно до вимог холодильної технології, для забезпечення збереження якості та маси продукту необхідно контролювати три основні параметри у камерах зберігання: температуру, відносну вологість та швидкість руху повітря. До додаткових факторів належать газовий склад оточуючого середовища, наявність зовнішніх і внутрішніх теплопритоків тощо.

При зберіганні овочів та фруктів у холодильних камерах може виникнути природна гниль, що призводить до втрат маси і якості продукту. Додатково, фізіолого-біологічні процеси можуть спричинити втрату маси продукту, відому як "усушка", особливо при відхиленні від температурно-вологісного режиму та наявності теплових впливів на поверхню продукту.

В порівнянні з зберіганням заморожених продуктів, де відхилення від технологічного режиму зазвичай призводить до втрати не більше 5-7% маси продукту, у разі невідповідності нормам холодильної технології у зберіганні овочів та фруктів може виникнути повна та незворотна втрата продукту.

Система розподілу повітря є ключовим механізмом, що спільно з системою охолодження забезпечує створення однорідного температурно-вологісного середовища у камері зберігання харчових продуктів. Вона включає в себе не лише рівномірний розподіл охолодженого повітря, але й його осушення, зволоження, підігрів і вентиляцію.

Системи розподілу повітря камер зберігання плодоовочевої продукції діляться на три основних типи: безканалні, каналні і системи активного вентилявання.

Системи безканалного розподілу повітря включають в себе комплекс агрегованих повітроохолоджувачів, які рівномірно розташовані в об'ємі камери. Зазвичай застосовуються три типи повітроохолоджувачів: стельові, пристінно-стельові та постаментні. Стельові повітроохолоджувачі (див.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						21
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рис.1) розташовуються у камері, переважно над вантажними коридорами, на висоті від 0.7 до 2 метрів від розташованого вантажу.

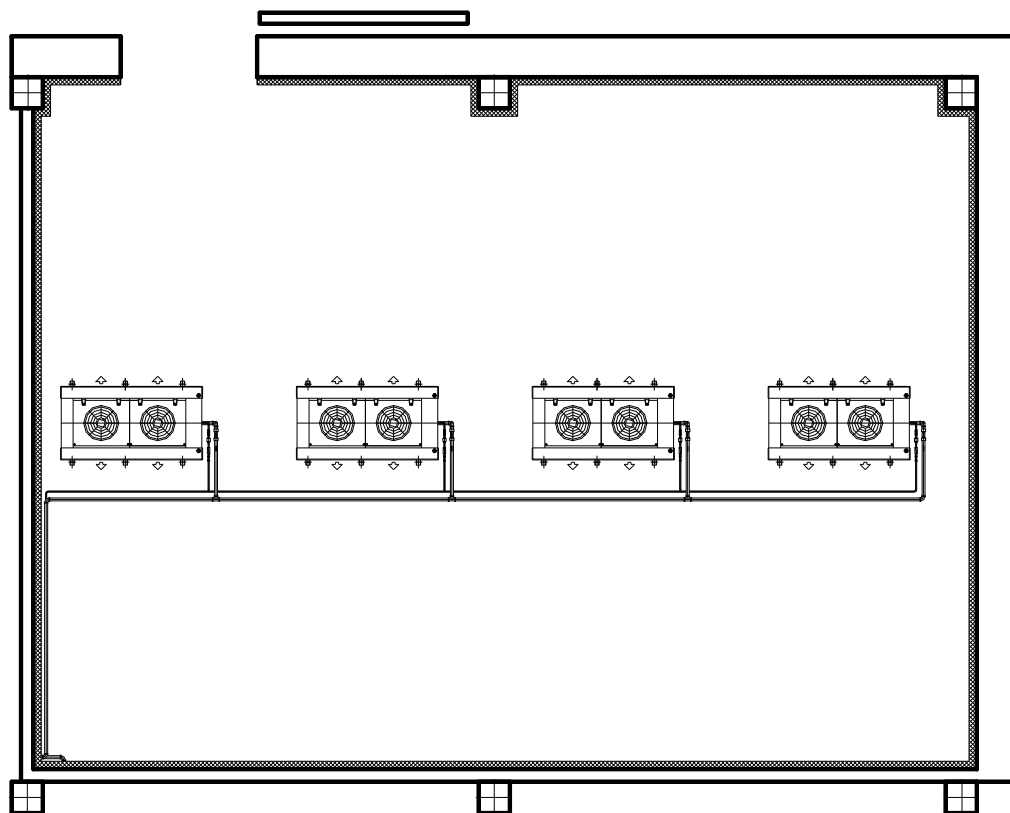


Рисунок 4.1. Камера зберігання плодоовочевої продукції з стельовими повітроохолоджувачами

Отеплене повітря з штабелів з фруктами або овочами всмоктується вентиляторами в нижній частині апаратів, проходить через обрешену теплообмінну поверхню, охолоджується і нагнітається через бічні грані. Охолоджене повітря проходить над поверхнею продукту, ежектує тепле з штабеля, вдаряється в протилежну стіну і йде вниз.

Пристінно-стельові повітроохолоджувачі (див. Рис.2) розміщують біля стику бічних стін і стелі камери.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						22
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

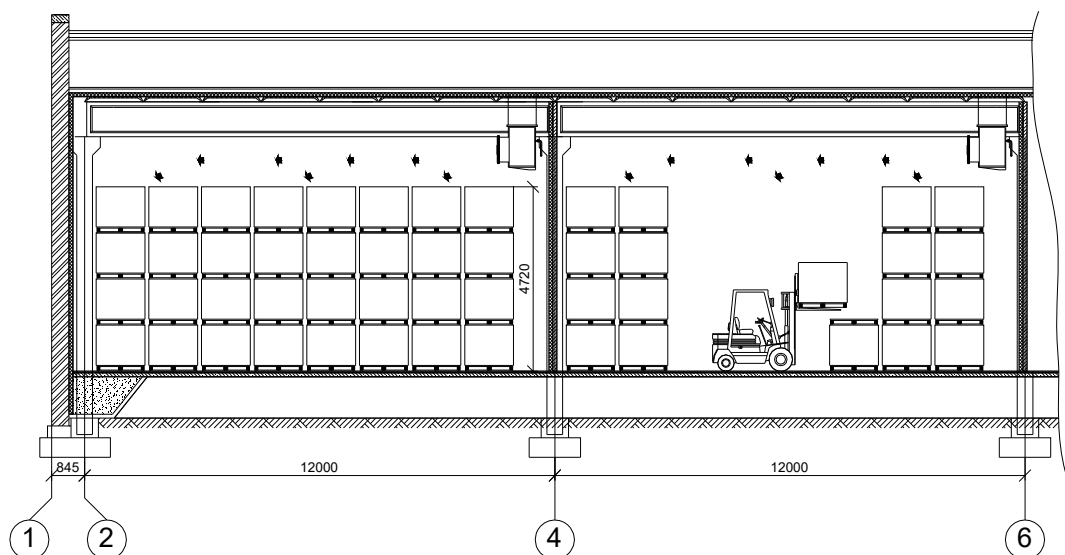


Рисунок 4.2. Камери зберігання плодоовочевої продукції з пристінно-стельовими повітроохолоджувачами

Струми повітря від пристінно-стельових повітроохолоджувачів також проходять над поверхнею штабелів продукції, відсмоктуючи тепле повітря. Тиск повітря, створюваний вентиляторами устаткування, повинен забезпечити направлення струменя до протилежної стінки камери, уникаючи прямого потрапляння на штабелі продукції. Всмоктування теплого повітря відбувається вздовж стін, на якій встановлено повітроохолоджувач.

Постаментні повітроохолоджувачі зараз застосовуються значно рідше, ніж стельові чи пристінно-стельові апарати. Головною причиною цього є те, що при їх установці вони займають корисну площу камери, яка могла б бути використана для зберігання продукції. Однак у певних випадках, коли потрібна спеціальна обробка або рециркуляція повітря, вибір цих систем може бути обґрунтований.

Системи безканалного розподілу повітря використовують апарати повної заводської готовності, їх легко монтувати та експлуатувати. Проте кожен апарат в системі підтримує встановлений режим лише в конкретній зоні камери, що може призвести до нерівномірного температурно-вологісного поля. Утворюються застійні зони, де відсутня необхідна циркуляція повітря, що сприяє підвищенню температури і розвитку

									Арк.
									23
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23				

мікроорганізмів. Крім того, робота електродвигунів вентиляторів призводить до значних внутрішніх теплових втрат, які потребують додаткової компенсації холодопродуктивністю системи.

Більш ефективними для створення рівномірного температурно-вологісного поля є каналні системи розподілу повітря. Розподіл повітря в камері здійснюється за допомогою системи нагнітаючих і всмоктуючих повітропроводів з прямокутним або круглим перетином. У більшості випадків повітропроводи розташовують під стелею камери, а в невеликих камерах - уздовж стін.

Повітряні канали виготовляються з полімерних матеріалів або оцинкованої сталі. Конструкція повітропроводу розраховується змінного перетину з урахуванням рівномірної роздачі повітря через сопла або вікна по шляху його руху.

Одноканальна система розподілу повітря (див. Рис.3) має тільки нагнітальні канали - повітропроводи постійного статичного тиску. Ефект постійного тиску досягається шляхом пропорційного звуження при виході повітря через щілинні сопла, рівномірно розподілені по довжині каналу.

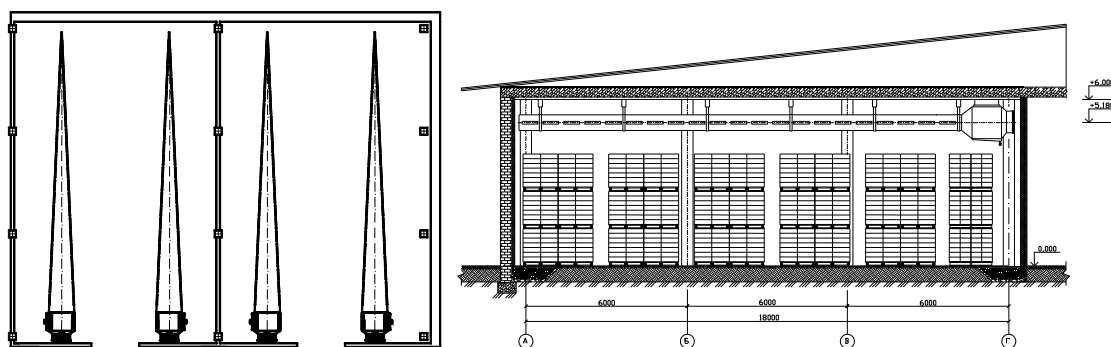


Рисунок 4.3. Камери зберігання плодоовочевої продукції з одноканальною системою розподілення повітря

Охолоджене повітря високої швидкості (10-15 м/с) виводиться з сопел, створюючи струмінь теплого повітря з вантажівки. Кут нахилу струменя обирається так, щоб потік прокладався над верхньою кромкою вантажу, не

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

контактуючи з ними. Вентиляційні труби розташовані над вантажними коридорами, утворюючи об'ємний канал для всмоктування теплого повітря.

Пристрої охолодження для таких вентиляційних систем можна розміщувати як всередині приміщень для зберігання продуктів, так і за їхніми межами, з встановленим вікном, вбудованим у стіни камер. У цьому випадку відзначається значний спад внутрішніх теплових потоків від електродвигунів вентиляторів, а також теплових втрат, які виникають під час розморожування охолоджувальних пристроїв. Конструкція вентиляційних труб дозволяє ефективно використовувати засоби обігріву і зволоження потоку повітря.

Системи активного вентиляювання вважаються найбільш ефективними для довготривалого зберігання сировини фруктів та овочів. Під ідеальним активним вентиляюванням кожна одиниця продукту, який зберігається, рівномірно обприскується примусовим потоком повітря з певною температурою, вологістю і швидкістю руху. При цьому зміни в характеристиках повітряного потоку поза об'ємом вантажу вважаються незначущими.

Одним з найкращих варіантів систем активного вентиляювання є спосіб подачі охолодженого повітря через перфоровану підлогу (див. Рис.4).

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

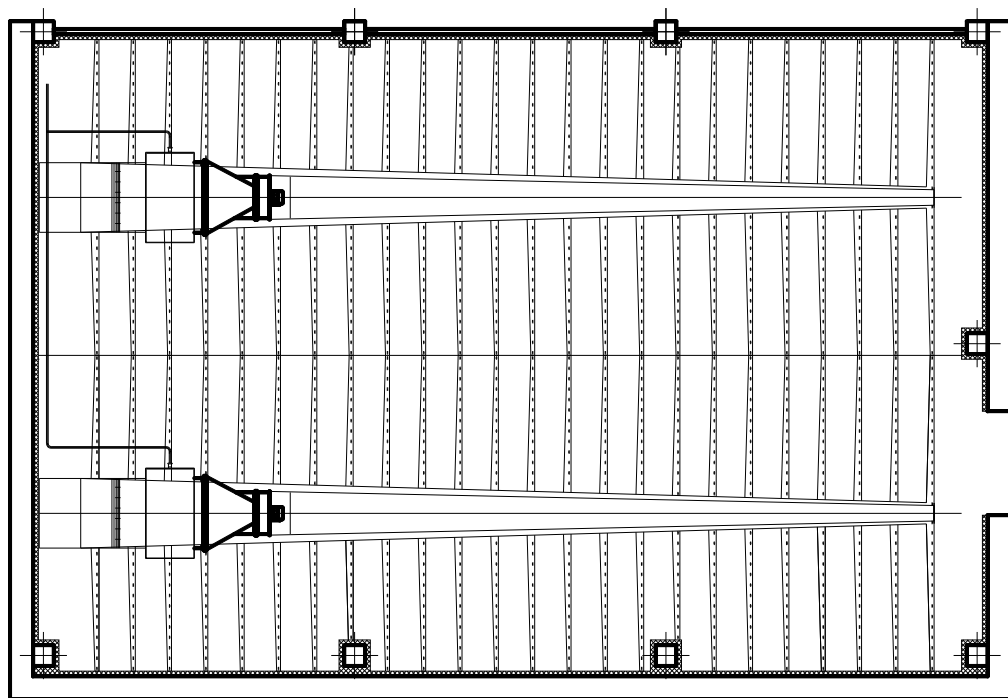


Рисунок 4.4. Камера зберігання плодоовочевої продукції з системою активного вентиляювання

Тепле повітря з штабелів, що містять плодоовочеву сировину, входить через отвори повітропроводів, які розташовані під стелею камери або безпосередньо над штабелями. Подальше це повітря охолоджується, пройшовши теплообмінні секції охолоджуючого приладу. Після цього охолоджений потік направляється вертикальними повітропроводами під підлогу камери. У підлозі, слідуючи напрямку потоку повітря, воно розходжується по горизонтальних каналах постійного статичного тиску. Охолоджене повітря подається знизу вгору в штабелі з продуктами, викликаючи ефект активного вентиляювання, в той час як тепле повітря виводиться.

Більш простим варіантом є розміщення повітропроводів на підлозі по довжині камери. Такий спосіб ефективно використовується при зберіганні овочів насипом (див. Рис. 5).

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						26
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 4.5. Камера з системою активного вентилявання при зберіганні овочів насипом

Повітроводи для такої системи виготовляються з оцинкованої сталі, яка має достатню міцність для витримання навантаження насипу овочів. Форма повітроводу зазвичай обирається напівциліндричною або конусоподібною, з отворами для подачі охолодженого повітря, рівномірно розташованими по зовнішній поверхні каналу. Всмоктування теплого повітря може здійснюватися у верхній частині камери, як через канали, так і за допомогою безканальної системи.

Впровадження передових методів зберігання плодоовочевої продукції дозволяє мінімізувати природне втрати сировини. Однак, зазвичай, ці методи також вимагають значних капіталовкладень і експлуатаційних витрат. Більшість сучасних складів для фруктів та овочів розробляються з урахуванням принципів простоти і надійності, що дозволяє зменшити необхідність в кваліфікованому обслуговуючому персоналі. Крім того, використання

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						27
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

передових методів може ставити додаткові вимоги до початкової якості продукції, яка визначається під час зберігання.

Таким чином можна зробити порівняльний аналіз трьох систем повітророзподілу, які можуть бути застосовано в камерах зберігання: с стельовими повітроохолоджувачами, одноканальну з повітроводами постійного тиску та систему активного вентилявання.

1. За капіталовкладеннями найбільш дешева безканална система з повітроохолоджувачами, одно канална має практично ту же вартість за рахунок можливості встановлення меншою кількості, але більш потужних апаратів. Система активного вентилявання значно дорожче, тому що потрібно будувати як систему щілинних каналів у підлозі, так і канали, які всмоктують повітря над продуктом. Економічні розрахунки проводимо для однієї камери.

Вартість безканалної системи складається з вартості трьох повітроохолоджувачів.



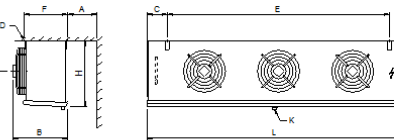
Дата: 2019-11-29  
Запрос от:  
Проект:  
№ предложения:  
Позиция:  
Контактное лицо:

Испаритель (dx) GACC RX 031.1/3-70.A-1823746M Только для расчета!	
Мощность:	7.0 kW <sup>(1)</sup>
Размер поверхности:	-3.8 %
Объем расхода возд.:	4860 m <sup>3</sup> /h
Воздух на входе:	2.0 °C
Воздух на выходе:	-1.2 °C
Давление воздуха:	1013 mbar
Хладагент:	R410A <sup>(2)</sup>
Т кипения:	-5.0 °C
Перегрев:	5.0 K
Т конденсации:	35.0 °C
Т переохлаждения:	30.0 °C
Вентиляторы (EC):	3 Шт. 1*230V 50-60Hz
Технический хар. характеристики вент. узда:	Уровень звукового давления: 45 dB(A) @ 3.0 m <sup>(3)</sup>
Скор. вращ.:	1350 min-1
Мощность (мех./эл.): 0.05 kW/0.08 kW	Уровень звуковой мощности: 67 dB(A)
Потребл. ток:	0.70 A <sup>(4)</sup>
ЕгР:	Compliant <sup>(5)</sup>
Общее потребл. эл. энергии:	0.26 kW
Корпус:	AlMg, Порошковое покрытие RAL 9003
Площадь пов-ти:	23.8 m <sup>2</sup>
Объем труб:	8.2 l
Шаг оребрения:	7.00 mm
Вес (пустой):	38 kg <sup>(6)</sup>
Макс. рабочее давление:	32.0 bar
Трубы:	Медь <sup>(7)</sup>
Оребрение:	Алюминий <sup>(7)</sup>
Потери давл. в "пауке":	0.3 bar
Выход:	22.0 * 1.00 mm
Вход:	16.0 mm
FEED classification:	Art 4, par. 3 <sup>(8)</sup>

GUNTNER: 2019-11-29 10:00:00: 031.1/3-70.A-1823746M

**Размеры:**

- L = 1672 mm
- B = 430 mm
- H = 455 mm
- BE = 1380 mm
- TE = 332 mm
- C = 165 mm
- A = 300 mm
- ØD = 11 mm
- K = 8K



Сливной патрубок по DIN ISO 228-1 с G-резьбой (по умолчанию).  
Внимание: цвета и размеры, распротраняются на все комплектующие!

Ш: 182746M

**Прайс-лист (на условиях EXW):**

Стоимость аппарата:	Шт:	Стоимость:	Всего:
1856.00 EUR	1	1856.00 EUR	1856.00 EUR

**Всего (прайс-лист без НДС, вкл. упаковку):** Расчет производится в отделе калькуляции

Условия поставки:

Условия оплаты:

Срок изготовления: 3 недель<sup>(10)</sup> (Состояние: 2017-12-20)

Срок действия прелд.:

Действуют наши стандартные условия оплаты и поставки!

**Important remarks / explanatory notes:**

- (1) Capacity according to Eurovent.
- (2) Fluid group 2 according to pressure equipment directive of 2014/68/EU
- (3) При использовании метода оребрения по поверхности согласно норм EN 13487
- (4) Расчет веса, при котором скорость воздушного потока в идеальной камере составляет 0.5 м/с. Фактическая длина воздушного потока в реальной камере зависит от размеров камеры и других факторов.

$$Ц_1 = 1856 \cdot 40 \cdot 3 = 222720 \text{ грн.}$$

									Арк.
									28
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23				



Вартість системи активного вентилявання складається з вартості двох повітроохолоджувачів, двох повітропроводів всмоктування (вартість другого варіанту) та витратам на підлогу з каналами.

Вартість 1 м<sup>2</sup> звичайної бетонної підлоги коштує 600 грн. Приймаємо, що витрати на підлогу з каналами складуть у 2.5 рази більше. Тоді,

$$Ц_3=278720+144\cdot 600\cdot 2.5=464720 \text{ грн.}$$

2. За енергозатратами найбільш ефективна система з активним вентилявання, тому що вона, по перше, орієнтована на підтримку температурного режиму безпосередньо в штабелі продуктів, а не в загальному обсязі камери, а по друге, має меншу кількість вентиляторів, за рахунок використання апарату більшої потужності. За нею йде одна канальна система, а найбільш енергозатратна безканальна система.

3. За якістю зберігання продукту також на першому місці знаходиться система з активним вентиляванням, за три місяці зберігання втрати складають близько 3%, потім йде канальна система зберігання з втратами близько 5%, на остатньому місці безканальна система з втратами близько 6% [3].

Розрахунок річного економічного ефекту.

Величину річного економічного ефекту від холодильної обробки і зберігання визначаємо виходячи із закупівельної ціни продукції, витрат на зберігання і ціни реалізації після холодильної обробки по формулі:

$$П=Ц_p \cdot V \cdot (1-\gamma) - (Ц_3 \cdot V + C) \cdot k_n, \text{ грн,} \quad (4.1)$$

де  $Ц_p$  – ціна реалізації (з ПДВ), грн/т, приймаємо  $Ц_p=20000$  грн/т;

$Ц_3$  – закупівельна ціна, грн/т, приймаємо  $Ц_3=10000$  грн/т;

$V$  – оборот продукту за рік, т,  $V=900$  тон

$C$  – сумарні річні витрати холодильного підприємства, грн;

$\gamma$  – коефіцієнт обліку втрат продукції.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$K_B$  - коефіцієнт обліку зниження прибутку залежно від податку на прибуток, приймаємо  $k_{\pi}=0,9$ .

У нашому випадку

На підприємстві зберігається 900 тон овочів. Якщо прийняти вартість закупівлі овочів в осені 10 тис. грн. за тону, а вартість реалізації в супермаркети на весні 20 тис. грн. за тону, тоді загальний прибуток, без урахування експлуатаційних затрат, складе:

$$П=900 \cdot (20000-10000) \cdot 0.9=8100000 \text{ грн.}$$

$$\text{Різниця в } 1\% \text{ від прибутку складе } 0.01 \cdot 8100000=81000 \text{ грн.}$$

Таким чином, у разі застосування одно каналної системи підприємство отримає додаткових 81 тис. грн. за рік, а у разі застосування системи з активним вентиляванням 243 тис. грн. на рік порівняно з безканалною системою.

Економічна ефективність (рентабельність) капітальних вкладень:

$$T=K/\Sigma\P \quad (4.2)$$

$\Sigma\P$ - сумарний прибуток від реалізації всіх видів продукції;

$K$  - капітальні вкладення в холодильне виробництво.

У нашому випадку необхідно розрахувати термін окупності додаткових вкладень.

На одно каналну систему додаткові вкладення (на всі чотири камери):

$$\Delta K_1=4 \cdot (278720-222720)=224000 \text{ грн.}$$

На систему з активним вентиляванням додаткові вкладення (на всі чотири камери):

$$\Delta K_1=4 \cdot (464720-222720)=968000 \text{ грн.}$$

Таким чином термін окупності додаткових вкладень складе:

$$T_1=224000/81000=2.76 \text{ року}$$

$$T_2=968000/243000=3.98 \text{ року}$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						31
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Результати дослідження вносимо до таблиці:

Таблиця 4.1 - Порівняльний аналіз систем повітророзподілу

	Додаткові вкладення, тис.грн.	Втрати продукту, %	Додатковий прибуток, тис. грн.	Термін окупності, рік
Безканална	-	6	-	-
Одноканална	224	5	81	2.76
Активного вентилявання	968	3	243	3.98

Термін окупності системи з активним вентилявання досить великий, але це пов'язано з тим, що в розрахунку у якості продукту було використано овочі, які мають низьку вартість. Якщо зберігати більш дорожчий продукт, за рахунок більшого прибутку термін окупності значно знизиться.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

## 5 Варіантні теплові розрахунки холодильної машини

Спочатку історії появи холодильної техніки в якості робочих тіл використовувався аміак, вода, повітря та інші натуральні речовини. Однак, дані робочі тіла несли певну загрозу для здоров'я людини при розгерметизації холодильних систем. Це стало поштовхом для пошуку оптимального робочого тіла, яке є вогнебезпечним та неотруйним.

Так в 1928 році було відкрито дихлордифторметан, який пізніше отримав назву R-12. Дана речовина володіла всіма вищеописаними характеристиками та отримала широкий спектр застосування в холодильній техніці. Після цього R-12 витіснив майже всі натуральні робочі тіла, окрім аміаку та було відкрито промислове виробництво інших хлорфторвуглеців. Починаючи з 1935 року на ринок виходить холодильний агент дифторхлорметан (R22), який відноситься до категорії гідрохлорфторвуглеців та до початку 1980-х років робочі тіла категорій хлорфторвуглеців та гідрохлорфторвуглеців займали домінуюче положення в кліматичній промисловості та розглядались як речовини, що мають тільки переваги в порівнянні з іншими.

З усіх раніше запропонованих холодильних агентів, аміак (R717) має найвищі термодинамічні та економічні властивості в порівнянні з агентами категорій хлорфторвуглеців та гідрохлорфторвуглеців, та витримав конкуренцію і використовується до теперішнього часу.

Однак к 1980-м рокам, коли вчені ряду країн почали займатись питаннями вивчення впливу хлорфторвуглеців та гідрохлорфторвуглеців на оточуюче середовище, ці робочі тіла стали предметом турбування. Причиною став той факт, що дані речовини підвищують парниковий ефект та руйнують озоновий шар.

В 1987 році згідно з програмою ООН по оточуючому середовищу вступив в дію «Монреальський протокол» по речовинам, що руйнують

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						33
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

озоновий шар(R12, R22 та ін.), який передбачає поступовий перехід з хлорфтовуглеців та гідрохлорфторвуглеців на натуральні речовини.

На даний момент повністю виконати даний перехід не вийшло, хоч і певні результати маються. Почали випускати в промислових масштабах агенти, які менше впливають на оточуюче середовище, але все одно, вони не забезпечують повне виключення впливання на оточуюче середовище.

За шкалою «небезпеки» робочих тіл, дифторхлорметан (R22) відноситься до 4-го класу небезпеки. Дане робоче тіло має наркотичний вплив, визиває слабкість, що переходить в збудження, сплутаність свідомості, сонливість, при великих концентраціях – задуха. При потраплянні на шкіру рідкий дифторхлорметан може викликати «обмороження» (бульбашки, некроз).

R22 є інертним по відношенню до вогню та є вибухобезпечним, однак при контакті з полум'ям виділяє отруйні речовини такі, як фосген  $\text{COCl}_2$ , що використовувався як бойова отруйна речовина в роки першої світової війни.

Під впливом температур вище  $400\text{ }^\circ\text{C}$  може розпадатись та виділяти високотоксичні продукти: тетрафторетилен (4-й клас небезпеки), хлористий водень (2-й клас небезпеки) та фтористий водень (1-й клас небезпеки).

При температурах  $180\text{-}380\text{ }^\circ\text{C}$  та вище, за рахунок термоокислюваної реакції в оточуюче середовище виділяються такі речовини: фтороводень, тетрафторетилен, 2-трифторметил, пентафторпропен та ін.

Температура кипіння при н.у =  $-41\text{ }^\circ\text{C}$

Потенціал озоноруйнування (ODP) = 0,05;

Потенціал глобального потепління (GWP) = 1700.

З усіх систем, які працюють на даному робочому тілі, більш за всіх заміни потребують системи реконденсації газів тому, що вони є дуже великооб'ємними по холодильному агенту. В зв'язку з важкою екологічною ситуацією було запропоновано декілька наступних робочих тіл на заміну R22:

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						34
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Аміак ( $\text{NH}_3$ ) – R717 - безбарвний газ із з характерним різким запахом нашатирного спирту. При охолодженні до  $-33,4^\circ\text{C}$  аміак під звичайним тиском перетворюється в прозору рідину, що твердіє при  $-77,8^\circ\text{C}$ . Розчиняється у воді, ефірі та інших органічних розчинах. Один об'єм води поглинає близько 750 об'ємів аміаку (при  $20^\circ\text{C}$  та 1 атм). Корозійний для деяких металів. Основними ознаками відправлення парами аміаку можна віднести кашель, задишку, відчуття важкості у грудях, спазми гортані. Нерідко виникає збуджений стан, галюцинації, нудота і блювота, набряк органів дихання. В результаті прямого контакту може виникнути опікового ураження очей. З точки зору робочого тіла в холодильній техніці є дуже конкурентноспроможним в широкому діапазоні температур тому, що має дуже високі термодинамічні показники та найменшу вартість на світовому ринку.

Мінімальна температура займання з повітрям =  $651^\circ\text{C}$ ;

Потенціал озоноруйнування (ODP) = 0;

Потенціал глобального потепління (GWP) = 0;

Клас небезпеки – 4.

Також було запропоновано замінити R22 на речовини тієї ж категорії, але ті, що були створені як більш безпечна заміна при майже однакових теплофізичних властивостях, це такі агенти як: R407C та R402A.

Дані речовини мають наступні показники:

R407C (R-32/125/134a(23%/25/52) ) :

Температура кипіння при н.у =  $-44^\circ\text{C}$

Потенціал озоноруйнування (ODP) = 0;

Потенціал глобального потепління (GWP) = 1370.

Клас небезпеки – 4.

R402A (R-125/290/22 (60%/2/38)):

Температура кипіння при н.у =  $-49^\circ\text{C}$

Потенціал озоноруйнування (ODP) = 0,02;

Потенціал глобального потепління (GWP) = 2380.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						35
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Клас небезпеки – 4.

R404A (R-125/143a/ 134a (44%/52/4)):

Температура кипіння при н.у =  $-47^{\circ}\text{C}$

Потенціал озоноруйнування (ODP) = 0;

Потенціал глобального потепління (GWP) = 3850.

Клас небезпеки – 4.

Необхідно зробити порівняльний аналіз роботи холодильної машини, яке забезпечує роботу повітроохолоджувачів, на двох різних холодильних агентах: аміак R717 і хладон R404a.

Для відведення теплоти конденсації в даній холодильній системі використовуватимуться повітряні конденсатори. Температура конденсації для повітряних конденсаторів приймається на  $10-12^{\circ}\text{C}$  вище за розрахункову температуру зовнішнього повітря:

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

Як прилади охолодження в камерах будуть використані підвісні повітроохолоджувачі. Температура кипіння агента в таких апаратах приймається на  $7-10^{\circ}\text{C}$  нижче за розрахункову температуру повітря в камері.

Компресора будуть використані напівгерметичні, тому сумарний перегрів на всмоктуванні приймаємо з урахуванням підігріву на обмотках компресора  $\Theta = 10\text{ K}$  при роботі на фреоні R404a, та  $\Theta = 5\text{ K}$  при роботі на аміаку.

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 агента  $t_0 = -5^{\circ}\text{C}$ ;

- потрібна холодопродуктивність  $Q_{0\text{ комп}} = 24.5\text{ кВт}$ ;

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						36
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- температура конденсації агента  $t_k=42\text{ }^\circ\text{C}$ ;
- сумарний перегрів на всмоктуванні  $\Theta=5$  або  $10\text{ }^\circ\text{C}$ ;
- переохолодження після конденсатора  $\Delta t_{\text{по}}=5\text{ }^\circ\text{C}$ .

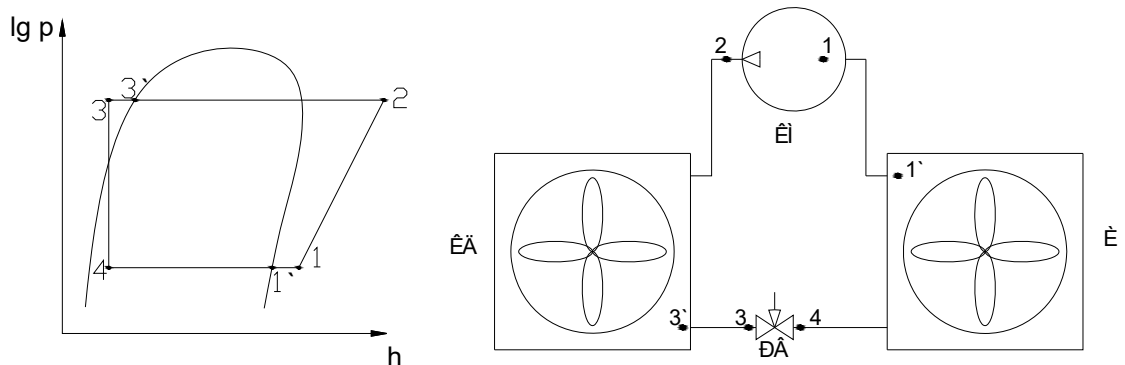


рис. 5.1 – Термодинамічний цикл і умовна схема холодильної машини

Процеси, які зображено 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.

Питомі характеристики циклу:

- питома масова продуктивність:

$$q_0 = h_{1'} - h_4 \quad (5.1)$$

- питома об'ємна продуктивність

$$q_v = q_0 / v_1 \quad (5.2)$$

- питома адіабатна робота стискування

$$l=h_2-h_1 \quad (5.3)$$

Масова витрата агента:

$$M_a=Q_0/q_0 \quad (5.4)$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

$$V_d=M_a \cdot v_1 \quad (5.5)$$

Коефіцієнт подачі компресора:

$$\lambda_c=1-0.03 \cdot [(P_k/P_0)^{1/m}-1] \quad (5.6)$$

$$\lambda'_w=(T_0+\Theta)/(\alpha \cdot T_k+\beta \cdot \Theta)$$

$$\lambda=\lambda_c \cdot \lambda'_w$$

Об'єм, описаний поршнями компресора:

$$V_h=V_d/\lambda \quad (5.7)$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a=M_a \cdot l \quad (5.8)$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						38
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Індикаторний ККД компресора:

$$\eta_i = \lambda'_w + b \cdot t_0 \quad (5.9)$$

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = N_a / \eta_i \quad (5.10)$$

Потужність тертя:

$$N_{тр} = V_h \cdot P_{тр} \quad (5.11)$$

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_i + N_{тр} \quad (5.12)$$

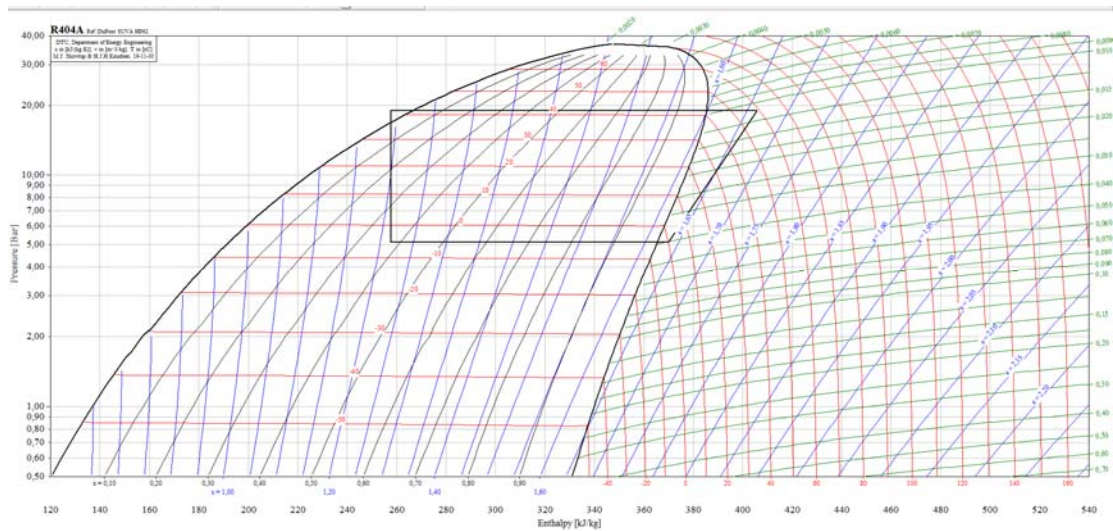
Електрична потужність компресора:

$$N_{ел} = N_e / \eta_{ел} \quad (5.13)$$

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

Розрахунки проводимо за допомогою пакета Coolpack.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						39
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Values at points 1-6,15 for the selected one stage cycle

Point	T	P	v	h	s
	[°C]	[bar]	[m <sup>3</sup> /kg]	[kJ/kg]	[kJ/(kg K)]
1	0,087	5,128	0,040178	369,913	1,6346
2	59,242	19,049	0,011029	405,763	1,6619
3	59,242	19,049	0,011029	405,763	1,6619
4	36,706	19,049	N/A	257,795	N/A
5	N/A	5,128	N/A	257,795	N/A
6	0,087	5,128	0,040178	369,913	1,6346
15	N/A	19,049	N/A	257,795	N/A

Cycle info [One stage]. Refrigerant: R404A

Select cycle number:  
 1 (1)  
 (2)

Delete cycle

Values:

Evaporating temperature [°C]:	-5,00	Condensing temperature [°C]:	42,00
Superheat [K]:	5,00	Subcooling [K]:	5,00
Dp evaporator [bar]:	0,00	Dp condenser [bar]:	0,00
Dp suction line [bar]:	0,00	Dp liquid line [bar]:	0,00
Dp discharge line [bar]:	0,00		
Isentropic efficiency [0-1]:	0,75		

Calculated:

Qe [kJ/kg]:	112,118
Qc [kJ/kg]:	147,968
COP:	3,13
W [kJ/kg]:	35,850
Pressure ratio [-]:	3,715

Dimensioning:

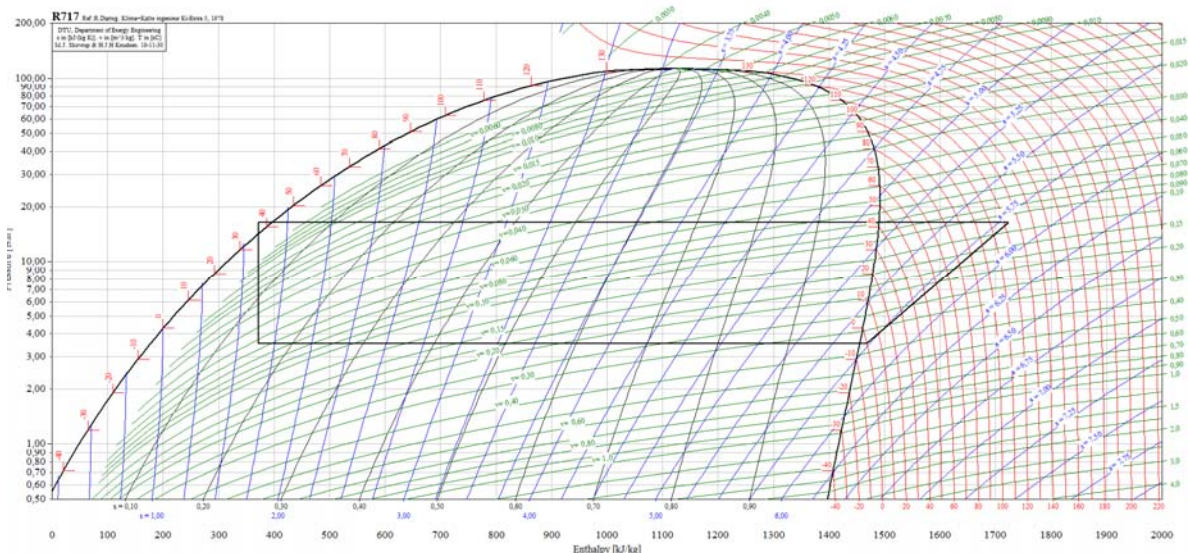
Qe [kW]:	24,500
Qc [kW]:	32,334
m [kg/s]:	0,21852020
V [m <sup>3</sup> /h]:	31,6069
W [kW]:	7,834
Q loss [kW]:	0,000

Volumetric efficiency

n_vol:	0,00
Displacement [m <sup>3</sup> /h]:	0

Рис. 5.1 - Розрахункові параметри циклу на хладону R404a

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата



Point	T [°C]	P [bar]	v [m <sup>3</sup> /kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg K)]
1	0,000	3,548	0,354533	1468,026	5,7296
2	123,144	16,429	0,110853	1723,631	5,7949
3	123,144	16,429	0,110853	1723,631	5,7949
4	37,000	16,429	N/A	372,094	N/A
5	-5,000	3,548	N/A	372,094	N/A
6	0,000	3,548	0,354526	1468,026	5,7296
15	N/A	16,429	N/A	372,094	N/A

Cycle info [One stage]. Refrigerant: R717

Select cycle number:  
 1 (1)  
 (2)  
 (3)

Delete cycle

Values:

Evaporating temperature [°C]:	-5,00	Condensing temperature [°C]:	42,00
Superheat [K]:	5,00	Subcooling [K]:	5,00
Dp evaporator [bar]:	0,00	Dp condenser [bar]:	0,00
Dp suction line [bar]:	0,00	Dp liquid line [bar]:	0,00
Dp discharge line [bar]:	0,00		
Isentropic efficiency [0-1]:	0,90		

Calculated:

Qe [kJ/kg]:	1095,933
Qc [kJ/kg]:	1351,537
COP:	4,29
W [kJ/kg]:	255,604
Pressure ratio [-]:	4,631

Dimensioning:

Qe [kW]:	24,500
Qc [kW]:	30,214
m [kg/s]:	0,02235538
V [m <sup>3</sup> /h]:	28,5326
W [kW]:	5,714
Q loss [kW]:	0,000

Volumetric efficiency

n\_vol:

Displacement [m<sup>3</sup>/h]: 0

Рис. 5.2 - Розрахункові параметри циклу на аміаку

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Витрати на електроенергію для компресорної холодильної установки з електроприводом можна визначити по формулі:

$$C_{\text{ел}} = \Sigma N_y \cdot \eta_z \cdot \eta_e \cdot \eta_{\text{доп}} \cdot T \cdot \Pi_{\text{ел}} \quad (5.13)$$

де:  $\Sigma N_y$  – встановлена потужність холодильної установки (компресора, насоса і вентилятора градирні, ел/дв. повітроохолоджувачів) кВт;

$\eta_z \cdot \eta_e \cdot \eta_{\text{доп}}$  --коефіцієнти завантаження електродвигуна по потужності, облік витрат електроенергії в електричних межах підприємства і витрат енергії на привід допоміжних механізмів холодильної системи;

T- річний фонд часу роботи холодильної установки на підприємстві, годин за рік ( T = 5000 .. 8000 );

$\Pi_{\text{ел}}$  - вартість 1 кВт/год електроенергії, яка споживається на підприємстві, грн/кВт·год.

Для порівняння приймаємо, що все допоміжне устаткування споживає приблизно однакову кількість електроенергії, тому його можна не враховувати при порівнянні. Т.ч. встановлена потужність:

- для хладона  $\Sigma N_y = 3 \cdot 7.83 = 23.5$  кВт
- для аміаку  $\Sigma N_y = 3 \cdot 5.71 = 17.1$  кВт

Відповідно, витрати на електроенергію:

- для хладона  $C_{\text{ел}} = 23.5 \cdot 0.85 \cdot 1.05 \cdot 1.1 \cdot 8000 \cdot 5.1 = 941301$  грн.
- для аміаку  $C_{\text{ел}} = 17.1 \cdot 0.85 \cdot 1.05 \cdot 1.1 \cdot 8000 \cdot 5.1 = 684945$  грн.

Зробимо підбір повітроохолоджувачів для камер зберігання по безканалній системі:

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						42
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Позиция:  
Контактное лицо:

**Испаритель (насосная сх.) AGHN 045.2F/110-ANW/36P.E Только для расчета!**

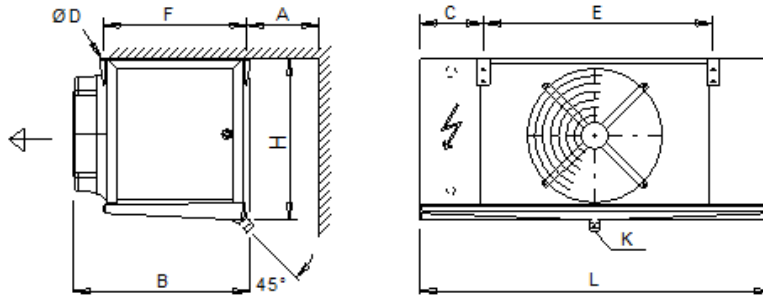
<b>Мощность:</b>	7.0 kW <sup>(1)</sup>	<b>Хладагент:</b>	NH3 (R717) <sup>(2)</sup>
Резерв поверхности:	10.1 %	Т кипения:	-6.0 °C
Объемн. расход возд.:	5400 m³/h	Кр-ть циркуляции (гравитац.):	1.5
Воздух на входе:	2.0 °C		
Воздух на выходе:	-0.9 °C		
Давление воздуха:	1013 mbar		

Вентиляторы (AC):	1 Шт. 1~230V 50Hz	Термоконтакт:	внутренний/внешний
Технические характеристики вент. узла:		Уровень звукового давления:	56 dB(A) в 3.0 м <sup>(3)</sup>
Скор. вращ.:	1360 min-1	Уровень звуковой мощности:	78 dB(A)
Мощность (мех./эл.):	0.30 kW/0.47 kW	Струя воздуха:	около 15 м <sup>(4)</sup>
Потребл. ток:	2.20 A <sup>(5)</sup>	Иней:	0.0 mm
ЕП:	Compliant <sup>(6)</sup>		

Корпус:	AlMg, Порошковое покрытие RAL 9003	Трубы:	Нерж. сталь AISI 304 <sup>(7)</sup>
Площадь пов-ти:	32.6 m²	Оребрение:	Алюминий <sup>(7)</sup>
Объем труб:	12.7 l	Вход:	21.3 * 2.00 mm
Шаг оребрения:	10.00 mm	Выход:	33.7 * 2.60 mm
Вес (пустой):	79 kg <sup>(8)</sup>	Нходов:	36
Макс. рабочее давление:	32.0 bar	PED classification:	Категория I, module A <sup>(9)</sup>

**Размеры:**

L =	1360 mm
B =	810 mm
H =	660 mm
E =	890 mm
F =	700 mm
C =	240 mm
A =	500 mm
ØD =	14 mm
K =	G1¼



Сливной патрубок по DIN ISO 228-1 с G-резьбой (плоское уплотнение).  
Внимание: схема и размеры распространяются не на все комплектующие!

**Прайс-лист (на условиях EXW):**

Стоимость аппарата:	Шт. 1	Стоимость 3156.00 EUR	Всего: 3156.00 EUR
---------------------	-------	-----------------------	--------------------

**Всего (прайс-лист без НДС, включ. упаковку) Расчет производится в отделе калькуляции**

Условия поставки:

Условия оплаты:

Срок изготовления: 13 недель<sup>(10)</sup> (Состояние: 2017-12-20)

Срок действия предл.:

Действуют наши стандартные условия оплаты и поставки!

**Important remarks / explanatory notes:**

- (1) Capacity data based on Eurovent wet coil factor
- (2) Fluid group 1 according to pressure equipment directive 2014/68/EU
- (3) При использовании метода окатывающей поверхности согласно норм EN 13487
- (4) Расстояние, при котором скорость воздушного потока в идеальной камере составляет 0.5 m/s. Фактическая длина струи воздушного потока в холодильной камере зависит от размеров камеры и других факторов.
- (5) Потребляемый ток может изменяться в зависимости от температуры воздуха и подаваемого напряжения (согласно норм VDE).
- (6) This unit is equipped with fans that meet the efficiency requirements of Directive 2009/125/EC (ErP Directive).

рис.5.3 - Характеристики аміачного повітроохолоджувача

										Арк.
										43
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23					

Дата: 2019-12-01  
 Запрос от:  
 Проект:  
 № предложения:  
 Позиция:  
 Контактное лицо:

**Испаритель (насосная сх.) AGHN 045.2E/17-ANW/20P.E Только для расчета!**

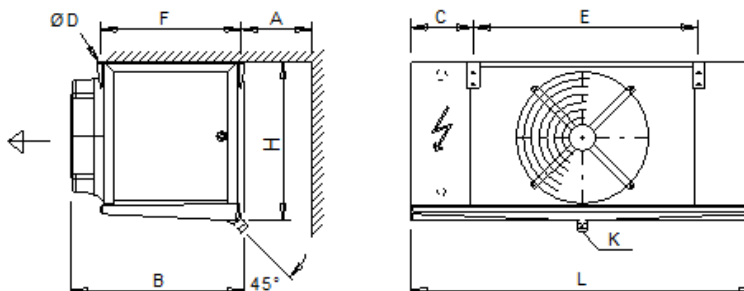
<b>Мощность:</b>	7.0 kW <sup>(1)</sup>	<b>Хладагент:</b>	R404A <sup>(2)</sup>
Резерв поверхности:	6.9 %	Т кипения:	-6.0 °C
Объемн. расход возд.:	5320 m <sup>3</sup> /h	Кр-ть циркуляции (гравитац.):	1.5
Воздух на входе:	2.0 °C		
Воздух на выходе:	-1.0 °C		
Давление воздуха:	1013 mbar		

Вентиляторы (AC):	1 шт. 1~230V 50Hz	Термоконтакт:	внутренний/внешний
Технические характеристики вент. узла:		Уровень звукового давления:	56 dB(A) в 3.0 м <sup>(3)</sup>
Скор. вращ.:	1360 min-1	Уровень звуковой мощности:	78 dB(A)
Мощность (мех./эл.):	0.30 kW/0.47 kW	Струя воздуха:	около 15 м <sup>(4)</sup>
Потребл. ток:	2.20 A <sup>(5)</sup>	Иней:	0.0 mm
ЕГР:	Compliant <sup>(6)</sup>		

Корпус:	AlMg, Порошковое покрытие RAL 9003	Трубы:	Нерж. сталь AISI 304 <sup>(7)</sup>
Площадь пов-ти:	37.7 м <sup>2</sup>	Оребрение:	Алюминий <sup>(7)</sup>
Объем труб:	10.7 l	Вход:	21.3 * 2.00 mm
Шаг оребрения:	7.00 mm	Выход:	33.7 * 2.60 mm
Вес (пустой):	73 kg <sup>(8)</sup>	Нходов:	20
Макс. рабочее давление:	32.0 bar	PED classification:	Art. 4, par. 3 <sup>(9)</sup>

**Размеры:**

- L = 1360 mm
- B = 660 mm
- H = 650 mm
- E = 890 mm
- F = 545 mm
- C = 240 mm
- A = 500 mm
- ØD = 14 mm
- K = G1¼



Сливной патрубок по DIN ISO 228-1 с G-резьбой (плоское уплотнение).  
 Внимание: схема и размеры распространяются не на все комплектующие!

**Прайс-лист (на условиях EXW):**

	Шт.	Стоимость:	Всего:
Стоимость аппарата:	1	2824.00 EUR	2824.00 EUR

**Всего (прайс-лист без НДС, включ. упаковку) Расчет производится в отделе калькуляции**

Условия поставки:

Условия оплаты:

Срок изготовления: 13 недель<sup>(10)</sup> (Состояние: 2017-12-20)

Срок действия предл.:

Действуют наши стандартные условия оплаты и поставки!

**Important remarks / explanatory notes:**

рис.5.4 - Характеристики хладонового повітроохолоджувача

В відповідності з підібраними повітроохолоджувачами можливо підрахувати загальний обсяг холодильного агента в системі, відповідно заповненню одного апарата і кількості апаратів.

Щільність холодильного агента при температурі кипіння:

- для хладона  $\rho=769 \text{ кг/м}^3$ ;
- для аміаку  $\rho=504 \text{ кг/м}^3$ .

Маса холодильного агенту для всіх апаратів (4 камери по 3 апарату):

- для хладона  $G=12 \cdot 10.7 \cdot 10^{-3} \cdot 769=98.7 \text{ кг}$ ;
- для аміаку  $G=12 \cdot 12.7 \cdot 10^{-3} \cdot 504=76.8 \text{ кг}$ ;

Ринкова вартість холодильного агенту:

- для хладона  $C=360 \cdot 98.7=35200 \text{ грн.}$ ;
- для аміаку  $C=30 \cdot 76.8=2300 \text{ грн.}$ ;

Результати дослідження вносимо до таблиці:

Таблиця 5.1 - Порівняльний аналіз використання хладагентів

	Витрати на електроенергію за рік, тис. грн.	Вартість компресорів, тис. грн.	Ємність по агенту, кг	Вартість агенту, тис. грн.
Хладон	941	243	98.7	35.2
Аміак	685	316	76.8	2.3

Таким чином, згідно наведеної таблиці холодильна система за початковими вкладеннями на хладону буде дешевше, але система на аміаку у даному випадку енергетично ефективніше на 37% і додаткові вкладення швидко окупаються. Але підприємства, які використовують аміак, як холодильний агент, відносяться до розряду ПНО (потенційно небезпечних об'єктів) згідно українському законодавству. Це приводить к появі додаткових умов, які з'являються вже на стадії проектування і затвердження проекту, та продовжуються в процесі експлуатування підприємства.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

## 6 Розрахунок апаратів холодильної установки

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

### 6.1 Тепловий розрахунок конденсатора

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

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

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						46
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

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  $\beta$  и ступінь обребрення  $\varphi_n$ :

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

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

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:

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						47
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d_3 = 2 \cdot (S_1 - d) \cdot (u - \delta) / (S_1 - d + u - \delta), \text{ м} \quad (6.1)$$

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

Критерій Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = w \cdot d_3 / \nu \quad (6.2)$$

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

Критерій Нуссельта для пластинчастого ребра визначаємо по формулі:

$$Nu = 0.178 \cdot [(S_1 - d) / d_3]^{-0.14} \cdot Re^{0.6} \quad (6.3)$$

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

Коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ребра до повітря визначаємо по формулі:

$$\alpha_k = Nu \cdot \lambda / d_3 \quad (6.4)$$

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

Умовна висота ребра для пластинчастих ребер визначаємо по формулі:

$$h' = 0.5 \cdot d \cdot (1.15 \cdot B / d - 1) (1 + 0.35 \cdot \ln(1.15 \cdot B / d)), \text{ м} \quad (6.5)$$

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

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

Коефіцієнт ефективності ребра визначаємо по формулі:

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						48
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$E = \tanh[(2 \cdot \alpha_k / (\delta \cdot \lambda_p))^{0.5} \cdot (h' + 0.5 \cdot \delta)] / [(2 \cdot \alpha_k / (\delta \cdot \lambda_p))^{0.5} \cdot (h' + 0.5 \cdot \delta)] \quad (6.6)$$

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

Приведений коефіцієнт тепловіддачі визначаємо по формулі:

$$\alpha_{пр} = \alpha_k \cdot (f_p \cdot E / f_{п} + 1 / \varphi_n), \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (6.7)$$

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

Розрахункові дані для визначення термічного опору шару мастила:

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

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

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

$$K = [(1 / \alpha_{пр} + 8 \cdot f_{п} / (\pi \cdot (d^2 + d_{вн}^2))) \cdot (0.5 \cdot (d - d_{вн}) / \lambda_{тр} + \delta / \lambda_p + \delta_m / \lambda_m)]^{-1}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (6.8)$$

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

Властивості агента (R404a) визначаємо за довідковими даними [2] при визначальній температурі конденсації  $t_k$ :

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

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

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						49
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$q = \beta^{-1} \cdot 0.72 \cdot [9.81 \cdot r \cdot \rho_k^2 \cdot \lambda_k^3 \cdot (\mu_k \cdot d_{BH})^{-1}]^{0.25} \cdot (t_k - t_{CT})^{-0.75}, \text{ Вт/м}^2 \quad (6.9)$$

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

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

$$q = K \cdot (t_{CT} - t_H), \text{ Вт/м}^2 \quad (6.10)$$

$$q = K \cdot (t_{CT} - t_H) = 23.8 \cdot (t_{CT} - 32)$$

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

Повну оребрену поверхню апарату визначаємо по формулі:

$$F = Q_k \cdot 10^3 / q, \text{ м}^2 \quad (6.11)$$

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

## 5.2 Конструктивний розрахунок апарату

Об'ємна витрата повітря через апарат:

$$V = Q_k / (c \cdot \rho \cdot \Delta t), \text{ м}^3/\text{с} \quad (6.12)$$

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

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

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

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

$$f_{ж} = S_1 \cdot u - (2 \cdot h \cdot \delta + d \cdot u), \text{ м}^2 \quad (6.13)$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						50
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

Сумарна довжина труб у фронтальному перетині пучка:

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

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

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

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

Орієнтовні геометричні розміри конденсатора:

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

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

Число труб у фронтальному перетині апарату з округленням до цілого:

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

Дійсні геометричні розміри конденсатора:

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

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

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

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

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

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						51
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 6.2 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,  $d_{BH}=0.016$  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  $\delta_{bp}=0.0006$  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).

### Розрахунок

Приймаємо по графіку залежності від  $t_k$  підохолодження в апараті  $\Delta t=2$  [1]

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:

$$t_{II} = -2.9 \text{ °С.}$$

По таблицях визначаємо вологовміст насиченого повітря при:

$$t_k - d_k'' = 0.0044 \text{ кг/кг}; t_{II} - d_{II}'' = 0.003 \text{ кг/кг}; t_B - d_B'' = 0.0038 \text{ кг/кг.}$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						52
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Вологовміст на виході з повітроохолоджувача:

$$d_B = d_k - (d_k - d_{п''}) \cdot (t_k - t_B) / (t_k - t_{п}) \quad [кг/кг] \quad (6.13)$$

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

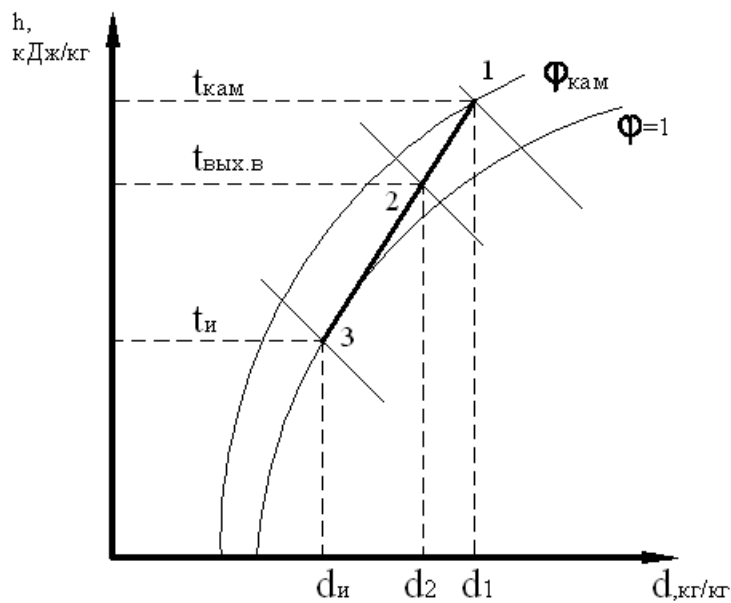


рис. 6.1 – Процес обробки повітря у повітроохолоджувачі в h-d діаграмі.

Відносна вологість на виході з апарату:

$$\varphi_B = d_B / d_{B''} = 0.0035 / 0.0038 = 0.93$$

Ентальпія повітря визначається по формулі:

$$h = 1.006 \cdot t + (2835 + 2.09 \cdot t) \cdot d \quad [кДж/кг] \quad (6.14)$$

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

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						53
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

Поперечний і подовжній крок труб при коридорній компоновці:

$$S_1 = S_2 = D_p + 2 \cdot \delta_i + 0.003 = 0.063 + 2 \cdot 0.0015 + 0.003 = 0.069 \text{ м}$$

Геометричні параметри прийнятого ребристого елемента.

Зовнішня поверхня ребра:

$$f_p = 0.5 \cdot \pi \cdot (D_p^2 - d_n^2) + \pi \cdot D_p \cdot \delta_{вр} = 0.5 \cdot \pi \cdot (0.063^2 - 0.02^2) + \pi \cdot 0.063 \cdot 0.0006 = 5.7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Зовнішня поверхня труби між двома суміжними ребрами:

$$f_{тр} = \pi \cdot d_n \cdot (u - \delta_{op}) = 3.14 \cdot 0.02 \cdot (0.008 - 0.0002) = 3.77 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Внутрішня поверхня труби ребристого елемента:

$$f_{вн} = \pi \cdot d_{вн} \cdot u = 3.14 \cdot 0.016 \cdot 0.008 = 4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Повна зовнішня поверхня ребристого елемента:

$$f_{\Pi} = f_p + f_{тр} = (5.7 + 3.77) \cdot 10^{-3} = 6.1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Коефіцієнт оребрення:

$$\beta = f_{\Pi} / f_{вн} = 6.1 / 0.4 = 15.2$$

Ступінь оребрення:

$$\phi = f_{\Pi} / (\pi \cdot d_n \cdot u) = 6.1 / (\pi \cdot 0.02 \cdot 0.008) = 12.14$$

Умовний ступінь оребрення:

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

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						54
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Геометричні характеристики поверхні інею.

Зовнішня поверхня інею на ребрі:

$$f_{pi}=0.5 \cdot \pi \cdot [(D_p+2 \cdot \delta_i)^2 - (d_H+2 \cdot \delta_i)^2] + \pi \cdot (D_p+2 \cdot \delta_i) \cdot (\delta_{вр}+2 \cdot \delta_i) = 0.5 \cdot \pi \cdot [(0.053+2 \cdot 0.0015)^2 - (0.02+2 \cdot 0.0015)^2] + \pi \cdot (0.063+0.003) \cdot (0.0006+0.003) = 6.8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Внутрішня поверхня інею на трубі між двома суміжними ребрами:

$$f_{tpi} = \pi \cdot (d_H+2 \cdot \delta_i) \cdot (u - \delta_{op} - 2 \cdot \delta_i) = 3.14 \cdot (0.02+0.003) \cdot (0.008-0.0002-0.003) = 2.2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Повна зовнішня поверхня інею на ребристому елементі:

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

Коефіцієнт оребрення поверхні, покритої інеєм:

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

Площа `живого` перетину одного ребристого елемента з інеєм:

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

Теплообмін з боку повітря.

Теплофізичні властивості повітря при  $t_c$ :

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

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						55
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт вологовипадіння визначається по формулі:

$$\xi=1+(d_k \cdot \varphi_k - d_n) \cdot (2835 - 2.09 \cdot t_n) / [(1.006 + 1.87 \cdot d_n) \cdot (t_k - t_n)] \quad (6.15)$$

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

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:

$$L_0 = d_n / \beta_n + (1 - \beta_n^{-1}) [0.785 \cdot (D_p^2 - d_n^2)]^{0.5} \quad (6.16)$$

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

Число Рейнольдса:

$$Re_B = w_B \cdot L_0 / \nu_B \quad (6.17)$$

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

Число Нусельта:

$$Nu_B = 0.18 \cdot C_s \cdot C_z \cdot Re_B^{0.65 \cdot \beta_n^{0.07}} \cdot \beta_n^{-0.7} \quad (6.18)$$

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

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

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						56
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт тепловіддачі від поверхні повітроохолоджувача до повітря:

$$\alpha_B = Nu_B \cdot \lambda_B / L_0 \quad (6.19)$$

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

Приведений коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_{B \text{ пр}} = [(\alpha_B \cdot \xi)^{-1} + \delta_i / \lambda_i]^{-1} \quad (6.20)$$

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

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

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

Коефіцієнт ефективності ребра:

$$E = [\tanh(mh')] / mh' \quad (6.21)$$

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

Коефіцієнт, що враховує нерівномірність тепловіддачі по висоті ребра:

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

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						57
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Умовний коефіцієнт тепловіддачі, віднесений до зовнішньої поверхні ребристого елемента:

$$\alpha_{в пр} = \alpha_{в пр} \cdot (f_p \cdot E \cdot \psi + f_{тр}) / f_{п} \quad [Вт/(м^2 \cdot К)] \quad (6.22)$$

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

Щільність теплового потоку, віднесена до внутрішньої поверхні труби:

$$q_{в} = \alpha_{в} \cdot \xi \cdot \beta_i \cdot (t_c - t_{п}) \quad [Вт/м^2] \quad (6.23)$$

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

Коефіцієнт тепловіддачі в трубах апарату:

$$\alpha_0 = 32 \cdot \omega_r^{0.47} \cdot q_{в}^{0.15} \quad [Вт/(м^2 \cdot К)] \quad (6.24)$$

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

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

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні інею:

$$K_{ні} = [\beta_i / \alpha_0 + 1 / \alpha_{в пр i} + \phi \cdot (0.5 \cdot (d_n - d_{вн}) / \lambda_r)]^{-1} \quad [Вт/(м^2 \cdot К)] \quad (6.25)$$

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

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						58
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні сухої поверхні:

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

Перевіряємо раніше прийняту температуру поверхні апарату:

- щільність теплового потоку, віднесена до зовнішньої поверхні інею:

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

- розрахункова різниця температур:

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

- відносна погрішність прийнятої і розрахункової різниці температур:

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

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

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

Компонувальний розрахунок повітроохолоджувача.

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

Об'ємна витрата повітря через секцію повітроохолоджувача:

$$V_B = Q_0 \cdot 10^{-3} / [\rho_B \cdot (h_K - h_B)] \quad (6.26)$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						59
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_B = 3.35 / [1.29 \cdot (13.08 - 9.62)] = 0.75 \text{ м}^3/\text{с}$$

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

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

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  $z_1 = 5 \text{ шт}$

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:  $z_2 = F_H / [f_{п} \cdot (F_{ж} / f_{ж})] = 40 / [0.0061 \cdot (0.25 / 0.00038)] = 10 \text{ шт}$

Розрахункові параметри теплообмінної поверхні:

- сумарна довжина труб апарату:

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

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						60
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- 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:

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

Перевірка по аеродинамічному опору.

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

$$\Delta P = 0.26 \cdot C_Z \cdot C_L \cdot C_t \cdot (\omega \rho)^{1.92} \quad (6.27)$$

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

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.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						61
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 7 Підбір компресорів та допоміжного устаткування, розрахунок магістральних трубопроводів

### 7.1 Підбір компресорів, конденсаторів та повітроохолоджувачів

Підбір компресорів здійснено 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  $t_k=42$  °C.

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

### 7.2 Розрахунок магістральних трубопроводів

Об'ємна витрата агента:

$$V_a = M_a / \rho, \text{ [м}^3/\text{с]}, \quad (7.1)$$

де  $\rho$  – щільність агента за відповідних умов, кг/м<sup>3</sup>.

Діаметр трубопроводу, що розраховується:

$$d = 1.13 \cdot (V_a / w)^{0.5}, \text{ [м]}, \quad (7.2)$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						62
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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/м<sup>3</sup>.

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

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

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/м<sup>3</sup>.

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

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

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/м<sup>3</sup>.

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

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

Приймаємо на рідинному зливі мідну трубу 45×2.5.

### 7.3 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.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						63
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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:

$$V_{л} = (0.6 \cdot V_{исп} / 0.5) \cdot 1.2 = (0.6 \cdot 0.24 / 0.5) \cdot 1.2 = 0.34 \text{ м}^3.$$

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 напряму 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.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						64
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Мастилозбірник 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 мастилозбірник марки 10МЗС (Снежняскхиммаш).

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						65
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 8 Охорона праці

### Токсичність холодоагенту

Холодильна установка працює на холодоагенті 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 холодоагенту. В разі розгерметизації устаткування масова доля холодоагенту в повітрі за інших рівних умов пропорційна тиску і щільності його пари. При однакових ГДК і одній і тій же температурі, холодоагент з вищим тиском насиченої пари і щільності, потрапляє в повітря робочої зони швидше і представляє велику небезпеку, чим холодоагент з такими ж низькими параметрами. Тому реальну небезпеку холодоагентів в умовах експлуатації доцільно характеризувати коефіцієнтом токсичної небезпеки.

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

Таблиця 8.1

Холодильний агент	ГДК мгм/м <sup>3</sup>	ХТО * 10 <sup>-3</sup>
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 небезпекою.

Таблиця 8.2 – Категорії приміщень по вибухово-пожежній і пожежній небезпеці

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 небезпеці, 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 вибухо-небезпечних.

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

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

мільним розчином або іншим ефективним способом. Обстукування 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 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, нев'язучі 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

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						69
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

залишкові деформації після випробувань, то можна визнати, що така судина витримала випробування.

#### Розрахунок запобіжного клапана

Масова витрата  $G_a = 0,283$  кг/с

Показник адіабати  $B = 1,2$

Коефіцієнт витрати  $\mu = 0,5$

Щільність речовини  $\rho = 16$  кг/м<sup>3</sup>

Тиск спрацьовування клапана  $P_1 = 2.5$  мПа

Атмосферний тиск  $P_2 = 1$  мПа

Площа клапана

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

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 застосовують як холодоагент, 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.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						70
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Методи визначення місць витоків фреону :

- омилювання місць з'єднань елементів холодильної установки. В разі витoku фреону з'являються зростаючі міхури.

- визначення великого витoku холодоагенту по масляному витіку в місці розгерметизації (у установках, що використовують фреони і мастила з хорошою взаємною розчинністю).

- визначення витoku 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

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						71
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

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

Перед заповненням холодильної установки холодоагентом слід упевнитися в тому, що в балоні міститься відповідний холодоагент.

Перевірка проводиться по величині тиску пари холодоагенту при температурі балона, рівній температурі навколишнього повітря.

Перед перевіркою балон повинен знаходитися в даному приміщенні не менше 6 годин. Залежність тиску холодоагенту 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, випробуванням тиском на міцність і щільність з врахуванням розділу 8 дійсних Правил.

Не допускається залишати балони з холодоагентом, приєднаними до холодильної установки, якщо не виконується заповнення або видалення з неї холодоагенту. Заповнення холодоагентом повністю агрегатованих холодильних установок рекомендується виробляти в організації-виготовлювачі, якщо це не протиречить документація на установку.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						72
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Поповнення установок холодоагентом повинне виконуватися відповідно до вимог, викладених в інструкції організації-виготовлювача, і лише після виявлення і усунення причин витоку холодоагенту.

Балони з холодоагентом повинні зберігатися на спеціальному складі. У машинному відділенні дозволяється зберігати не більше одного балона з холодоагентом. Балон забороняється поміщати біля джерел тепла (печі, опалювальні пристрої, парові труби і ін.) і токоведучих кабелів і дротів. Для наповнення холодоагентом з холодильної системи повинні використовуватися лише балони з нормальним терміном 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 холодоагентом повинне оформлятися актом (з додатком розрахунку необхідної кількості холодоагенту).

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;

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						73
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- 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.

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

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

Розрахунок заземлюючого пристрою

Розрахункове значення питомого опору ґрунту для

чорнозему  $\rho_{\phi} = 30 \text{ Ом/м}$  [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  $l_2 = 4 \text{ м}$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						74
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Довжина вертикального заземлювача

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

Опір одного вертикального заземлювача

$$R_0 = \frac{\rho_p}{\pi \cdot 2 \cdot l_1} \cdot \left[ \ln \left( \frac{2 \cdot l_1}{B_3} \right) + \frac{1}{2} \cdot \ln \left( \frac{4 \cdot t + l_1}{4 \cdot t - l_1} \right) \right] = 4,95 \text{ Ом}$$

Опір труби  $R_{тр} = 4 \text{ Ом}$

Кількість вертикального заземлювача

$$n = \frac{R_0}{R_{тр}} = \frac{4,95}{4} = 1,24 \text{ шт}$$

Приймаємо  $n = 2 \text{ шт}$

Опір системи вертикальних заземлювачів

Коефіцієнт застосування вертикальних заземлювачів  $\eta_B = 0,91$  [5]

$$R_{с.в} = \frac{R_0}{n \cdot \eta_B} = \frac{4,95}{2 \cdot 0,91} = 2,75 \text{ Ом}$$

Довжина з'єднання полоси, розміщеної в ряд

$$L_1 = l_2 \cdot (n-1) = 4 \cdot 1 = 4 \text{ м}$$

Коефіцієнт використання горизонтальних

заземлювачів  $\eta_T = 0,94$  [5] .

Опір сполучної полоси

$$R_{\Pi} = \frac{\rho_p}{2\pi \cdot L_1 \cdot \eta_T} \cdot \ln \left( \frac{L_1^2}{B_3 \cdot t_0} \right) = 10,24 \text{ Ом}$$

Загальний опір системи заземлювача

$$R_c = \frac{R_{с.в} \cdot R_{\Pi}}{R_{с.в} + R_{\Pi}} = \frac{2,75 \cdot 10,24}{2,75 + 10,24} = 2,17 \text{ Ом}$$

$R_c < R_{тр} < 4 \text{ Ом}$  - умова виконується

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						75
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Розробка захисту "Людина в камері"

У випадках, коли холодильні камери, в яких можуть знаходитися працівники, не відкриваються зсередини, їх слід обладнати ручною системою сигналізації "Людина в камері". Світові і звукові сигнали "Людина в камері" надходять в приміщення з постійним знаходженням працівників (диспетчерська, операторська, прохідна). Світлове табло "Людина в камері" спалахує зовні над дверима камери, в якій знаходиться людина.

Пристрої для подачі з камери сигналу обізнані показчиками, що світяться, з написом про недопустимості загромождження їх вантажами і надійно захищені від пошкоджень.

### Пожежна профілактика

Противопожежні 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 8.3 – 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

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						76
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 і на території підприємства передбачають спеціальні пожежні щити з набором:

- пінних вогнегасників - 2,
- вуглекислотних вогнегасників – 1,
- ящиків з піском – 1,
- щільного полотна (волок, азбест) – 1,
- ломів – 2,
- багрів – 3,
- сокір – 2.

Розрахунок пожежного водоймища для запасу води

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

Коефіцієнт запасу  $k = 1,1$

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

Кількість одночасних пожеж  $n_{\Pi} = 1$

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

Об'єм пожежного водоймища

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

Виробнича санітарія

Вентиляція.

Проектом передбачається припливна система вентиляції, при якій повітря подається в приміщення припливною системою, а видаляється витяжною; системи працюють одночасно. Аварійна система поєднана з

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						77
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

втяжною. Система вентиляції розроблена у відповідності до СНіП 2.04.05-91У, параметри повітря:  $t=16^{\circ}\text{C}$ ,  $v=0,5$  м/с,  $\varphi=75\%$ .

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  $k = 3$  год<sup>-1</sup>; б) витяжної  $k = 4$  год<sup>-1</sup>.

$V_{\text{пом}}$  – об'єм приміщення,  $V_{\text{пом}} = 136,8$  м<sup>3</sup>.

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

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

Визначимо потужність вентилятора

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

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

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

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

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

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

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

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

Освітлення. Розрахунок виробничого освітлення

Тривала робота при недостатньому освітленні призводить до зниження продуктивності і безпеки праці. Із-за неправильного освітлення

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						78
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

утворюється глибокі і різкі тіні і інші шкідливі 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  $A_{\text{ц}} = 6 \text{ м}$

Ширина цеха  $B_{\text{ц}} = 6 \text{ м}$

Висота цеха  $h_{\text{ц}} = 4,8 \text{ м}$

Висота робочої зони  $h_{\text{р}} = 2,5 \text{ м}$

Нормоване освітлення  $E_{\text{н}} = 150 \text{ лк}$

Тип освітлення ЛСП

Висота підвісу світильника над робочою зоною

$$H_{\text{р}} = h_{\text{к}} - h_{\text{р}} - 0,8 = 4,8 - 2,5 - 0,8 = 1,5 \text{ м}$$

Індекс приміщення

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

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

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  $k = 1,5 [5]$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						79
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Світловий потік одного світильника

$$\phi = \frac{E_n \cdot A_{\text{ц}} \cdot B_{\text{ц}} \cdot k \cdot z \cdot 100}{n \cdot \eta} = \frac{150 \cdot 6 \cdot 6 \cdot 1.5 \cdot 1.1 \cdot 100}{9 \cdot 52} = 1904 \text{ лм}$$

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

Погрішність вибору ламп

$$P_{\square} = \frac{n_{\text{л}} \cdot \phi_{\text{л}} - \phi}{n_{\text{л}} \cdot \phi_{\text{л}}} = \frac{2 \cdot 1040 - 1904}{2 \cdot 1040} = 8.5\%$$

Потужність однієї лампи  $P_1 = 20$  Вт

Потужність усієї освітлювальної установки

$$P = P_1 \cdot n_{\text{л}} \cdot n = 30 \cdot 9 \cdot 2 = 540 \text{ Вт}$$

Долікарська допомога

Ураження 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

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						80
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 докладанням 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;
- двовуглекисла сода (для промивання очей або полоскання горла);
- темні захисні окуляри;
- мазь Вишневського або Пеніцилін (для змазування пошкодженої 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

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						81
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 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.

#### Висновок

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.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						82
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Висновки

1. Проаналізовано особливості технології зберігання овочів, за обраними умовами спроектовано камери зберігання, визначено розрахункові теплові навантаження.
2. Розглянути різні системи повітророзподілу, які можливо застосувати для даних умов, для порівняльного аналізу обрано безканалъну, одно каналъну та систему з активним вентиляванням.
3. Проведено проектування обраних систем в обсязі камер зберігання, визначено орієнтовну вартість устаткування.
4. Зроблено техніко-економічний аналіз систем, визначено терміни окупності додаткових вкладень.
5. Зроблено порівняльний аналіз роботи холодильної машини на аміаку і хладону, визначено техніко-економічні параметри.
6. Зроблено тепловий та конструктивний розрахунки повітроохолоджувача та конденсатору, підібрано основне та допоміжне устаткування.
7. Розроблено розділ охорони праці, який спрямовано на забезпечення безпечної роботи устаткування і персоналу підприємства.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						83
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Список використаної літератури

1. Лагутін Ю.А. Апарати холодильних установок, в двох томах, том 1. Одеса: видавництво ОДАХ, 2003.
2. Свердлов Г.З., Явнель Б. К. Курсове та дипломне проектування холодильних установок та систем кондиціонування повітря. - 2-е видання, перераб. і доп.- М.: Харчова промисловість, 1978.- У пров.: 90к.
3. Морозюк Т.В. Теорія холодильних машин та теплових насосів. – Одеса: Студія «Негоціант», 2006. – 712 с. (З додатком).
4. Морозюк Т.В. Проектування поршневого компресора холодильних машин та теплових насосів, 2012. - 712 с.
5. Холодильні установки. Проектування: Навч. посібник/І.Г. Чумак, А.Ю. Лагутін, В.П. Чепурненка, С.Ю. Лар'яновський та ін; за ред. докт. техн. н. проф. І.Г. Чумака.- 3-тє вид., перераб. та доп.- Одеса: Друк, 2007.- 480 с.
6. Мнацаканов Г.К. Основи проектування холодильників [Текст] : навч. посіб. – Одеса : ОГАХ, 2006. – 58 с.
7. Богданов С.Н., Иванов О.П., Куприянов А.В. Холодильная техника. Свойства веществ [Текст] : справочник. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Агропромиздат, 1985. – 208 с.
8. Холодильна техніка. Кондиціонування повітря. Властивості речовин. Довідник, Під ред. Богданова С. Н. 4-те вид., перероб. та дод. - СПб: СПбДАХПТ, 1999. - 320 с.
9. Іонов А.Г., Ерліхман В.М. Вибір оптимального перепаду температур для повітроохолоджувачів суднових морозильних апаратів // Холодильна техніка, 1973. - №1. - С. 24–28.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						84
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10. Гоголін А.А. Про складання та оптимізацію теплообмінних апаратів холодильних машин // Холодильна техніка, 1981. - №4. - С. 18–21.
11. Желіба Ю.А., Штельмах О.М. Резерви скорочення споживання електроенергії при експлуатації аміачних холодильних установок. Огляд. - Одеса: НДВ "Холод", 1995. - 24 с.
12. Креймер Н.Г. Енергетична ефективність регулювання геометричного ступеня стиснення холодильних гвинтових компресорів // Холодильна техніка, 1992. - №5. - С. 12–16.
13. Абдульманов Х.А., Васильєв В.Я. Порівняння ефективності аміачних холодильних машин з повітряним та водяним охолодженням конденсаторів // Холодильна техніка, 1973. - №8. - С. 4–6.
14. Ерліхман В.М., Іонов А.Г. Зниження енергоспоживання холодильної установки з конденсатор повітряного охолодження // Холодильна техніка, 1983. - №8. - С. 18–22.
15. Іванов. Конденсатори та водоохолоджувальні пристрої. - Л.: Машинобудування, 1980. - 165 с.
16. Гоголін А.А., Данилова Г.М., Азарєков В.М., Меднікова Н.М. Інтенсифікація теплообміну у випарниках холодильних машин. - М.: Легка та харчова промисловість, 1982. - 244 с.
17. Досвіт Рой Дж. Основи холодильної техніки. Пров. з англ. - М.: Легка та харчова промисловість, 1984. - 520 с.
18. Україна: Енергозбереження у будинках. Київ: Енергетичний центр ЄС, 1995. - 274 с.
19. Курильов Є.С., Герасимов Н.А. Холодильні установки. Л.: Машинобудування, Ленінградське відділення, 1980. - 622 с.
20. Креймер Н.Г. Енергетична ефективність регулювання геометричного ступеня стиснення холодильних гвинтових компресорів // Холодильна техніка, 1992. - № 5. - с. 12–16.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						85
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

21. Положення про порядок організації енергетичних обстежень. ЦК України з енергозбереження. 09.04.99 р. № 37.

22. Желіба Ю.А. Нормування втрат від усушки при холодильній обробці та зберіганні на підприємствах м'ясної промисловості. – Одеса: Астропринт, 1997. – 214 с.

23. М.М. Голянд та ін. Експлуатація та відновлення теплоізоляційних конструкцій холодильників. -М: Агропромиздат, 1991. -240 с.

24. Нормативи чисельності робочих холодильних установок. М.- Економіка, 1989. -26 с.

25. Желіба Ю.О. Енергозбереження при виробництві та споживанні холоду // Холод.–2004 р.№ 2.– С. 39-43

26. Желіба Ю.О. Енергозбереження при виробництві та споживанні холоду // Холод.–2004 р. № 3. - С. 44-46.

27. Желіба Ю.О. Аху. Про проблеми газів, що не конденсуються // Холод.–2004 р. № 4.-С. 40-45.

28. Желіба Ю.О. Про конденсаторні відділення АХУ та енергозбереження // Холод.–2004 р. № 5. - С. 32-38.

29. Оніщенко. В.П., Желіба Ю.О., Войтко Д.О. Про проблеми та перспективи енергозбереження під час виробництва та споживання штучного холоду // Збірник наукових праць Міжнародної науково-технологічної конференції "Енергоефективність '2004". Додаток до журналу "Холодильна техніка та технологія". - Одеса, 2004. - С. 160-164.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.23	Арк.
						86
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		