



# НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Навчально-науковий інженерно-технічний інститут ім.акад. І.С.Гулого  
Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

Освітній ступінь бакалавр

Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування

(код і назва)

Освітньо-професійна програма Холодильні техніка та технології

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри **ТЕХТ**

проф. Петренко В.П.

“31” березня 2022 року

## **З А В Д А Н Н Я**

### **НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА**

Григор'єв Владислав Олександрович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Проект фруктосховища місткістю 800 тон у м. Рівне

керівник роботи к.т.н., Грищенко Р.В.

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

затверджені наказом закладу вищої освіти від 31.03.2022р. №167-кс

2. Строк подання здобувачем роботи 06.06.2022 року

3. Вихідні дані до роботи передбачити камери зберігання сировини(охолодженої), холодоагент R404a, теплоізоляційні конструкції сендвіч-панелі на основі пінополіуретана

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

Вступ, 1. Технологія зберігання продукції 2. Об'ємно-планувальне рішення будівлі, що проектується 3. Вибір будівельних конструкцій та ізоляційних матеріалів 4. Розрахунок теплонадходжень до охолоджуючих приміщень та визначення навантаження на обладнання камер та компресор 5. Вибір розрахункового робочого режиму, побудова циклу, розрахунок холодильної машини та вибір компресори 6. Розрахунок та вибір тепломасообмінних апаратів 7. Розрахунок діаметрів трубопроводів, вибір допоміжного обладнання холодильної установки 10. Охорона праці 9. Розрахунок економічних показників. Список використаної літератури.

5. Перелік графічного матеріалу

1. Схема Холодильної установки (А1)
2. План та розріз будівлі холодильника (А1)

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання 31.03.2022

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів виконання кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
	<b>Отримання завдання на дипломний проект</b>	31.03-04.04	виконано
	Виконання холодильної частини ДП	15.04-18.05	виконано
	<b>Вибір обладнання холодильної(их) установок</b>	19.05-20.05	виконано
	<b>Оформлення креслень та ПЗ</b>	21.05-31.05	виконано
	<b>Здача готової роботи</b>	03.06.2020р.	виконано
	<b>Отримання завдання на дипломний проект</b>	31.03-04.04	виконано
	<b>Виконання холодильної частини ДП</b>	15.04-18.05	виконано

Здобувач \_\_\_\_\_  
(підпис)

Григор'єв В.О. \_\_\_\_\_  
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи \_\_\_\_\_  
(підпис)

Грищенко Р.В. \_\_\_\_\_  
(прізвище та ініціали)

## Анотація

В даному дипломному проекті був розроблений та спроектований холодильник для зберігання фруктів. В проекті розроблена холодильна схема та виконаний підбір необхідного холодильного обладнання для умов експлуатації даного холодильника. Розроблений проект має на меті отримання максимальної енерго-ефективності та досягнення необхідного ефекту в отриманні штучного холоду при мінімальних капітальних та експлуатаційних затратах. Також в проекті наведений повний розрахунок та опис технології та холодопостачання під час зберігання продукції в охолодженому вигляді, а також приведений детальний підбір основного та допоміжного обладнання холодильної установки.

Даний диплом містить такі розділи: "Технологічна схема", "Розрахунок холодильника", "Техніко-економічні показники " та "Охорона праці".

В дипломному проекті враховані новітні досягнення в об'ємно-планувальних та конструктивних рішеннях холодильних установок і схем охолодження. Проект виконаний за допомогою такого програмного забезпечення як: "Microsoft Office 2010" та "Mathcad 14", креслення та схеми до проекту виконанні за допомогою "AutoCAD 2020".

***Ключові слова: фруктосховище, фреон, R404a, система охолодження, DX.***

					00 КР 142.008.025.2022 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Зміст

1. Вступ.....
2. Розробка технологічної схеми холодильного оброблення продукції.....
3. Визначення основних розмірів та планування приміщень холодильника.....
4. Розрахунок ізоляційних конструкцій холодильника.....
5. Розрахунок теплонадходжень до охолоджуваних приміщень.....
6. Вибір системи охолодження , типу холодильної установки та розрахунок і підбір компресорів .....
7. Розрахунок і вибір теплообмінного обладнання.....
8. Вибір допоміжного обладнання.....
9. Визначення гідравлічних втрат у трубопроводах.....
10. Техніко-економічні показники.....
11. Охорона праці.....

					00 КР 142.008.025.2022 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Вступ

Сучасний рівень виробництва харчових продуктів характеризується з однієї сторони збільшенням врожайності полів за рахунок введення нових врожайних сортів рослин, селекцією високопродуктивних сортів, хімізацією сільського господарства; з іншого боку – скорочення посівних площ внаслідок будівництва міст, розширення мережі доріг, аеродромів, промислових комплексів, під які найчастіше виділяють кращі землі. Це все відбувається на тлі постійного і швидкого збільшення населення планети. Питання продовольства стає одним з найбільш важливих і гострота рішення цього питання буде зростати.

Зараз проблема полягає не в тому, що харчові ресурси вичерпані, а в тому, що втрати продовольства і сільськогосподарської продукції на шляху від полів до столу споживача досягають значних величин. Зараз у світі виробляється близько 4 млрд. тонн харчових продуктів, половина з яких вимагає холодильної обробки, і лише чверть проходить таку обробку. Близько 30% продукції не доходить до споживача.

Тому необхідне створення безупинного холодильного ланцюжка, що складається з окремих ланок, які забезпечують умови для безупинної холодильної обробки і збереження швидкопсууючих продуктів на шляху від місць чи виробництва вирощування до місць споживання.

Початковою ланкою холодильного ланцюга є виробничо – заготовчі холодильники, що є складовою частиною харчового підприємства і являють собою самостійні організаційні структури. Робота цих холодильників має винятково сезонний характер і не розрахована на тривале збереження продукції, тому обсяг камер не повинен бути дуже великим.

Це камери охолодження. Базові холодильники призначені для накопичення та збереження продукції заготовленої в першій ланці холодильного ланцюжка.

Штучний холод у плодоовочевій промисловості використовують при попередньому

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ				

охолодженні, транспортуванні, заморожуванні і збереженні плодів і овочів, а також у виробництві і збереженні соків і плодоовочевих консервів.

Сучасні технологічні процеси попереднього охолодження, а саме швидке зниження температури перед транспортуванням і закладкою на збереження, дозволяє продовжити термін холодильного збереження капусти, буряків, моркви, часнику.

Під час проектування холодильників повинні бути зважені наступні задачі:

- забезпечення високих теплозахисних властивостей конструкцій шляхом використання сучасних ефективних теплоізоляційних матеріалів, герметизацією стиків панелей, дверей, введень труб і кабелів;

- розробка і впровадження прогресивних технологій холодильної обробки, зберігання, і транспортування фруктів при суворому нормуванні і підтримці температури і вологості на основі раціонального вибору енергозберігаючих систем, інженерного устаткування, у тому числі на базі мікропроцесорної техніки ;

- досягнення мінімального питомого обсягу камер шляхом удосконалення об'ємно – планувальних і конструктивних рішень холодильників;

- під час проектування і будівництва повинен бути впроваджений принцип формування холодильників і холодильних комплексів обробки і збереження овочів на основі блокових автономних будівельно – технологічних секцій ( модулів ) комплектного постачання.

					00 КР 142.008.025.2022 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

# 1. Технологічна схема холодильної обробки продукції.

## 1.1 Загальні відомості.

Охолодження продуктів полягає у зниженні їх температури шляхом теплообміну з охолодним середовищем, але без льодоутворення, тобто до температури не нижче за криоскопічну.

Зазвичай охолодження здійснюють до температури у товщі продукту 0 - 4°C. Завдяки цьому створюються несприятливі умови для розвитку мікроорганізмів і деактивуються ферменти, що призводять до сповільнення біохімічних та мікробіологічних процесів. Таким чином продукт зазнає мінімальних змін протягом зберігання.

Охолодження забезпечує збереження високих споживаних властивостей продукту (аромату, смаку, консистенції, кольору). Тому, якщо планований термін зберігання невеликий, продукти випускають у охолоджуваному вигляді. Проте охолоджені продукти не підлягають тривалому зберіганню, бо при температурах близьких до криоскопічної, багато видів шкідливих мікроорганізмів активно розвиваються і продукт може швидко зіпсуватися. Нині на базі комбінованих методів консервування вдається значно подовжити терміни зберігання охолоджених продуктів.

Для досягнення найкращого результату продукт слід охолодити якомога швидше після вироблення. Швидкість охолодження продуктів залежить від таких факторів:

- властивостей охолоджуваного середовища (агрегатний стан, температура, відносна вологість, швидкість руху);
- розмірів і маси продукту;
- величини та стану поверхні охолоджувального продукту;
- інтенсивності тепловіддачі з продукту;

					<i>00 КР 14.2.008.025.2022 ПЗ</i>			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>		<i>Григор'єв В.О.</i>			<i>Проект фруктосховища місткістю 800 тон у м. Рівне</i>	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Грищенко Р.В.</i>						
<i>Реценз.</i>								
<i>Н. Контр.</i>								
<i>Затверд.</i>		<i>Петренко В.П.</i>						
						<i>НУХТ ННІТІ ТЕХТ</i>		

- швидкості поширення теплоти у продукті , що визначається коефіцієнтом теплопровідності продукту;
- початкового та кінцевого розподілів температур в продукті.

Конкретні режими охолодження для кожної групи продуктів визначають з урахуванням їх кріоскопічної температури, складу, властивостей, мікроструктури, біохімічних процесів, а також призначення та економічності.

## 1.2 Технологія зберігання яблук та груш.

**Яблука і Груші:** Місткість камер зберігання яблук становить 300т, груш - 200т. Яблука і груші надходять в період з 15 вересня по 20 жовтня із температурою 13 °С ( табл.1.1) автотранспортом до холодильника з садків у контейнерах з піддонами (1200x800x730 мм –вага нетто яблук приблизно 300 кг, вага тари 28.8 кг, вага нетто груш приблизно 330 кг).

Зберігаються такі сорти яблук: Ренет Симиренко, Старкінг, Лігол, Росавка, Катерина. На підприємство надходять по 11,11 тонн / добу.

Зберігаються такі сорти груш: Жозефіна мехельська, Золотовородська, Бере київська. На фруктових сховищах надходять по 7.4 тонн / добу.

Контейнери з яблуками та грушами складаємо у 5 ярусів, вантажна висота складатиме 3650 мм. Вага 5 контейнерів з яблуками складатиме 1500 кг. , з грушами 1650 кг .

Далі ящики відправляються у камери зберігання з температурою повітря 0 °С. Температуру зберігання яблук та груш приймаємо 0°С, відносну вологість –85 – 95%.

Приймаємо повну загрузку камери. Підтримка заданої температури зберігання буде забезпечуватись підвісними повітроохолодниками.

Таблиця 1.1. Середньодобова температура

Місяць	День	2011 р.	2012р.	2013р.
Вересень	15	15,5	16	15
	16	14	16	16,5
	17	15	18	16
	18	20	17,5	12,5

					00 КР 142.008.025.2022 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

	19	23	19	11,5
	20	21	18	12,5
	21	16,5	12	13
	22	17,5	13,5	13
	23	15	11,5	14,5
	24	13	14	13
	25	16	15	10
	26	20	21	7,5

Місяць	День	2011	2012	2013
	27	19	25	8
	29	15	18	8
	30	15	13,5	11
Жовтень	1	17	14	8
	2	14,5	18	6,5
	3	18	12,5	6
	4	20	16,5	6,5
	5	16,5	11	8
	6	17,5	19,5	13
	7	12,5	11	12,5
	8	9	12	9
	9	8,5	11	15,5
	10	8,5	9	13
	11	13,5	6,5	14
	12	9	5,5	12
	13	8	7	14
	14	6,5	11	12,5
	15	4,5	15	12
	16	4,5	14,5	11
	17	6	10,5	7,5
	18	6,5	12,5	10,5
	19	11	16	6
	20	6,5	14,5	14,5
		13,5	14,22222	11,22222
Середнє значення			13	

### 1.3 Технологія зберігання апельсинів

Місткість камер зберігання апельсинів становить 200т. Їх доставляють в охолоджену вигляді виключно на зберігання з температурою +4°C, по 20 тонн / добу в дерев'яних ящиках (558x380x165 мм – вага нетто апельсинів приблизно 25 кг. ) . Вкладаємо ящики на піддон

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ				



## 1.5 Розрахунок часу охолодження яблук .

1. Визначаємо температури криоскопічної точки та ентальпії яблука у початковому  $h_{\text{поч}}$  та охолодження  $h_{\text{кінц}}$  станах:

$$t_{\text{кр}} = -2^{\circ}\text{C}$$

$$h_{\text{поч}} = 321,5 \text{ кДж/кг}$$

$$h_{\text{кінц}} = 271,7 \text{ кДж/кг}$$

$$t_{\text{кам}} = 0^{\circ}\text{C}$$

2. Розраховуємо коефіцієнт тепловіддачі,  $\alpha$ :

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_{\text{п}}}{\delta}$$

Де  $Nu$ - критерії Нуссельда, порядок визначення якого залежить від повітря,  $\delta$ - товщина , м:

$$Nu = 0,37 \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot Re^{0.8}$$

Де  $Re$ - критерії Рейнольдса для повітря:

$$Re = \frac{\omega \cdot \delta \cdot \rho}{\mu}$$

$\omega$ - швидкість руху повітря, м/с

$\rho$ - густина, кг/м<sup>3</sup>

$\mu$ - динамічний коефіцієнт в'язкості, Па· с

$\lambda_{\text{п}}$ - коефіцієнт теплопровідності повітря, Вт/м · К

$$\omega = 2 \text{ м/с}$$

$$\rho = 1,25 \text{ кг/м}^3$$

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ				

$$\mu = 1,7 \cdot 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}$$

$$\delta = 1,2 \text{ м}$$

$$\lambda_{\text{п}} = 0,022 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$$

$$Re = \frac{\omega \cdot \delta \cdot \rho}{\mu} = \frac{2 \cdot 1,2 \cdot 1,25}{1,7 \cdot 10^{-5}} = 17,6 \cdot 10^4$$

$$Nu = 0,37 \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot Re^{0,8} = 0,37 \cdot 0,72^{\frac{1}{3}} \cdot (17,6 \cdot 10^4)^{0,8} = 521$$

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_{\text{п}}}{\delta} = \frac{521 \cdot 0,022}{1,2} = 9,55 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

3. Знаходимо визначальний розмір:

$$R = \frac{\delta}{2} = \frac{1,2}{2} = 0,6 \text{ м}$$

4. Розрахувати критерій Біо за формулою:

$$Bi = \frac{\alpha \cdot R}{\lambda_{\text{пр}}} = \frac{9,55 \cdot 0,6}{0,43} = 13,3$$

$\lambda_{\text{пр}}$  - коефіцієнт теплопровідності

$$\lambda_{\text{пр}} = 0,43 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$$

5. Розрахувати безрозмірну температуру на поверхні продукту в кінці охолодження:

$$\theta = \frac{t_{\text{пов}} - t_{\text{кам}}}{t_0 - t_{\text{кам}}} = \frac{5 - 0}{13 - 0} = 0,38$$

$t_{\text{пов}}$  - температура продукту

$t_0$  - початкова температура продукту

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ				

6. За графіком безрозмірної температури в центрі пластини знаходимо число Фур'є Fo:

$$Fo=0,35$$

7. Розрахувати час охолодження:

$$\tau = \frac{Fo \cdot R^2}{\alpha_{пр}} = \frac{0.35 \cdot 0.6^2}{12.1 \cdot 10^{-8}} = 180 \text{ год}$$

$\alpha_{пр}$  - коефіцієнт теплопровідності

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ				

## 2. Визначення основних розмірів та планування приміщень холодильника.

Будівля холодильника фруктосховища проектується одноповерховою, з металевими несучими конструкціями, при використанні яких навантаження від покриття та підвісного обладнання передається на металевий каркас. Зовнішні стіни холодильника утворюють сендвіч-панелі змонтовані на металевий каркас, внутрішні перегородки охолоджуваних приміщень мають однакову конструкцію із зовнішніми. Фундаменти будівлі холодильника сприймають все навантаження від будівельних конструкцій, вантажів, обладнання і передають їх на ґрунт. Холодильник обладнаний автомобільною платформою. Крім холодильних камер, в будівлі холодильника знаходиться додаткове приміщення та машинні відділення.

Сітку колон приймаю рівною 6 × 12 м, висоту камер – 6 м. Ширину вантажних коридорів приймаю 6, а їхню висоту – 6 м. Висоту складування продукції – 5 м.

1. Визначаємо необхідну площу основних камер:

Охолоджені яблука в дерев'яних ящиках:

$$F_{\text{пер}} = \frac{B_k}{q_v \cdot h_{\text{гр}} \cdot \beta}$$

$B_k=300$  – вміст камери зберігання, тон;

$q_v=0,34$  – норма навантаження на 1 м<sup>3</sup>, тон/м<sup>3</sup>;

$h_{\text{гр}}=5$  – грузова висота штабеля, м;

$\beta=0,9$  – коефіцієнт використання площі.

					<b>00 КР 142.008.025.2022 ПЗ</b>		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		Григор'єв В.О.			Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		Грищенко Р.В.					
Реценз.					НУХТ ННІТІ ТЕХТ		
Н. Контр.							
Затверд.		Петренко В.П.					

Проект фруктосховища  
місткістю 800 тон у м. Рівне

$$F_{\text{пер}} = \frac{300}{0,34 \cdot 5 \cdot 0,9} = 196 \text{ м}^2$$

Кількість будівельних прямокутників знаходимо по формулі (7.6)[1]:

$$n = \frac{F_{\text{пер}}}{f_{\text{прям}}} = \frac{196}{72} = 2.7$$

Приймаю 3 прямокутники.

Тоді дійсна площа камери:

$$F_{\text{пер}} = n \times f_{\text{прям}} = 3 \times 72 = 216 \text{ м}^2$$

Охолоджені груші в дерев'яних ящиках:

$$F_{\text{груш}} = \frac{B_{\text{к}}}{q_v \cdot h_{\text{гр}} \cdot \beta}$$

$B_{\text{к}}=200$  – вміст камери зберігання, тон;

$q_v=0,34$  – норма навантаження на  $1 \text{ м}^3$ , тон/ $\text{м}^3$ ;

$h_{\text{гр}}=5$  – грузова висота штабеля, м;

$\beta=0,9$  – коефіцієнт використання площі.

$$F_{\text{груш}} = \frac{200}{0,34 \cdot 5 \cdot 0,9} = 130.7 \text{ м}^2$$

Кількість будівельних прямокутників:

$$n = \frac{F_{\text{груш}}}{f_{\text{прям}}} = \frac{130.7}{72} = 1.82$$

Приймаю 2 прямокутники.

Тоді дійсна площа камери:

$$F_{\text{груш}} = n \times f_{\text{прям}} = 2 \times 72 = 144 \text{ м}^2$$

					00 КР 142.008.025.2022 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Охолоджені апельсини в дерев'яних ящиках:

$$F_{\text{ап}} = \frac{B_{\text{к}}}{q_{\text{в}} \cdot h_{\text{зр}} \cdot \beta}$$

$B_{\text{к}}=200$  – вміст камери зберігання, тон;

$q_{\text{в}}=0,32$  – норма навантаження на  $1 \text{ м}^3$ , тон/ $\text{м}^3$ ;

$h_{\text{зр}}=5$  – грузова висота штабеля, м;

$\beta=0,9$  – коефіцієнт використання площі.

$$F_{\text{ап}} = \frac{200}{0,32 \cdot 5 \cdot 0,9} = 138,9 \text{ м}^2$$

Кількість будівельних прямокутників:

$$n = \frac{F_{\text{ап}}}{f_{\text{прям}}} = \frac{138,9}{72} = 1,93$$

Приймаю 2 прямокутники.

Тоді дійсна площа камери:

$$F_{\text{ап}} = n \times f_{\text{прям}} = 2 \times 72 = 144 \text{ м}^2$$

Охолоджений виноград в лотках:

$$F_{\text{вин}} = \frac{B_{\text{к}}}{q_{\text{в}} \cdot h_{\text{зр}} \cdot \beta}$$

$B_{\text{к}}=100$  – вміст камери зберігання, тон;

$q_{\text{в}}=0,3$  – норма навантаження на  $1 \text{ м}^3$ , тон/ $\text{м}^3$ ;

$h_{\text{зр}}=5$  – грузова висота штабеля, м;

$\beta=0,9$  – коефіцієнт використання площі.

					00 КР 142.008.025.2022 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_{\text{вин}} = \frac{100}{0,35 \cdot 5 \cdot 0,9} = 74,1 \text{ м}^2$$

Кількість будівельних прямокутників:

$$n = \frac{F_{\text{вин}}}{f_{\text{прям}}} = \frac{74,1}{72} = 1,02$$

Приймаю 2 прямокутники.

Тоді дійсна площа камери:

$$F_{\text{вин}} = n \times f_{\text{прям}} = 2 \times 72 = 144 \text{ м}^2$$

Площа холодильника:

$$F_{\text{хол}} = \sum F = 216 + 144 + 144 + 144 = 648 \text{ м}^2$$

Площа допоміжних приміщень:

$$F_{\text{доп}} = 0,1 \cdot F_{\text{хол}} = 0,1 \cdot 648 = 64,8 \text{ м}^2$$

Кількість будівельних прямокутників:

$$n = \frac{F_{\text{доп}}}{f_{\text{прям}}} = \frac{64,8}{72} = 0,9$$

Приймаю 1 прямокутник.

Тоді дійсна площа приміщень:

$$F_{\text{доп}} = n \times f_{\text{прям}} = 1 \times 72 = 72 \text{ м}^2$$

Площа холодильника в контурі ізоляції (формула 7.1)[1]:

$$F_{\text{із}} = F_{\text{хол}} + F_{\text{доп}} = 648 + 72 = 720 \text{ м}^2$$

Площа машинного відділення:

					00 КР 142.008.025.2022 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_{\text{маш}} = 0,2 \cdot F_{\text{хол}} = 0,2 \cdot 648 = 129,6 \text{ м}^2$$

Кількість будівельних прямокутників:

$$n = \frac{F_{\text{маш}}}{f_{\text{прям}}} = \frac{129,6}{72} = 1,8$$

Приймаю 2 прямокутника.

Тоді дійсна площа приміщень:

$$F_{\text{маш}} = n \times f_{\text{прям}} = 2 \times 72 = 144 \text{ м}^2$$

Таблиця 2.1. Загальна площа приміщень холодильника

Назва приміщення	Розрахункова площа, м <sup>2</sup>	Прийнята площа, м <sup>2</sup>	Розрахункова кількість прямокутників	Прийнята кількість прямокутників
Камера для зберігання яблук	196	216	2,7	3
Камера для зберігання груш	130,7	144	1,82	2
Камера для зберігання апельсинів	138,9	144	1,93	2
Камера для зберігання винограду	74,1	144	1,92	2
Допоміжні приміщення	64,8	72	0,9	1
Машинне відділення	129,6	144	1,8	2

Наносимо контур охолоджуваного складу у вигляді прямокутника довжиною, кратною 6 м, і шириною, кратною 12 м (відповідно до вибраною сітки колон). Цій умові відповідає прямокутник, який має 5 будівельних прямокутників по довжині і 2 по ширині.

					00 КР 142.008.025.2022 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

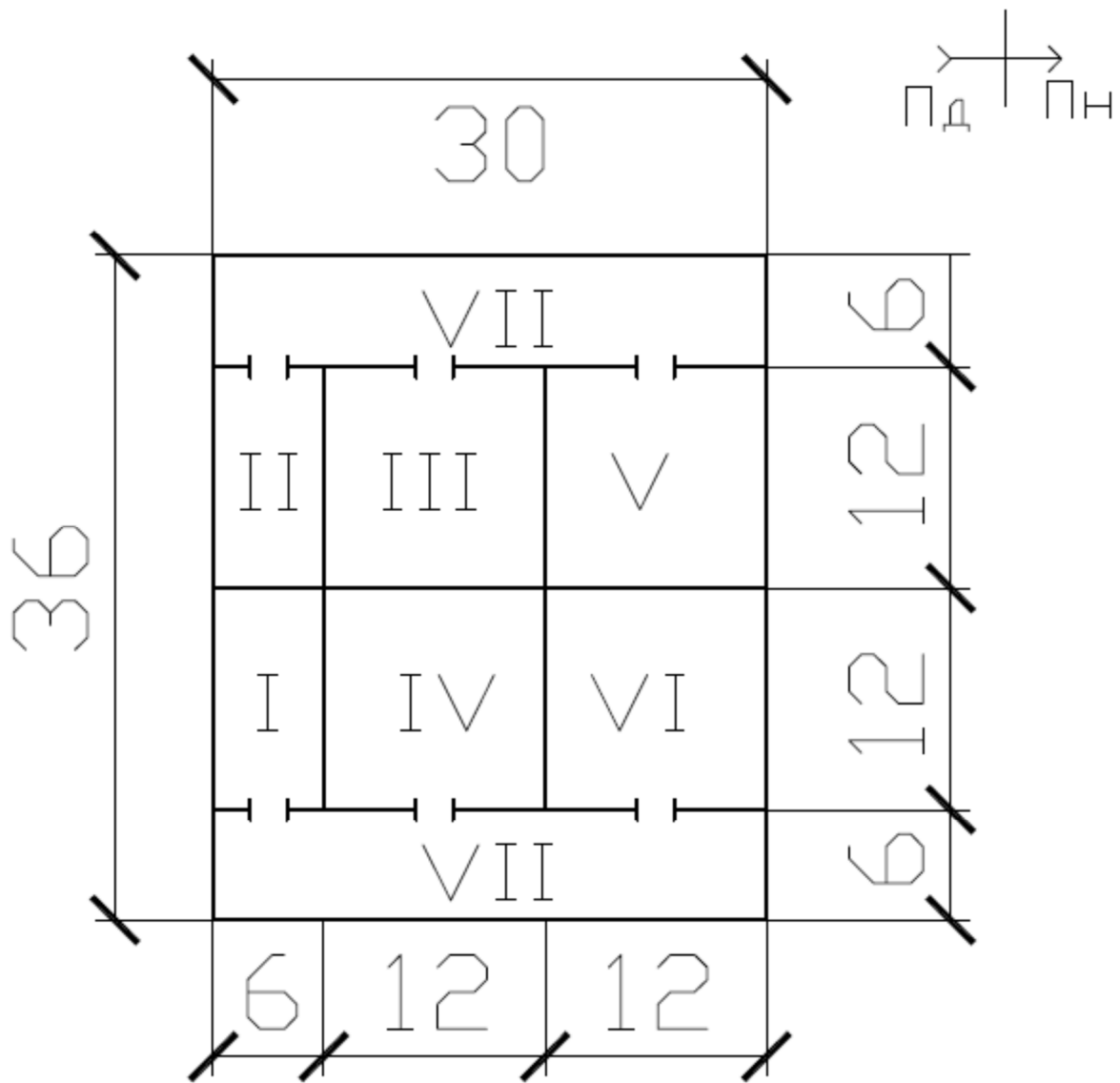


Рис.2.1. План фруктосховища

- I. Камера для зберігання яблук
- II. Додаткове приміщення
- III. Камера для зберігання винограду
- IV. Камера для зберігання яблук
- V. Камера для зберігання апельсинів
- VI. Камера для зберігання груш
- VII. Автомобільна платформа

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

00 КР 142.008.025.2022 ПЗ

Арк.

### 3. Розрахунок ізоляційних конструкцій холодильника.

Стіни холодильника виконані із сендвіч-панелей, які виконують роль ізоляційного матеріалу. Планування камер виконано в попередньому розділі (рис. 2.1.). Так як температура в камерах охолодження практично однакова, то розрахунок проводиться для камер зберігання охолодженої продукції (температура 0°C). Середньорічна температура зовнішнього повітря у м. Рівне рівна 7,4 °С.

Таблиця 3.1. Характеристика сендвіч панелі

Сендвіч-панель	$\delta$ , м	$\lambda$ , Вт/мК
1. Стальний оцинкований лист	0,001	55
2. Теплоізоляція із пінополіуретана	-	0,035
3. Стальний оцинкований лист	0,001	55

#### 3.1 Розрахунок товщини теплоізоляції зовнішніх стін.

Визначаємо необхідну товщину теплоізоляційного шару за формулою: [1]

$$\delta_{із} = \lambda_{із} \left( \frac{1}{k_0^{необх}} - \left( \frac{1}{\alpha_з} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_в} \right) \right), м .$$

де  $\lambda_{із}$  - коефіцієнт теплопровідності ізоляції,  $Вт/(м \cdot К)$  ;  $k_0^{необх}$  - оптимальний коефіцієнт теплопередачі,  $Вт/(м^2 \cdot К)$  ;  $\alpha_з$  - коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої або більш теплої сторони огороження,  $Вт/(м^2 \cdot К)$  ;  $\alpha_в$  - коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої або більш холодної сторони огороження,  $Вт/(м^2 \cdot К)$  .

					<b>00 КР 14.2.008.025.2022 ПЗ</b>			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>		Григор'єв В.О.			Проект фруктосховища місткістю 800 тон у м. Рівне	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевір.</i>		Грищенко Р.В.						
<i>Реценз.</i>						НУХТ ННІТІ ТЕХТ		
<i>Н. Контр.</i>								
<i>Затверд.</i>		Петренко В.П.						

Камери зберігання охолодженої продукції (яблук, груш, винограду) які контактують з автомобільними платформами та машинними відділеннями.

Температура повітря в камері 0°C, охолодження відбувається повітроохолодниками, відповідно циркуляція повітря посилена. Платформи додатково не охолоджуються і не мають вимушеної циркуляції повітря. Необхідне значення коефіцієнта теплопередачі,  $k_0^{\text{необх}} = 0,46 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ . Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо  $\alpha_3 = 8 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ ,  $\alpha_B = 9 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ . [1]

Термічний опір інших шарів сендвіч-панелі (табл. 3.1.):

$$R_i = \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{0,001}{55} + \frac{0,001}{55} = 0,00003636 \text{ м}^2\cdot\text{К/Вт}$$

Необхідна товщина ізоляційного шару:

$$\delta_{i3} = 0,035 \cdot \left( \frac{1}{0,46} - \left( \frac{1}{8} + 0,00003636 + \frac{1}{9} \right) \right) = 0,068 \text{ м}$$

Прийнято сендвіч-панель товщиною 80мм, відповідно дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^d = \frac{1}{\left( \frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} \right) + \frac{\delta_{i3}}{\lambda_{i3}}} = \frac{1}{\left( \frac{1}{8} + 0,00003636 + \frac{1}{9} \right) + \frac{0,08}{0,035}} = 0,4 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Камери зберігання охолодженої продукції які контактують з допоміжним приміщенням .

Температура повітря в камері 0°C, охолодження відбувається повітроохолодниками, відповідно циркуляція повітря посилена. Допоміжне приміщення відносяться до опалювальних приміщень і має температуру близько 18°C. Необхідне значення коефіцієнта теплопередачі,  $k_0^{\text{необх}} = 0,41 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ . Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо  $\alpha_3 = 8 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ ,  $\alpha_B = 9 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ . [1]

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ				

Термічний опір інших шарів сендвіч-панелі (табл. 3.1.):

$$R_i = \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{0,001}{55} + \frac{0,001}{55} = 0,00003636 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$$

Необхідна товщина ізоляційного шару:

$$\delta_{i3} = 0,035 \cdot \left( \frac{1}{0,41} - \left( \frac{1}{8} + 0,00003636 + \frac{1}{9} \right) \right) = 0,077 \text{ м}$$

Прийнято сендвіч-панель товщиною 80мм, відповідно дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^A = \frac{1}{\left( \frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} \right) + \frac{\delta_{i3}}{\lambda_{i3}}} = \frac{1}{\left( \frac{1}{8} + 0,00003636 + \frac{1}{9} \right) + \frac{0,08}{0,035}} = 0,4 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Камери зберігання охолодженої продукції ( апельсин) які контактують з автомобільною платформою.

Температура повітря в камері +4°C, охолодження відбувається повітроохолодниками, відповідно циркуляція повітря посилена. Платформи додатково не охолоджуються і не мають вимушеної циркуляції повітря. Необхідне значення коефіцієнта теплопередачі,  $k_0^{\text{необх}} = 0,52 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ . Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо  $\alpha_3 = 8 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ ,  $\alpha_B = 9 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ . [1]

Термічний опір інших шарів сендвіч-панелі (табл. 3.1.):

$$R_i = \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{0,001}{55} + \frac{0,001}{55} = 0,00003636 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$$

Необхідна товщина ізоляційного шару:

$$\delta_{i3} = 0,035 \cdot \left( \frac{1}{0,52} - \left( \frac{1}{8} + 0,00003636 + \frac{1}{9} \right) \right) = 0,059 \text{ м}$$

Прийнято сендвіч-панель товщиною 60мм, відповідно дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ				

$$k_0^d = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B}\right) + \frac{\delta_{i3}}{\lambda_{i3}}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{8} + 0,00003636 + \frac{1}{9}\right) + \frac{0,06}{0,035}} = 0,51 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Камери зберігання охолодженої продукції (яблук, груш).

Температура повітря в камері 0°C, охолодження відбувається повітроохолодниками, відповідно циркуляція повітря посилена. Необхідне значення коефіцієнта теплопередачі для кліматичної зони з середньорічною температурою 6,7°C,  $k_0^{\text{необх}} = 0,44 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ . Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо  $\alpha_3 = 23 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ ,  $\alpha_B = 9 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ . [1] Термічний опір інших шарів сендвіч-панелі (табл. 3.1.):

$$R_i = \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{0,001}{55} + \frac{0,001}{55} = 0,00003636 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$$

Необхідна товщина ізоляційного шару:

$$\delta_{i3} = 0,035 \cdot \left( \frac{1}{0,44} - \left( \frac{1}{23} + 0,00003636 + \frac{1}{9} \right) \right) = 0,074 \text{ м}$$

Прийнято сендвіч-панель товщиною 80 мм, відповідно дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^d = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B}\right) + \frac{\delta_{i3}}{\lambda_{i3}}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{23} + 0,00003636 + \frac{1}{9}\right) + \frac{0,08}{0,035}} = 0,41 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Камери зберігання охолодженої продукції (апельсин).

Температура повітря в камері +4°C, охолодження відбувається повітроохолодниками, відповідно циркуляція повітря посилена. Необхідне значення коефіцієнта теплопередачі для кліматичної зони з середньорічною температурою 6,7°C,  $k_0^{\text{необх}} = 0,484 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ . Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо  $\alpha_3 = 23 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ ,  $\alpha_B = 9 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ . [1] Термічний опір інших шарів сендвіч-панелі (табл. 3.1.):

$$R_i = \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{0,001}{55} + \frac{0,001}{55} = 0,00003636 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$$

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ				

Необхідна товщина ізоляційного шару:

$$\delta_{\text{із}} = 0,035 \cdot \left( \frac{1}{0,484} - \left( \frac{1}{23} + 0,00003636 + \frac{1}{9} \right) \right) = 0,067 \text{ м}$$

Прийнято сендвіч-панель товщиною 80 мм, відповідно дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^{\text{д}} = \frac{1}{\left( \frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_в} \right) + \frac{\delta_{\text{із}}}{\lambda_{\text{із}}}} = \frac{1}{\left( \frac{1}{23} + 0,00003636 + \frac{1}{9} \right) + \frac{0,08}{0,035}} = 0,41 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

### 3.2 Розрахунок товщини теплоізоляції покриття.

#### Камери зберігання охолодженої продукції.

Температура повітря в камері 0°C, охолодження відбувається повітроохолодниками, відповідно циркуляція повітря посилена. Необхідне значення коефіцієнта теплопередачі для кліматичної зони з середньорічною температурою 6,7°C,  $k_0^{\text{необх}} = 0,407 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ . Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо  $\alpha_3 = 23 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ ,  $\alpha_в = 9 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ . [1]

Термічний опір інших шарів сендвіч-панелі (табл. 3.1.):

$$R_i = \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{0,001}{55} + \frac{0,001}{55} = 0,00003636 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$$

Необхідна товщина ізоляційного шару:

$$\delta_{\text{із}} = 0,035 \cdot \left( \frac{1}{0,407} - \left( \frac{1}{23} + 0,00003636 + \frac{1}{9} \right) \right) = 0,081 \text{ м}$$

Прийнято сендвіч-панель товщиною 100мм, відповідно дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ				



0,55 Вт/м<sup>2</sup>·К. Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо  $\alpha_3 = 9$  Вт/м<sup>2</sup>·К,  $\alpha_B = 9$  Вт/м<sup>2</sup>·К. [1]

Термічний опір інших шарів сендвіч-панелі (табл. 3.1.):

$$R_i = \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{0,001}{55} + \frac{0,001}{55} = 0,00003636 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$$

Необхідна товщина ізоляційного шару:

$$\delta_{i3} = 0,035 \cdot \left( \frac{1}{0,55} - \left( \frac{1}{9} + 0,00003636 + \frac{1}{9} \right) \right) = 0,056 \text{ м}$$

Прийнято сендвіч-панель товщиною 60мм, відповідно дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^A = \frac{1}{\left( \frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} \right) + \frac{\delta_{i3}}{\lambda_{i3}}} = \frac{1}{\left( \frac{1}{9} + 0,00003636 + \frac{1}{9} \right) + \frac{0,06}{0,035}} = 0,516 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$$

Перегородки між камерами зберігання охолодженої продукції.

Температура повітря в камерах 0°C і +4°C відповідно, охолодження відбувається повітроохолодниками, відповідно циркуляція повітря посилена. Необхідне значення коефіцієнта теплопередачі, для камер з температурою 0°C і +4°C,  $k_0^{\text{необх}} = 0,52$  Вт/м<sup>2</sup>·К. Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо  $\alpha_3 = 9$  Вт/м<sup>2</sup>·К,  $\alpha_B = 9$  Вт/м<sup>2</sup>·К. [1]

Термічний опір інших шарів сендвіч-панелі (табл. 3.1.):

$$R_i = \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{0,001}{55} + \frac{0,001}{55} = 0,00003636 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$$

Необхідна товщина ізоляційного шару:

$$\delta_{i3} = 0,035 \cdot \left( \frac{1}{0,52} - \left( \frac{1}{9} + 0,00003636 + \frac{1}{9} \right) \right) = 0,059 \text{ м}$$

Прийнято сендвіч-панель товщиною 60мм, відповідно дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ				

$$k_0^D = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B}\right) + \frac{\delta_{i3}}{\lambda_{i3}}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{9} + 0,00003636 + \frac{1}{9}\right) + \frac{0,06}{0,035}} = 0,516 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Результати розрахунків товщини теплоізоляції і коефіцієнтів теплопередачі огорожуючих конструкцій зводимо в табл. 3.3.

Таблиця 3.3

Огородження	t <sub>в</sub> , °С	α <sub>з</sub> , Вт/м <sup>2</sup> ·К	α <sub>в</sub> , Вт/м <sup>2</sup> ·К	Товщина теплоізоляційного шару, мм		Коефіцієнт теплопередачі, Вт/м <sup>2</sup> ·К	
				δ <sub>необх</sub>	δ <sub>дійсн</sub>	К <sub>необх</sub>	К <sub>дійсн</sub>
Зовнішні стіни камер (яблук, груш, винограду) зберігання охолодженої продукції які контактують з автомобільними платформами та машинними відділеннями	0	8	9	68	80	0,46	0,4
Зовнішні стіни камер зберігання охолодженої продукції які контактують з допоміжним приміщенням	+18	8	9	77	80	0,41	0,4
Зовнішні стіни камер (апельсинів) зберігання охолодженої продукції які контактують з автомобільною платформою	+4	8	9	59	60	0,52	0,51
Зовнішні стіни камер (яблук, груш)	0	23	9	74	80	0,44	0,41
Зовнішні стіни камер (апельсинів)	+4	23	9	67	80	0,484	0,41
Покриття для камер зберігання охолодженої продукції	0	23	9	81	100	0,407	0,332
Покриття для камер зберігання охолодженої продукції	+4	23	9	70	80	0,462	0,41
Перегородки між камерами зберігання охолодженої продукції	0	9	9	56	60	0,55	0,516
Перегородки між камерами зберігання охолодженої продукції	+4	9	9	59	60	0,52	0,516

					00 КР 142.008.025.2022 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

#### 4. Розрахунок теплонадходжень до охолоджуваних приміщень.

Для розрахунку необхідно визначити теплонадходження через огорожуючі конструкції і від вантажів при холодильній обробці. Розміри огорожень в плані і площу камер прийнято по осям колон з сіткою 6x12м і висотою стін 6м. Номерація камер і орієнтація відносно сонця на рис. 2.1. Відповідні значення коефіцієнтів теплопередачі дані в табл. 3.3. Холодильник у м. Рівне відноситься до 48 географічної широти, розрахункова літня температура  $t_3 = 29^\circ\text{C}$ , зимня  $t_3 = -19^\circ\text{C}$ , розрахункова літня відносна вологість 58%, зимня 80%. [1]

#### 4.1. Розрахунок теплонадходжень в літній період року.

##### 4.1.1. Теплонадходження через стіни, перегородки, покриття і підлогу.

Сумарне теплонадходження  $Q_1$  складається з теплонадходжень викликаних різницею температур  $Q_{1T}$ , і в результаті дії сонячної радіації  $Q_{1c}$ .

Теплонадходження через огорожуючі конструкції: [1]

$$Q_{1T} = k_d \cdot F \cdot (t_3 - t_b) \cdot 10^{-3}, \text{кВт}$$

$$Q_{1c} = k_d \cdot F \cdot \Delta t_c \cdot 10^{-3}, \text{кВт}$$

де  $k_d$  - коефіцієнт теплопередачі,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$ ;  $F$  - площа поверхні,  $\text{м}^2$ ;  $(t_3 - t_b)$  - різниця між температурою зовні і в середині камери,  $\Delta t_c$  - надлишкова різниця температур яка характеризує сонячну радіацію прийнято для покрашеної поверхні  $14,9^\circ\text{C}$ .

##### Камера №1

а) Теплонадходження через різницю температур

1) Зовнішня стіна (західна)

Так як стіна контактує з додатковим приміщенням, різницю температур приймаємо  $(t_3 - t_b)$ . [1]

					<i>00 КР 14.2.008.025.2022 ПЗ</i>			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>		Григор'єв В.О.			<i>Проект фруктосховища місткістю 800 тон у м. Рівне</i>	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевір.</i>		Грищенко Р.В.						
<i>Реценз.</i>								
<i>Н. Контр.</i>								
<i>Затверд.</i>		Петренко В.П.						
						<i>НУХТ ННІТІ ТЕХТ</i>		

$$Q_{1T} = 0,4 \cdot 36 \cdot (18 - 0) \cdot 10^{-3} = 0,259 \text{ кВт}$$

2) Внутрішня перегородка (північна)

Так як стіна контактує з іншою камерою зберігання з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

3) Зовнішня стіна (західна)

Так як стіна контактує з автомобільною платформою, різницю температур приймаємо  $0,6(t_3 - t_B)$ . [1]

$$Q_{1T} = 0,4 \cdot 36 \cdot 0,6 \cdot (29 - 0) \cdot 10^{-3} = 0,205 \text{ кВт}$$

4) Зовнішня стіна (південна)

Так як стіна контактує зовнішнім повітрям, різницю температур приймаємо  $(t_3 - t_B)$ . [1]

$$Q_{1T} = 0,41 \cdot 72 \cdot (29 - 0) \cdot 10^{-3} = 0,856 \text{ кВт}$$

5) Підлога (неізольована)

Приймаємо що підлога камер знаходиться в I, II, III, тому теплопередачу приймають сумуванням теплопритоків через умовні зони. Умовний коефіцієнт теплопередачі для підлоги без теплоізоляції для I, II, III, IV зон  $k_{ум}$  дорівнює відповідно 0,47; 0,23; 0,13; 0,07  $Вт/(м^2 \cdot К)$ . [1]

$$Q_{1T} = (k_{ум1} \cdot F1 + k_{ум2} \cdot F2 + k_{ум3} \cdot F2) \cdot (t_3 - t_B) \cdot 10^{-3}$$

$$= (0,47 \cdot 24 + 0,23 \cdot 24 + 0,13 \cdot 24) \cdot (29 - 0) \cdot 10^{-3} = 0,577 \text{ кВт}$$

б) Покриття

$$Q_{1T} = 0,332 \cdot 72 \cdot (29 - 0) \cdot 10^{-3} = 0,693 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження за рахунок сонячної радіації

а) сонячна радіація через покриття.

$$Q_{1c} = 0,332 \cdot 72 \cdot 14,9 \cdot 10^{-3} = 0,356 \text{ кВт}$$

										Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ					

б) сонячна радіація через зовнішні стіни.

$$Q_{1c} = 0,41 \cdot 72 \cdot 3,1 \cdot 10^{-3} = 0,091 \text{ кВт}$$

### Камера №3

а) Теплонадходження через різницю температур

1) Зовнішня стіна (західна)

Так як стіна контактує з автомобільною платформою, різницю температур приймаємо  $0,6(t_3 - t_B)$ . [1]

$$Q_{1T} = 0,4 \cdot 72 \cdot 0,6 \cdot (29 - 0) \cdot 10^{-3} = 0,501 \text{ кВт}$$

2) Внутрішня перегородка (північна)

Так як стіна контактує з іншою камерою зберігання з температурою  $+4^\circ\text{C}$  з різницю температур приймаємо  $(t_3 - t_B)$ . [1]

$$Q_{1T} = 0,516 \cdot 72 \cdot (4 - 0) \cdot 10^{-3} = 0,148 \text{ кВт}$$

3) Внутрішня перегородка (східна)

Так як стіна контактує з іншою камерою зберігання з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

4) Зовнішня стіна (південна)

Так як стіна контактує з додатковим приміщенням, різницю температур приймаємо  $(t_3 - t_B)$ . [1]

$$Q_{1T} = 0,4 \cdot 72 \cdot (18 - 0) \cdot 10^{-3} = 0,518 \text{ кВт}$$

5) Підлога (неізольована)

Приймаємо що підлога камер знаходиться в IV. Умовний коефіцієнт теплопередачі для підлоги без теплоізоляції для I, II, III, IV зон  $k_{ум}$  дорівнює відповідно 0,47; 0,23; 0,13; 0,07  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . [1]

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ				

$$Q_{1T} = (k_{ум4} \cdot F) \cdot (t_3 - t_B) \cdot 10^{-3} = (0,07 \cdot 144) \cdot (29 - 0) \cdot 10^{-3} = 0.292 \text{ кВт}$$

б) Покриття

$$Q_{1T} = 0,332 \cdot 144 \cdot (29 - 0) \cdot 10^{-3} = 1,38 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження за рахунок сонячної радіації

Так як біля всіх зовнішніх стін холодильника добудовані будівлі, сонячна радіація буде діяти тільки зі сторони покриття.

$$Q_{1c} = 0,332 \cdot 144 \cdot 14,9 \cdot 10^{-3} = 0,712 \text{ кВт}$$

Камера №4

а) Теплонадходження через різницю температур

1) Внутрішня перегородка (західна)

Так як стіна контактує з іншою камерою зберігання з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

2) Внутрішня перегородка (північна)

Так як стіна контактує з іншою камерою зберігання з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

3) Зовнішня стіна (східна)

Так як стіна контактує з автомобільною платформою, різницю температур приймаємо  $0,6(t_3 - t_B)$ . [1]

$$Q_{1T} = 0,4 \cdot 72 \cdot 0,6 \cdot (29 - 0) \cdot 10^{-3} = 0,501 \text{ кВт}$$

4) Внутрішня перегородка (південна)

Так як стіна контактує з іншою камерою зберігання з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

5) Підлога (неізольована)

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ				

Приймаємо що підлога камер знаходиться в IV. Умовний коефіцієнт теплопередачі для підлоги без теплоізоляції для I, II, III, IV зон  $k_{ум}$  дорівнює відповідно 0,47; 0,23; 0,13; 0,07  $Вт/(м^2 \cdot К)$ . [1]

$$Q_{1T} = (k_{ум4} \cdot F) \cdot (t_3 - t_B) \cdot 10^{-3} = (0,07 \cdot 144) \cdot (29 - 0) \cdot 10^{-3} = 0.292 \text{ кВт}$$

б) Покриття

$$Q_{1T} = 0,332 \cdot 144 \cdot (29 - 0) \cdot 10^{-3} = 2,68 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження за рахунок сонячної радіації

Так як біля всіх зовнішніх стін холодильника добудовані будівлі сонячна радіація буде діяти тільки зі сторони покриття.

$$Q_{1c} = 0,332 \cdot 144 \cdot 14,9 \cdot 10^{-3} = 0,712 \text{ кВт}$$

Камера №5

а) Теплонадходження через різницю температур

1) Зовнішня стіна (західна)

Так як стіна контактує з автомобільною платформою, різницю температур приймаємо  $0,6(t_3 - t_B)$ . [1]

$$Q_{1T} = 0,51 \cdot 72 \cdot 0,6 \cdot (29 - 4) \cdot 10^{-3} = 0,55 \text{ кВт}$$

2) Зовнішня стіна (північна)

Так як стіна контактує зовнішнім повітрям, різницю температур приймаємо  $(t_3 - t_B)$ . [1]

$$Q_{1T} = 0,41 \cdot 72 \cdot (29 - 4) \cdot 10^{-3} = 0,738 \text{ кВт}$$

3) Внутрішня перегородка (східна)

Так як стіна контактує з іншою камерою зберігання з температурою  $+4^\circ\text{C}$  з різницю температур приймаємо  $(t_3 - t_B)$ . [1]

					00 КР 142.008.025.2022 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{1T} = 0,516 \cdot 72 \cdot (0 - 4) \cdot 10^{-3} = -0,148 \text{ кВт}$$

4) Внутрішня перегородка (південна)

Так як стіна контактує з іншою камерою зберігання з температурою  $+4^{\circ}\text{C}$  з різницею температур приймаємо  $(t_3 - t_B)$ . [1]

$$Q_{1T} = 0,516 \cdot 72 \cdot (0 - 4) \cdot 10^{-3} = -0,148 \text{ кВт}$$

5) Підлога (неізолювана)

Приймаємо що підлога камер знаходиться в I, II, III, IV тому теплопередачу приймають сумуванням теплопритоків через умовні зони. Умовний коефіцієнт теплопередачі для підлоги без теплоізоляції для I, II, III, IV зон  $k_{ум}$  дорівнює відповідно 0,47; 0,23; 0,13; 0,07  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$ . [1]

$$\begin{aligned} Q_{1T} &= (k_{ум1} \cdot F1 + k_{ум2} \cdot F2 + k_{ум3} \cdot F2 + k_{ум4} \cdot F4) \cdot (t_3 - t_B) \cdot 10^{-3} \\ &= (0,47 \cdot 24 + 0,23 \cdot 24 + 0,13 \cdot 24 + 0,07 \cdot 72) \cdot (29 - 4) \cdot 10^{-3} \\ &= 0,624 \text{ кВт} \end{aligned}$$

б) Покриття

$$Q_{1T} = 0,41 \cdot 144 \cdot (29 - 4) \cdot 10^{-3} = 1,47 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження за рахунок сонячної радіації

а) сонячна радіація через покриття.

$$Q_{1c} = 0,41 \cdot 144 \cdot 14,9 \cdot 10^{-3} = 0,879 \text{ кВт}$$

б) сонячна радіація через зовнішні стіни.

$$Q_{1c} = 0,41 \cdot 72 \cdot 0 \cdot 10^{-3} = 0 \text{ кВт}$$

Камера №6

а) Теплонадходження через різницю температур

1) Внутрішня перегородка (західна)

					00 КР 142.008.025.2022 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Так як стіна контактує з іншою камерою зберігання з температурою  $+4^{\circ}\text{C}$  з різницю температур приймаємо  $(t_3 - t_B)$ . [1]

$$Q_{1T} = 0,516 \cdot 72 \cdot (4 - 0) \cdot 10^{-3} = 0,148 \text{ кВт}$$

#### 2) Зовнішня стіна (північна)

Так як стіна контактує зовнішнім повітрям, різницю температур приймаємо  $(t_3 - t_B)$ . [1]

$$Q_{1T} = 0,41 \cdot 72 \cdot (29 - 0) \cdot 10^{-3} = 0,856 \text{ кВт}$$

#### 3) Зовнішня стіна (східна)

Так як стіна контактує з автомобільною платформою, різницю температур приймаємо  $0,6(t_3 - t_B)$ . [1]

$$Q_{1T} = 0,4 \cdot 72 \cdot 0,6 \cdot (29 - 0) \cdot 10^{-3} = 0,501 \text{ кВт}$$

#### 4) Внутрішня перегородка (південна)

Так як стіна контактує з іншою камерою зберігання з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

#### 5) Підлога (неізольована)

Приймаємо що підлога камер знаходиться в I, II, III, IV тому теплопередачу приймають сумуванням теплопритоків через умовні зони. Умовний коефіцієнт теплопередачі для підлоги без теплоізоляції для I, II, III, IV зон  $k_{ум}$  дорівнює відповідно 0,47; 0,23; 0,13; 0,07  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$ . [1]

$$\begin{aligned} Q_{1T} &= (k_{ум1} \cdot F1 + k_{ум2} \cdot F2 + k_{ум3} \cdot F2 + k_{ум4} \cdot F4) \cdot (t_3 - t_B) \cdot 10^{-3} \\ &= (0,47 \cdot 24 + 0,23 \cdot 24 + 0,13 \cdot 24 + 0,07 \cdot 72) \cdot (29 - 0) \cdot 10^{-3} \\ &= 0,723 \text{ кВт} \end{aligned}$$

#### 4) Покриття

$$Q_{1T} = 0,332 \cdot 144 \cdot (29 - 0) \cdot 10^{-3} = 1,386 \text{ кВт}$$

#### б) Теплонадходження за рахунок сонячної радіації

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ				

а) сонячна радіація через покриття.

$$Q_{1c} = 0,332 \cdot 144 \cdot 14,9 \cdot 10^{-3} = 0,712 \text{ кВт}$$

б) сонячна радіація через зовнішні стіни.

$$Q_{1c} = 0,41 \cdot 72 \cdot 0 \cdot 10^{-3} = 0 \text{ кВт}$$

#### 4.1.2. Теплонадходження від вантажів при холодильній обробці.

1) Теплонадходження в камерах зберігання :

під час зберігання фруктів

$$Q_{2пр} = M_{пр} \cdot \Delta h \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600}, \text{ кВт}$$

під час періодичного охолодження

$$Q_{2пр} = 1,3 \cdot M_{пр} \cdot \Delta h \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600}, \text{ кВт}$$

$M_{пр}$  - добове надходження продуктів,  $\Delta h$  - різниця ентальпій продукту до і після охолодження чи заморожування. [1]

а) Теплонадходження в камерах зберігання яблук (добове надходження прийнято  $M_{пр} = 11,1$  т/добу).

Ентальпія яблук до і після охолодження відповідно  $h_1 = 319$  кДж/кг і  $h_2 = 272$  кДж/кг. (дод.10)[1].

$$Q_{2пр} = 11,1 \cdot (319 - 272) \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600} = 6,04 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження в камерах зберігання груш (добове надходження прийнято  $M_{пр} = 7,4$  т/добу).

Ентальпія груш до і після охолодження відповідно  $h_1 = 319$  кДж/кг і  $h_2 = 272$  кДж/кг. (дод.10)[1].

$$Q_{2пр} = 7,4 \cdot (319 - 272) \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600} = 4,03 \text{ кВт}$$

									Арк.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ					

в) Теплонадходження в камерах зберігання апельсинів (добове надходження прийнято не більше 10% від місткості камери  $M_{\text{пр}} = 0,1 \cdot 200 = 20$  т/добу).

Ентальпія апельсинів до і після охолодження відповідно  $h_1 = 294,4$  кДж/кг і  $h_2 = 286,7$  кДж/кг. (дод.10)[1].

$$Q_{2\text{пр}} = 20 \cdot (294,4 - 286,7) \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600} = 1,78 \text{ кВт}$$

г) Теплонадходження в камерах зберігання винограду (добове надходження прийнято не більше 10% від місткості камери  $M_{\text{пр}} = 0,1 \cdot 100 = 10$  т/добу).

Ентальпія винограду до і після охолодження відповідно  $h_1 = 250,2$  кДж/кг і  $h_2 = 235,8$  кДж/кг. (дод.10)[1].

$$Q_{2\text{пр}} = 10 \cdot (250,2 - 235,8) \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600} = 1,67 \text{ кВт}$$

2) Теплонадходження від фруктів при диханні по формулі:[1]

$$Q_5 = B_{\text{к}} \cdot (0,1q_{\text{н}} + 0,9q_3) \cdot 10^{-3} \text{ кВт}$$

$B_{\text{к}}$  - місткість камери,  $q_{\text{н}}$  і  $q_3$  - тепловиділення плодів при температурах надходження і зберігання.

а) Теплонадходження в камерах зберігання яблук.

Тепловиділення плодів при температурах надходження і зберігання відповідно  $q_{\text{н}} = 47,2$  кДж/кг і  $q_3 = 10$  кДж/кг. (дод.8)[1].

$$Q_5 = 300 \cdot (0,037 \cdot 47,2 + 0,963 \cdot 10) \cdot 10^{-3} = 3,4 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження в камерах зберігання груш.

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ				

Тепловиділення плодів при температурах надходження і зберігання відповідно  $q_H = 98 \text{ кДж/кг}$  і  $q_3 = 10 \text{ кДж/кг}$ . (дод.8)[1].

$$Q_5 = 200 \cdot (0,037 \cdot 98 + 0,963 \cdot 10) \cdot 10^{-3} = 2,65 \text{ кВт}$$

в) Теплонадходження в камерах зберігання апельсинів.

Тепловиділення плодів при температурах надходження і зберігання відповідно  $q_H = 19 \text{ кДж/кг}$  і  $q_3 = 9 \text{ кДж/кг}$ . (дод.8)[1].

$$Q_5 = 200 \cdot (0,1 \cdot 19 + 0,9 \cdot 9) \cdot 10^{-3} = 2 \text{ кВт}$$

г) Теплонадходження в камерах зберігання винограду.

Тепловиділення плодів при температурах надходження і зберігання відповідно  $q_H = 31,2 \text{ кДж/кг}$  і  $q_3 = 9 \text{ кДж/кг}$ . (дод.8)[1].

$$Q_5 = 100 \cdot (0,1 \cdot 31,2 + 0,9 \cdot 9) \cdot 10^{-3} = 1,1 \text{ кВт}$$

3) Теплонадходження від тари:

$$Q_{2T} = M_T \cdot c_T \cdot (t_1 - t_2) \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600}, \text{ кВт}$$

$M_T$  - добове надходження тари (20% від маси фруктів для дерев'яної тари і 10% для картонної),  $t_1$  і  $t_2$  - температури початкова і кінцева,  $c_T$  - питома теплоємність тари 2,3 кДж/кг для дерев'яної і картонної. [1]

а) Теплонадходження від тари для яблук

$$Q_{2T} = 2,22 \cdot 2,3 \cdot (13 - 0) \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600} = 0,77 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження від тари для груш

$$Q_{2T} = 1,48 \cdot 2,3 \cdot (13 - 0) \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600} = 0,51 \text{ кВт}$$

в) Теплонадходження від тари для апельсинів

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ				



а) камера об'ємом 864 м<sup>3</sup>

$$M_{\text{пов}} = \frac{864 \cdot 3 \cdot 1,29}{24 \cdot 3600} = 0,0387 \text{ кг/с}$$

$$Q_3 = 0,0387(67 - 9) = 2,24 \text{ кВт}$$

3) Камера зберігання апельсинів

а) камера об'ємом 864 м<sup>3</sup>

$$M_{\text{пов}} = \frac{864 \cdot 3 \cdot 1,29}{24 \cdot 3600} = 0,0387 \text{ кг/с}$$

$$Q_3 = 0,0387(67 - 15) = 2,01 \text{ кВт}$$

4) Камера зберігання винограду

а) камера об'ємом 864 м<sup>3</sup>

$$M_{\text{пов}} = \frac{864 \cdot 3 \cdot 1,29}{24 \cdot 3600} = 0,0387 \text{ кг/с}$$

$$Q_3 = 0,0387(67 - 9) = 2,24 \text{ кВт}$$

#### 4.1.4. Експлуатаційні теплонадходження.

1) Теплонадходження від освітлення. [1]

$$q_1 = A \cdot F \cdot 10^{-3}$$

A - теплота яка виділяється під час освітлення, Вт/м<sup>2</sup>, F - площа камери, м<sup>2</sup>.

а) камера зберігання площею 72м<sup>2</sup>

$$q_1 = 2,3 \cdot 72 \cdot 10^{-3} = 0,165 \text{ кВт}$$

б) камера зберігання площею 144м<sup>2</sup>

$$q_1 = 2,3 \cdot 144 \cdot 10^{-3} = 0,331 \text{ кВт}$$

2) Теплонадходження від перебування людей. [1]

					00 КР 142.008.025.2022 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$q_2 = 0,35 \cdot n$$

n - кількість людей; 0.35 кВт - тепловиділення одної людини під час важкої праці.

$$q_2 = 0,35 \cdot 3 = 1,05 \text{ кВт}$$

3) Теплонадходження від працюючих електродвигунів. [1]

$$q_3 = N_e$$

$N_e$  - сумарна потужність електродвигунів, кВт.

а) Камера зберігання і охолодження

$$q_3 = 4 \text{ кВт}$$

4) Теплонадходження під час відривання дверей. [1]

$$q_4 = K \cdot F \cdot 10^{-3}$$

K - питомий приплив при відкриванні дверей, Вт/м<sup>2</sup>, F - площа камери, м<sup>2</sup>.

а) камера зберігання охолоджених фруктів площею 72м<sup>2</sup>

$$q_4 = 5 \cdot 72 \cdot 10^{-3} = 0,36 \text{ кВт}$$

б) камера зберігання охолоджених фруктів площею 144м<sup>2</sup>

$$q_4 = 5 \cdot 144 \cdot 10^{-3} = 0,72 \text{ кВт}$$

					00 КР 142.008.025.2022 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Всі значення теплонадходжень заносимо до табл. 4.1.

Таблиця 4.1. Теплонадходження в камери

№ камери	Температури в камері °С	Через конструкції будівлі Q <sub>1</sub> , кВт	Від вантажів Q <sub>2</sub> , кВт	При вентиляції Q <sub>3</sub> , кВт	Експлуатаційні Q <sub>4</sub> , кВт	При диханні фрук. Q <sub>5</sub> , кВт	Сумарне Q <sub>Σ</sub> , кВт
1	0	3,04	6,81	1,1	5,58	3,4	19,93
3	0	3,55	1,88	2,24	6,1	1,1	14,87
4	0	2,88	6,81	2,24	6,1	3,4	21,43
5	+4	3,97	1,99	2,01	6,1	2	16,07
6	0	4,33	4,54	2,24	6,1	2,65	19,86

## 4.2. Розрахунок теплонадходжень в зимній період року.

### 4.2.1. Теплонадходження через стіни, перегородки, покриття і підлогу.

Сумарне теплонадходження Q<sub>1</sub> складається з теплонадходжень викликаних різницею температур Q<sub>1т</sub>, і в результаті дії сонячної радіації Q<sub>1с</sub>.

Теплонадходження через огорожуючі конструкції: [1]

$$Q_{1т} = k_d \cdot F \cdot (t_3 - t_b) \cdot 10^{-3}, \text{ кВт}$$

$$Q_{1с} = k_d \cdot F \cdot \Delta t_c \cdot 10^{-3}, \text{ кВт}$$

де  $k_d$  - коефіцієнт теплопередачі,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $F$  - площа поверхні,  $\text{м}^2$ ;  $(t_3 - t_b)$  - різниця між температурою зовні і в середині камери,  $\Delta t_c$  - надлишкова різниця температур яка характеризує сонячну радіацію прийнято для покрашеної поверхні 14,9 °С.

#### Камера №1

а) Теплонадходження через різницю температур

1) Зовнішня стіна (західна)

Так як стіна контактує з додатковим приміщенням, різницю температур приймаємо  $(t_3 - t_b)$ . [1]

$$Q_{1т} = 0,4 \cdot 36 \cdot (18 - 0) \cdot 10^{-3} = 0,259 \text{ кВт}$$

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ				

2) Внутрішня перегородка (північна)

Так як стіна контактує з іншою камерою зберігання з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

3) Зовнішня стіна (західна)

Так як стіна контактує з автомобільною платформою, різницю температур приймаємо  $0,6(t_3 - t_B)$ . [1]

$$Q_{1T} = 0,4 \cdot 36 \cdot 0,6 \cdot ((-19) - 0) \cdot 10^{-3} = -0,164 \text{ кВт}$$

4) Зовнішня стіна (південна)

Так як стіна контактує зовнішнім повітрям, різницю температур приймаємо  $(t_3 - t_B)$ . [1]

$$Q_{1T} = 0,41 \cdot 72 \cdot ((-19) - 0) \cdot 10^{-3} = -0,56 \text{ кВт}$$

5) Підлога (неізольована)

Приймаємо що підлога камер знаходиться в I, II, III, тому теплопередачу приймають сумуванням теплопритоків через умовні зони. Умовний коефіцієнт теплопередачі для підлоги без теплоізоляції для I, II, III, IV зон  $k_{ум}$  дорівнює відповідно 0,47; 0,23; 0,13; 0,07  $Вт/(м^2 \cdot К)$ . [1]

$$\begin{aligned} Q_{1T} &= (k_{ум1} \cdot F1 + k_{ум2} \cdot F2 + k_{ум3} \cdot F2) \cdot (t_3 - t_B) \cdot 10^{-3} \\ &= (0,47 \cdot 24 + 0,23 \cdot 24 + 0,13 \cdot 24) \cdot ((-19) - 0) \cdot 10^{-3} \\ &= -0,378 \text{ кВт} \end{aligned}$$

б) Покриття

$$Q_{1T} = 0,332 \cdot 72 \cdot ((-19) - 0) \cdot 10^{-3} = -0,454 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження за рахунок сонячної радіації

а) сонячна радіація через покриття.

$$Q_{1c} = 0,332 \cdot 72 \cdot 14,9 \cdot 10^{-3} = 0,356 \text{ кВт}$$

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ				

б) сонячна радіація через зовнішні стіни.

$$Q_{1c} = 0,41 \cdot 72 \cdot 3,1 \cdot 10^{-3} = 0,091 \text{ кВт}$$

### Камера №3

а) Теплонадходження через різницю температур

1) Зовнішня стіна (західна)

Так як стіна контактує з автомобільною платформою, різницю температур приймаємо  $0,6(t_3 - t_B)$ . [1]

$$Q_{1T} = 0,4 \cdot 72 \cdot 0,6 \cdot ((-19) - 0) \cdot 10^{-3} = -0,328 \text{ кВт}$$

2) Внутрішня перегородка (північна)

Так як стіна контактує з іншою камерою зберігання з температурою  $+4^\circ\text{C}$  з різницю температур приймаємо  $(t_3 - t_B)$ . [1]

$$Q_{1T} = 0,516 \cdot 72 \cdot (4 - 0) \cdot 10^{-3} = 0,148 \text{ кВт}$$

3) Внутрішня перегородка (східна)

Так як стіна контактує з іншою камерою зберігання з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

4) Зовнішня стіна (південна)

Так як стіна контактує з додатковим приміщенням, різницю температур приймаємо  $(t_3 - t_B)$ . [1]

$$Q_{1T} = 0,4 \cdot 72 \cdot (18 - 0) \cdot 10^{-3} = 0,518 \text{ кВт}$$

5) Підлога (неізольована)

Приймаємо що підлога камер знаходиться в IV. Умовний коефіцієнт теплопередачі для підлоги без теплоізоляції для I, II, III, IV зон  $k_{ум}$  дорівнює відповідно 0,47; 0,23; 0,13; 0,07  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$ . [1]

										Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ					

$$Q_{1T} = (k_{ум4} \cdot F) \cdot (t_3 - t_B) \cdot 10^{-3} = (0,07 \cdot 144) \cdot ((-19) - 0) \cdot 10^{-3} \\ = -0,191 \text{ кВт}$$

б) Покриття

$$Q_{1T} = 0,332 \cdot 144 \cdot ((-19) - 0) \cdot 10^{-3} = -0,9 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження за рахунок сонячної радіації

Так як біля всіх зовнішніх стін холодильника добудовані будівлі, сонячна радіація буде діяти тільки зі сторони покриття.

$$Q_{1c} = 0,332 \cdot 144 \cdot 14,9 \cdot 10^{-3} = 0,712 \text{ кВт}$$

#### Камера №4

а) Теплонадходження через різницю температур

1) Внутрішня перегородка (західна)

Так як стіна контактує з іншою камерою зберігання з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

2) Внутрішня перегородка (північна)

Так як стіна контактує з іншою камерою зберігання з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

3) Зовнішня стіна (східна)

Так як стіна контактує з автомобільною платформою, різницю температур приймаємо  $0,6(t_3 - t_B)$ . [1]

$$Q_{1T} = 0,4 \cdot 72 \cdot 0,6 \cdot ((-19) - 0) \cdot 10^{-3} = -0,328 \text{ кВт}$$

4) Внутрішня перегородка (південна)

Так як стіна контактує з іншою камерою зберігання з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ				

5) Підлога (неізольована)

Приймаємо що підлога камер знаходиться в IV. Умовний коефіцієнт теплопередачі для підлоги без теплоізоляції для I, II, III, IV зон  $k_{ум}$  дорівнює відповідно 0,47; 0,23; 0,13; 0,07  $Вт/(м^2 \cdot К)$  . [1]

$$Q_{1T} = (k_{ум4} \cdot F) \cdot (t_3 - t_B) \cdot 10^{-3} = (0,07 \cdot 144) \cdot ((-19) - 0) \cdot 10^{-3} \\ = -0,191 \text{ кВт}$$

б) Покриття

$$Q_{1T} = 0,332 \cdot 144 \cdot ((-19) - 0) \cdot 10^{-3} = 0,9 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження за рахунок сонячної радіації

Так як біля всіх зовнішніх стін холодильника добудовані будівлі сонячна радіація буде діяти тільки зі сторони покриття.

$$Q_{1c} = 0,332 \cdot 144 \cdot 14,9 \cdot 10^{-3} = 0,712 \text{ кВт}$$

Камера №5

а) Теплонадходження через різницю температур

1) Зовнішня стіна (західна)

Так як стіна контактує з автомобільною платформою, різницю температур приймаємо  $0,6(t_3 - t_B)$ . [1]

$$Q_{1T} = 0,51 \cdot 72 \cdot 0,6 \cdot ((-19) - 4) \cdot 10^{-3} = -0,33 \text{ кВт}$$

2) Зовнішня стіна (північна)

Так як стіна контактує зовнішнім повітрям, різницю температур приймаємо  $(t_3 - t_B)$ . [1]

$$Q_{1T} = 0,41 \cdot 72 \cdot ((-19) - 4) \cdot 10^{-3} = -0,442 \text{ кВт}$$

3) Внутрішня перегородка (східна)

					00 КР 142.008.025.2022 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Так як стіна контактує з іншою камерою зберігання з температурою  $+4^{\circ}\text{C}$  з різницю температур приймаємо  $(t_3 - t_B)$ . [1]

$$Q_{1T} = 0,516 \cdot 72 \cdot (0 - 4) \cdot 10^{-3} = -0,148 \text{ кВт}$$

#### 4) Внутрішня перегородка (південна)

Так як стіна контактує з іншою камерою зберігання з температурою  $+4^{\circ}\text{C}$  з різницю температур приймаємо  $(t_3 - t_B)$ . [1]

$$Q_{1T} = 0,516 \cdot 72 \cdot (0 - 4) \cdot 10^{-3} = -0,148 \text{ кВт}$$

#### 5) Підлога (неізольована)

Приймаємо що підлога камер знаходиться в I, II, III, IV тому теплопередачу приймають сумуванням теплопритоків через умовні зони. Умовний коефіцієнт теплопередачі для підлоги без теплоізоляції для I, II, III, IV зон  $k_{ум}$  дорівнює відповідно 0,47; 0,23; 0,13; 0,07  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$ . [1]

$$\begin{aligned} Q_{1T} &= (k_{ум1} \cdot F1 + k_{ум2} \cdot F2 + k_{ум3} \cdot F2 + k_{ум4} \cdot F4) \cdot (t_3 - t_B) \cdot 10^{-3} \\ &= (0,47 \cdot 24 + 0,23 \cdot 24 + 0,13 \cdot 24 + 0,07 \cdot 72) \cdot ((-19) - 4) \cdot 10^{-3} \\ &= -0,374 \text{ кВт} \end{aligned}$$

#### б) Покриття

$$Q_{1T} = 0,41 \cdot 144 \cdot ((-19) - 4) \cdot 10^{-3} = -0,885 \text{ кВт}$$

#### б) Теплонадходження за рахунок сонячної радіації

а) сонячна радіація через покриття.

$$Q_{1c} = 0,41 \cdot 144 \cdot 14,9 \cdot 10^{-3} = 0,879 \text{ кВт}$$

б) сонячна радіація через зовнішні стіни.

$$Q_{1c} = 0,41 \cdot 72 \cdot 0 \cdot 10^{-3} = 0 \text{ кВт}$$

#### Камера №6

а) Теплонадходження через різницю температур

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ				

1) Внутрішня перегородка (західна)

Так як стіна контактує з іншою камерою зберігання з температурою  $+4^{\circ}\text{C}$  з різницею температур приймаємо  $(t_3 - t_B)$ . [1]

$$Q_{1T} = 0,516 \cdot 72 \cdot (4 - 0) \cdot 10^{-3} = 0,148 \text{ кВ}$$

2) Зовнішня стіна (північна)

Так як стіна контактує зовнішнім повітрям, різницю температур приймаємо  $(t_3 - t_B)$ . [1]

$$Q_{1T} = 0,41 \cdot 72 \cdot ((-19) - 0) \cdot 10^{-3} = -0,56 \text{ кВт}$$

3) Зовнішня стіна (східна)

Так як стіна контактує з автомобільною платформою, різницю температур приймаємо  $0,6(t_3 - t_B)$ . [1]

$$Q_{1T} = 0,4 \cdot 72 \cdot 0,6 \cdot ((-19) - 0) \cdot 10^{-3} = -0,328 \text{ кВт}$$

4) Внутрішня перегородка (південна)

Так як стіна контактує з іншою камерою зберігання з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

5) Підлога (неізолювана)

Приймаємо що підлога камер знаходиться в I, II, III, IV тому теплопередачу приймають сумуванням теплопритоків через умовні зони. Умовний коефіцієнт теплопередачі для підлоги без теплоізоляції для I, II, III, IV зон  $k_{ум}$  дорівнює відповідно 0,47; 0,23; 0,13; 0,07  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$ . [1]

$$\begin{aligned} Q_{1T} &= (k_{ум1} \cdot F1 + k_{ум2} \cdot F2 + k_{ум3} \cdot F2 + k_{ум4} \cdot F4) \cdot (t_3 - t_B) \cdot 10^{-3} \\ &= (0,47 \cdot 24 + 0,23 \cdot 24 + 0,13 \cdot 24 + 0,07 \cdot 72) \cdot ((-19) - 0) \cdot 10^{-3} \\ &= -0,474 \text{ кВт} \end{aligned}$$

4) Покриття

$$Q_{1T} = 0,332 \cdot 144 \cdot ((-19) - 0) \cdot 10^{-3} = -0,9 \text{ кВт}$$

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ				

б) Теплонадходження за рахунок сонячної радіації

а) сонячна радіація через покриття.

$$Q_{1c} = 0,332 \cdot 144 \cdot 14,9 \cdot 10^{-3} = 0,712 \text{ кВт}$$

б) сонячна радіація через зовнішні стіни.

$$Q_{1c} = 0,41 \cdot 72 \cdot 0 \cdot 10^{-3} = 0 \text{ кВт}$$

#### 4.2.2. Теплонадходження від вантажів при холодильній обробці.

Так як в зимній період фрукти не надходять в холодильник, а лише там зберігаються, тому  $Q_2$  не враховується. Враховуємо тільки теплонадходження при диханні фруктів  $Q_5$ .

Теплонадходження від фруктів при диханні в зимовий період:[1]

$$Q_5 = V_k \cdot q_3 \cdot 10^{-3} \text{ кВт}$$

$V_k$  - місткість камери,  $q_3$  - тепловиділення плодів при температурі зберігання.

а) Теплонадходження в камерах зберігання яблук.

Тепловиділення плодів при температурі зберігання  $q_3 = 10$  кДж/кг.  
(дод.8)[1].

$$Q_5 = 300 \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 3 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження в камерах зберігання груш.

Тепловиділення плодів при температурі зберігання  $q_3 = 10$  кДж/кг.  
(дод.8)[1].

$$Q_5 = 200 \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 2 \text{ кВт}$$

					00 КР 142.008.025.2022 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

в) Теплонадходження в камерах зберігання апельсинів.

Тепловиділення плодів при температурі зберігання  $q_3 = 9$  кДж/кг.  
(дод.8)[1].

$$Q_5 = 200 \cdot 9 \cdot 10^{-3} = 1,8 \text{ кВт}$$

г) Теплонадходження в камерах зберігання винограду.

Тепловиділення плодів при температурі зберігання  $q_3 = 9$  кДж/кг.  
(дод.8)[1].

$$Q_5 = 100 \cdot 9 \cdot 10^{-3} = 0,9 \text{ кВт}$$

#### 4.2.3. Теплонадходження при вентиляції приміщень.

Під час зберігання фруктів потрібно враховувати теплонадходження від навколишнього повітря під час вентиляції приміщень:[1]

$$Q_3 = M_{\text{пов}}(h_3 - h_в), \text{ кВт}$$

$M_{\text{пов}}$  - масова витрата повітря для вентиляції, кг/с;  $h_3$  і  $h_в$  - питомі ентальпії зовнішнього повітря і внутрішнього, кДж/кг.

$$M_{\text{пов}} = \frac{V_k \cdot a \cdot \rho_в}{24 \cdot 3600}$$

$V_k$  - об'єм приміщення,  $\text{м}^3$ ;  $a$  - кратність повітрообміну (для фруктосховищ прийнято 3 об'єма за добу);  $\rho_в$  - густина повітря при температурі і відносній вологості в камері,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

1) Камера зберігання яблук

а) камера об'ємом  $432 \text{ м}^3$

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ				

$$M_{\text{пов}} = \frac{432 \cdot 3 \cdot 1,29}{24 \cdot 3600} = 0,019 \text{ кг/с}$$

$$Q_3 = 0,019(-17 - 9) = -0,494 \text{ кВт}$$

б) камера об'ємом 864 м<sup>3</sup>

$$M_{\text{пов}} = \frac{864 \cdot 3 \cdot 1,29}{24 \cdot 3600} = 0,0387 \text{ кг/с}$$

$$Q_3 = 0,0387(-17 - 9) = -1 \text{ кВт}$$

2) Камера зберігання груш

а) камера об'ємом 864 м<sup>3</sup>

$$M_{\text{пов}} = \frac{864 \cdot 3 \cdot 1,29}{24 \cdot 3600} = 0,0387 \text{ кг/с}$$

$$Q_3 = 0,0387(-17 - 9) = -1 \text{ кВт}$$

3) Камера зберігання апельсинів

а) камера об'ємом 864 м<sup>3</sup>

$$M_{\text{пов}} = \frac{864 \cdot 3 \cdot 1,29}{24 \cdot 3600} = 0,0387 \text{ кг/с}$$

$$Q_3 = 0,0387(-17 - 15) = 1,23 \text{ кВт}$$

4) Камера зберігання винограду

а) камера об'ємом 864 м<sup>3</sup>

$$M_{\text{пов}} = \frac{864 \cdot 3 \cdot 1,29}{24 \cdot 3600} = 0,0387 \text{ кг/с}$$

$$Q_3 = 0,0387(-17 - 9) = -1 \text{ кВт}$$

#### 4.2.4. Експлуатаційні теплонадходження.

1) Теплонадходження від освітлення. [1]

$$q_1 = A \cdot F \cdot 10^{-3}$$

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ				

A - теплота яка виділяється під час освітлення, Вт/м<sup>2</sup>, F - площа камери, м<sup>2</sup>.

а) камера зберігання площею 72м<sup>2</sup>

$$q_1 = 2,3 \cdot 72 \cdot 10^{-3} = 0,165 \text{ кВт}$$

б) камера зберігання площею 144м<sup>2</sup>

$$q_1 = 2,3 \cdot 144 \cdot 10^{-3} = 0,331 \text{ кВт}$$

2) Теплонадходження від перебування людей. [1]

$$q_2 = 0,35 \cdot n$$

n - кількість людей; 0.35 кВт - тепловиділення одної людини під час важкої праці.

$$q_2 = 0,35 \cdot 2 = 0,7 \text{ кВт}$$

3) Теплонадходження від працюючих електродвигунів. [1]

$$q_3 = N_e$$

$N_e$  - сумарна потужність електродвигунів, кВт.

а) Камера зберігання і охолодження

$$q_3 = 2 \text{ кВт}$$

Всі значення теплонадходжень заносимо до табл. 4.3.

Таблиця 4.3. Теплонадходження в зимній період року

№ камери	Температури в камері °С	Через конструкції будівлі Q <sub>1</sub> , кВт	При вентиляції Q <sub>3</sub> , кВт	Експлуатаційні Q <sub>4</sub> , кВт	При диханні фрук. Q <sub>5</sub> , кВт	Сумарне Q <sub>Σ</sub> , кВт
1	0	-0,85	-0,494	2,86	3	4,52
3	0	-0,041	-1	3,03	0,9	2,89
4	0	-0,7	-1	3,03	3	4,3
5	4	-1,45	-1,23	3,03	1,8	2,15
6	0	-1,4	-1	3,03	2	2,63

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ				

Отже в зимній період споживання холоду значно зменшилось.

### 4.3. Визначення навантаження на компресор

Навантаження на компресор  $Q_{\text{км}}$  складається із усіх видів теплонадходжень, але в ряді випадків їх можна враховувати не повністю, а частково, в залежності від типу та призначення холодильника.

Для камер 1, 4, 6 :

Температура кипіння  $-5^{\circ}\text{C}$

1) Навантаження на компресор від теплопритоку через огороження приймають:[1]

$$Q_{1\text{км}} = 0,9 \cdot Q_1 - \text{для всіх камер, Вт.}$$

2) Навантаження на компресор від термічної обробки продуктів приймають:[1]

$$Q_{2\text{км}} = Q_2 - \text{для камер зберігання, Вт;}$$

3) Навантаження на компресор від теплопритоків при вентиляції приймають:[1]

$$Q_{3\text{км}} = Q_3 - \text{для камер зберігання, Вт;}$$

4) Навантаження на компресор від експлуатаційних теплопритоків приймають:[1]

$$Q_{4\text{км}} = 0,5 \cdot Q_4 - \text{для всіх камер, Вт.}$$

5) Навантаження на компресор від теплопритоків при диханні фруктів приймають:[1]

$$Q_{5\text{км}} = Q_5 - \text{для камер зберігання, Вт;}$$

Сумарне навантаження на компресори:

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ				



5) Навантаження на компресор від теплопритоків при диханні фруктів приймають:[1]

$$Q_{5\text{км}} = Q_5 - \text{для камер зберігання, Вт};$$

Сумарне навантаження на компресори:

$$\begin{aligned}\Sigma Q_{\text{км1}} &= 0,9 \cdot Q_1 + Q_2 + Q_3 + 0,5 \cdot Q_4 + Q_5 = \\ &= 0,9 \cdot 3,97 + 1,99 + 2,01 + 0,5 \cdot 6,1 + 2 = 9,6 \text{ кВт}\end{aligned}$$

Необхідна холодопродуктивність:

$$Q_{01} = \frac{k \cdot \Sigma Q_{\text{км1}}}{b}, \text{ кВт}$$

де  $k$  – коефіцієнт, що враховує втрати в трубопроводах та апаратах холодильної установки (для безпосереднього охолодження прийнято 1,05);

$\Sigma Q_{\text{км}}$  – сумарне навантаження на компресори;  $b$  - коефіцієнт робочого часу холодильних установок приймаємо 0.8). [1]

$$Q_{01} = \frac{1,05 \cdot 9,6}{0,8} = 12,6 \text{ кВт}$$

Для камери зберігання винограду ( 3 ) :

Температура кипіння -5°C

1) Навантаження на компресор від теплопритоку через огороження приймають:[1]

$$Q_{1\text{км}} = 0,9 \cdot Q_1 - \text{для всіх камер, Вт.}$$

2) Навантаження на компресор від термічної обробки продуктів приймають:[1]

$$Q_{2\text{км}} = Q_2 - \text{для камер зберігання, Вт};$$

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ				

3) Навантаження на компресор від теплопритоків при вентиляції приймають:[1]

$$Q_{3\text{км}} = Q_3 - \text{для камер зберігання, Вт;}$$

4) Навантаження на компресор від експлуатаційних теплопритоків приймають:[1]

$$Q_{4\text{км}} = 0,5 \cdot Q_4 - \text{для всіх камер, Вт.}$$

5) Навантаження на компресор від теплопритоків при диханні фруктів приймають:[1]

$$Q_{5\text{км}} = Q_5 - \text{для камер зберігання, Вт;}$$

Сумарне навантаження на компресори:

$$\begin{aligned} \Sigma Q_{\text{км2}} &= 0,9 \cdot Q_1 + Q_2 + Q_3 + 0,5 \cdot Q_4 + Q_5 = \\ &= 0,9 \cdot 3,55 + 1,88 + 2,24 + 0,5 \cdot 6,1 + 1,1 = 8,7 \text{ кВт} \end{aligned}$$

Необхідна холодопродуктивність:

$$Q_{02} = \frac{k \cdot \Sigma Q_{\text{км2}}}{b}, \text{ кВт}$$

де  $k$  – коефіцієнт, що враховує втрати в трубопроводах та апаратах холодильної установки (для безпосереднього охолодження прийнято 1,05);

$\Sigma Q_{\text{км}}$  – сумарне навантаження на компресори;  $b$  - коефіцієнт робочого часу холодильних установок приймаємо 0.8) [1].

$$Q_{02} = \frac{1,05 \cdot 8,7}{0,8} = 11,4 \text{ кВт}$$

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ				

## 5. Вибір системи охолодження, типу холодильної установки та розрахунок і підбір компресорів.

### 5.1.1 Вибір системи охолодження, типу холодильної установки.

Після розрахунку теплового навантаження на компресор та камерне обладнання виникає якій системі віддати перевагу фреоновій або аміачній . Щоб зрозуміти різницю в цих системах розглянемо деякі критерії та особливості притаманні тій чи іншій системі .

Зазвичай промисловий холод це « аміачний » холод , а холодопостачання торгового обладнання , систем кондиціонування , холод для транспортних установок або для автономних агрегатів малих виробництв це « фреоновий » холод. І це було обумовлено рядом причин :

- номенклатурою випускається компресорного обладнання та його конструктивними особливостями ;
- номенклатурою випускається теплообмінного обладнання;
- низькою вартість сталі в порівнянні з міддю або сплавами при використанні їх як конструкційних матеріалів;
- незначною вартістю аміаку в порівнянні з вартістю фреонів ;
- різницею в питомій холодопродуктивності аміаку і фреону.

При виробництві 1кВт холоду фреоновий холодильне обладнання витрачає на 30 % більше електроенергії ніж аміачне , проте для роботи аміачного холодильного обладнання необхідно допоміжне холодильне обладнання, без якого неможливо здійснення аміачного холодильного циклу. А воно в свою чергу потребує значного споживання електричної потужності.

До обов'язкового допоміжному устаткуванню аміачних холодильних установок слід віднести наступне енергоспоживаюче обладнання:

- випарні конденсатори з електродвигунами вентиляторів;

					<i>00 КР 142.008.025.2022 ПЗ</i>			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	<i>Проект фруктосховища місткістю 800 тон у м. Рівне</i>	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Розроб.</i>		<i>Григор'єв В.О.</i>						
<i>Перевір.</i>		<i>Грищенко Р.В.</i>						
<i>Реценз.</i>								
<i>Н. Контр.</i>								
<i>Затверд.</i>		<i>Петренко В.П.</i>						
						<i>НУХТ ННІТІ ТЕХТ</i>		

- електродвигуни циркуляційних насосів системи оборотного водопостачання;
- при використанні градирні електродвигуни вентиляторів;
- при використанні насосно - циркуляційних систем електродвигуни аміачних насосів;
- електродвигуни обов'язковою і постійно працюючої ситеми вентиляції.

Що стосується початкових інвестиційних витрат , то до вартості аміачного холодильного обладнання необхідно додати і вартість:

- будівництва приміщення аміачної компресорної(категорія А - вибухонебезпечні ) ;
- будівництво або наявність соціальних приміщень для постійного експлуатаційного персоналу;
- будівництва або наявності приміщення венткамери для аміачної компресорної ;
- будівництво майданчика для випарних конденсаторів або будівництво і додаткова вартість градирні ;
- спорудження зовнішніх мереж оборотного водопостачання;
- витрат пов'язаних з оснащенням аміачної компресорної автоматичною системою газоаналізації , сигналізації та сплінкерне системи придушення парів аміаку ;
- витрати по фонду заробітної плати ( ФЗП ) постійного експлуатаційного персоналу.

Для фреонового холодильного обладнання зазначені вище додаткові інвестиційні витрати не потрібні за винятком будівництва приміщення фреонової компресорної або відкритої прибудованої майданчика для розміщення холодильного обладнання.

Поряд з вищевикладеним необхідно також пам'ятати , що вирішивши застосувати аміачне холодильне обладнання потрібно виконувати і такі експлуатаційні вимоги :

					00 КР 142.008.025.2022 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- забезпечити наявність спеціально навченого , атестованого і медично - опосвідченого експлуатаційного персоналу . Мінімум 8 людей при цілодобовій роботі холодильного обладнання;

- підконтрольність інспекції промнагляду при ємності холодильної системи понад 1т.амміака ;

- постійне ведення і наявність технічної та експлуатаційної документації (плани , інструкції , журнали);

- періодична повірка манометрів , запобіжних клапанів , засобів захисту та автоматики ;

- періодичне опосвідчення посудин , що працюють під тиском , компресорів і теплообмінного устаткування. Недотримання навіть одного з зазначених експлуатаційних вимог веде до заборони з експлуатації аміачного холодильного обладнання.

По відношенню до екологічного фактору застосування аміачного або фреонового холодильного обладнання не однозначне і суперечливе. Якщо розглядати фактор вартості холодильного агента для фреонових і аміачних холодильних установок то вартість у них дійсно різна. Але більш важливим слід вважати фактор кваліфікованого монтажу холодильного обладнання та всієї холодильної системи в цілому , її герметичність , безпеку і надійність незалежно від того це фреонова або аміачна холодильна установка .

Для фреонового холодильного обладнання властиво наступне:

- розосереджені системи холодозабезпечення ;
- екологічна безпека;
- простота експлуатації і автоматизації;
- відсутність постійного експлуатаційного персоналу;
- початкові інвестиції менше ніж у аміачного холодильного обладнання та

ін.

Для аміачного холодильного обладнання властиво наступне:

					00 КР 142.008.025.2022 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- значна сумарна і одинична холодозабезпечення , коли економія електроенергії стає явною і порівнянна з початковими витратами або інвестиціями ;

- більш часте застосування систем з проміжними холодоносіями , що дозволяють істотно зменшити амміакоємність системи , але відповідно збільшують складність експлуатації всього обладнання;

- потенційна екологічна небезпека при значній кількості аміаку в холодильній системі та ін.

Виходячи з вищевикладеного у даному дипломному проекті приймаємо, що забезпечення холодом фруктосховища в місті Рівне буде здійснюватись двома незалежними фреоновими системами з безпосереднім охолодженням. Приймаю, що охолодження камер яблук (1,4) та груш(6) здійснюється за допомогою однієї централі, а охолодження камер винограду (3) та камери апельсинів(5) – іншою.

Охолодження в обох системах здійснюється за допомогою повітроохолодників, які розміщені в камерах. Використовуємо холодильний агент-R404a.

					<i>00 КР 142.008.025.2022 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 5.2. Розрахунок і підбір компресорів.

### 5.2.1. Для камер зберігання яблук (1,4) та груш( 6).

Температура кипіння холодильного агенту:

1. Для камер зберігання охолоджених продуктів (охолодження здійснюється холодоносієм R404a через повітроохолодники):

$$t_0 = t_B - (4..5)$$

$t_B$  – температура в камері [1].

$$t_0 = t_B - 5 = 0 - 5 = -5^\circ\text{C}$$

Температура конденсації холодильного агенту:

Холодильна установка працює на фреоні R404a відповідно прийнято повітряні конденсатори, відповідно для м. Рівне з зовнішньою температурою  $t_3 = 29^\circ\text{C}$  і відносною вологістю 58% розраховуємо температуру конденсації.

$$t_K = t_3 + 16 = 29 + 16 = 45^\circ\text{C}$$

Побудова точки 5 (точка 5 характеризує кінець кипіння холодильного агенту):

$$t_5 = t_0 + 5 = -5 + 5 = 0^\circ\text{C}$$

Побудова точки 1 (точка 1 характеризує початок всмоктування в КМ):

$$t_{BC} = t_5 + 15 = 0 + 15 = 15^\circ\text{C}$$

Розрахункову схему машини зображено на рисунку (рис.5.1).

Будуємо цикл в lgP-h діаграмі для R404a (рис 5.2.). Значення параметрів холодильного агента в основних точках циклу заносимо у табл.5.1.

					<i>00 КР 142.008.025.2022 ПЗ</i>		
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розроб.</i>		<i>Григор'єв В.О.</i>			<i>Проект фруктосховища місткістю 800 тон у м. Рівне</i>		
<i>Перевір.</i>		<i>Грищенко Р.В.</i>					
<i>Реценз.</i>							
<i>Н. Контр.</i>							
<i>Затверд.</i>		<i>Петренко В.П.</i>					
					<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
					<i>НУХТ ННІТІ ТЕХТ</i>		

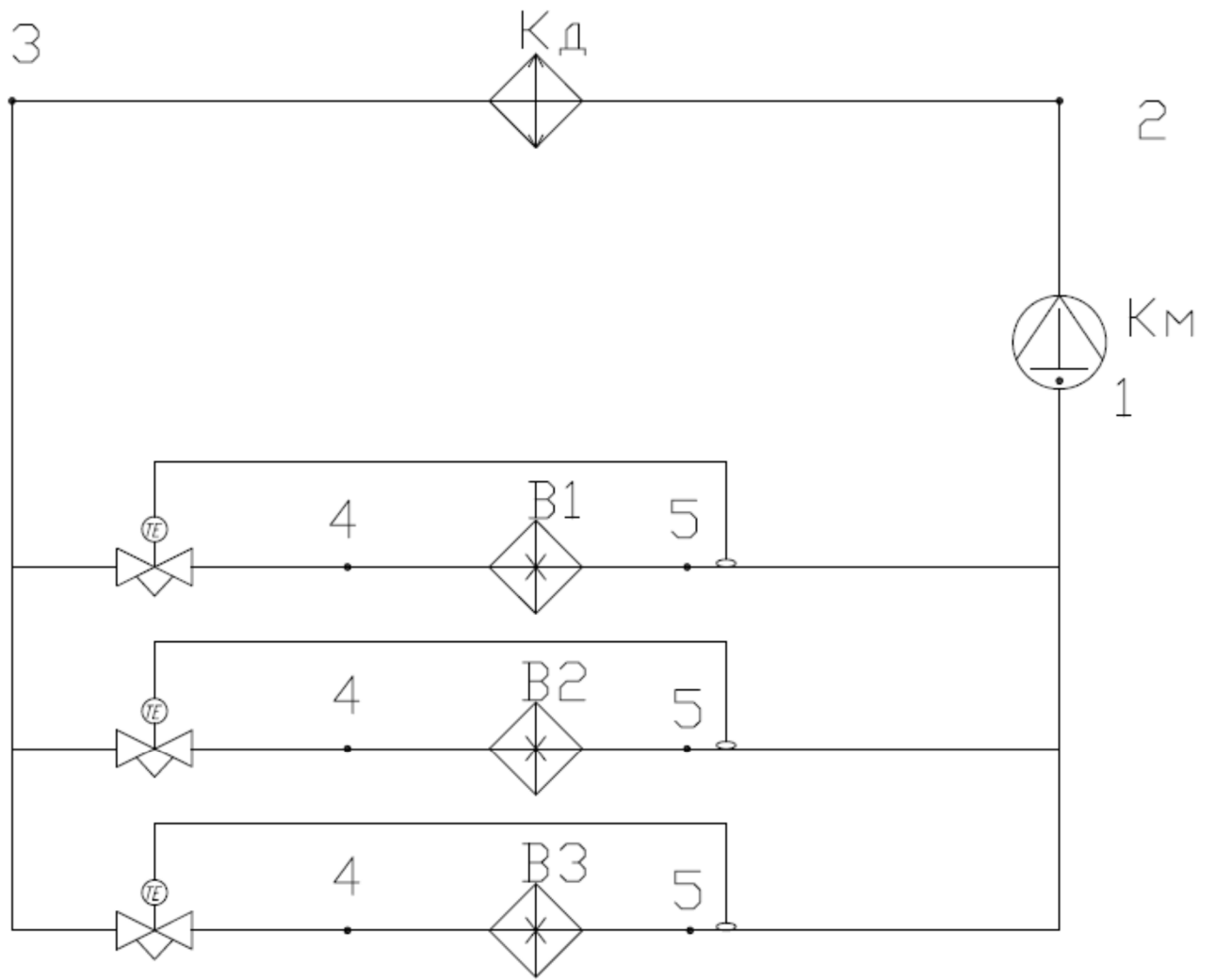


Рис.5.1. Схема холодильної установки

					00 КР 142.008.025.2022 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

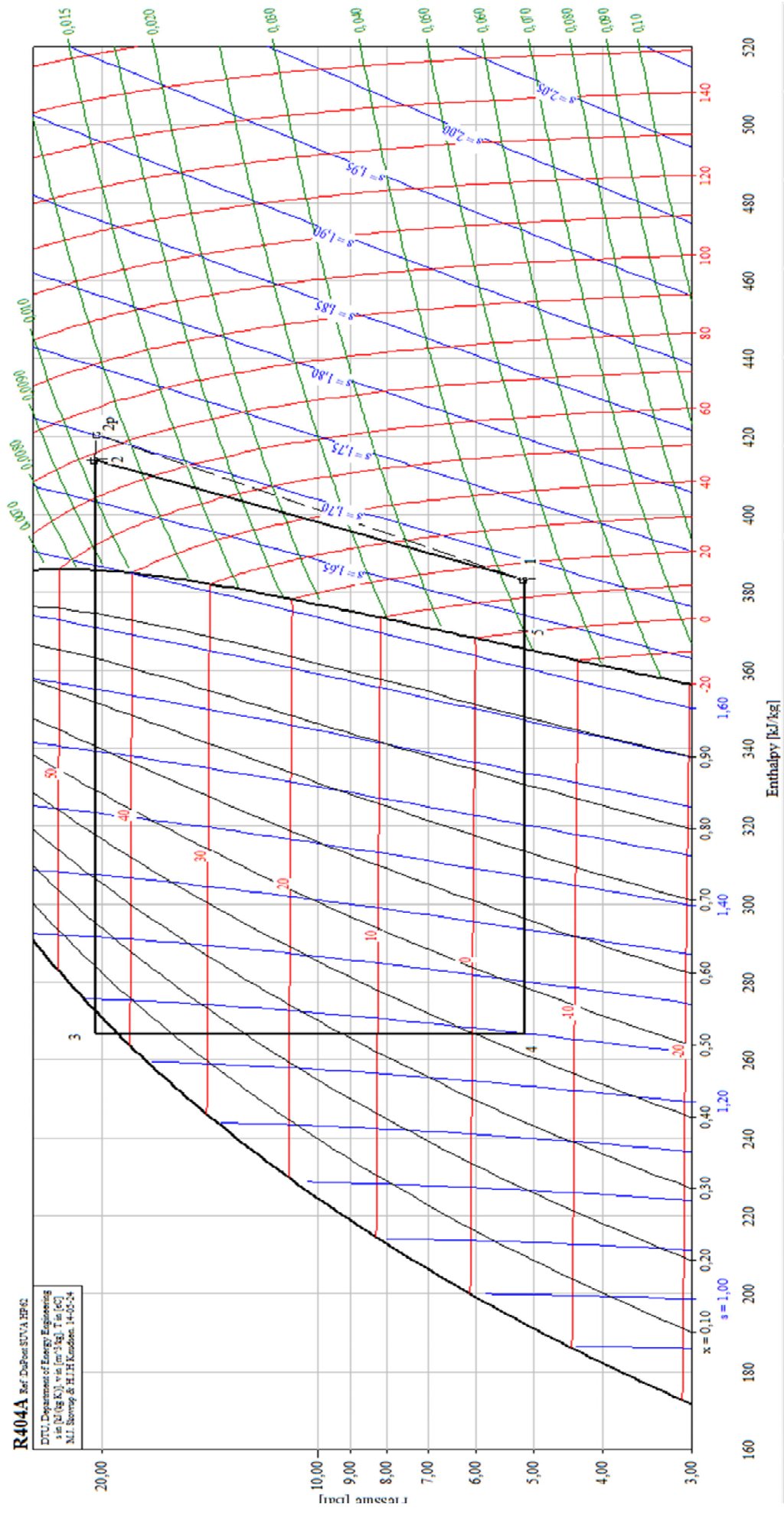


Рис. 5.2. Цикл холодильної установки

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

00 КР 142.008.025.2022 ПЗ

Таблиця 5.1. Точки циклу

Точки	Температура t, °C	Тиск P, Бар	Ентальпія h, кДж/кг	Питомий об'єм v, м <sup>3</sup> /кг
1	15	5,1	383	0,043
2	68	21	415	-
2p	68	21	421	-
3	42	21	266	-
4	-5	5,1	266	-
5	0	5,1	370	0,04

### 5.3. Підбір компресорів

1) Питома масова холодопродуктивність  $q_0$  випарника:

$$q_0 = (h_5 - h_4) = (370 - 266) = 104 \text{ кДж/кг}$$

2) Питома теоретична робота стиснення в компресорі  $w$  :

$$w = (h_2 - h_1) = (415 - 383) = 32 \text{ кДж/кг}$$

3) Масова витрата холодоагента  $M_{\text{км}}$  :

$$M_{\text{км}} = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{59,9}{104} = 0,576 \text{ кг/с}$$

4) Об'ємна подача компресора:

$$V_d = (M_{\text{км}}) \cdot v_1 = (0,576) \cdot 0,043 = 0,0247 \text{ м}^3/\text{с}$$

5) Коефіцієнт подачі визначають за формулою:

$$\lambda = \lambda_i \lambda'_{\omega},$$

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ				

де  $\lambda_i$  – індикаторний об’ємний коефіцієнт подачі компресора;  $\lambda'_\omega$  – коефіцієнт нагрівання.

а) Індикаторний об’ємний коефіцієнт подачі поршневого компресора визначають за формулою:

$$\lambda_i = \lambda_c \lambda_{dp} = \frac{p_0 - \Delta p_{ec}}{p_0} - c \left[ \left( \frac{p_k + \Delta p_n}{p_0} \right)^{1/n} - \frac{p_0 - \Delta p_{ec}}{p_0} \right] =$$

$$= \left[ \frac{5,1 - 0,153}{5,1} - 0,02 \left[ \left( \frac{21 + 0,63}{21} \right)^{1/1,15} - \frac{5,1 - 0,153}{5,1} \right] \right] = 0,97$$

де  $\lambda_c$  – об’ємний коефіцієнт, що враховує наявність мертвого простору в циліндрах компресора;  $\lambda_{dp}$  – коефіцієнт дроселювання, що враховує гідравлічні втрати в клапанах;  $p_0$  – тиск кипіння холодильного агента у випарнику, Па;  $p_k$  – тиск конденсації холодильного агента у конденсаторі, Па;  $\Delta p_{ec} = 0,153$  – депресія на всмоктуванні;  $\Delta p_n = 0,63$  – депресія на нагнітанні;  $c = 0,02$  – відносний мертвий простір;  $n = 1,15$  – показник політропи розширення.

б) Коефіцієнт, що враховує втрати від нагрівання та нещільностей:

$$\lambda'_\omega = \frac{T_0}{T_k} = \frac{273 - 5}{273 + 45} = 0,843$$

Коефіцієнт подачі визначають за формулою:

$$\lambda = \lambda_i \lambda'_\omega = 0,97 \cdot 0,843 = 0,818$$

б) Теоретичну подачу компресора, м<sup>3</sup>/с, визначають за формулою:

$$V_m = \frac{V_d}{\lambda} = \frac{0,0247}{0,818} = 0,03 \text{ м}^3/\text{с} = 108 \text{ м}^3/\text{Год}$$

										Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ					

За теоретичною об'ємною подачею з каталогу підбірано 2 компресора Frascold S 15 56 Y (табл. 5.2.) об'ємною подачею  $56 \text{ м}^3/\text{год} = 0,0155 \text{ м}^3/\text{с}$ .

Таблиця.5.2. Характеристика компресора Frascold S 15 56 Y

Подача, м <sup>3</sup> /год	56
Довжина, мм	550
Ширина, мм	405
Висота, мм	390
Діаметр всмоктувального патрубку, мм	42
Діаметр нагнітального патрубку, мм	28,6
Потужність двигунів, Вт	15
Кількість мастила, дМ <sup>3</sup>	3,3
Маса, кг	130

Дійсна масова витрата в ХА через КМ становить:

$$M_{\text{КМ}} = \frac{\lambda \cdot V_{\text{КМ}}}{v_1 \cdot 3600} = \frac{0,818 \cdot 112}{0,043 \cdot 3600} = 0,592 \text{ кг/с}$$

Дійсна холодопродуктивність компресора :

$$Q_o = M_{\text{КМ}} \cdot q_o = 0,592 \cdot 104 = 61,57 \text{ кВт}$$

Адіабатична теоретична потужність стиснення :

$$N_{\text{Т}} = M_{\text{КМ}} \cdot w = 0,592 \cdot 32 = 18,944 \text{ кВт}$$

Дійсна індикаторна потужність:

$$N_i = \frac{N_{\text{Т}}}{\eta_i} = \frac{18,944}{0,83} = 20,36 \text{ кВт}$$

$$\eta_i = \lambda'_o + b \cdot t_o = 0,843 + 0,0025 \cdot (-5) = 0,83$$

$b=0,0025$  - дослідний коефіцієнт

Ентальпія кінця стискання в КМ:

$$h_{2p} = \frac{h_2 - h_1}{\eta_i} + h_1 = \frac{415 - 383}{0,83} + 383 = 421 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ				

Потужність на валу: для перепаду тисків  $P_H/P_{bc} = 4$ ,  $\eta_{мех}$  приймаємо 0,9 [1].

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_{мех}} = \frac{22,82}{0,9} = 25,36 \text{ кВт}$$

Електрична потужність: для середніх компресорів  $\eta_{ел}$  приймаємо 0,9. [1]

$$N_{ел} = \frac{N_e}{\eta_{ел}} = \frac{25,36}{0,9} = 28,18 \text{ кВт}$$

Для одного Км потрібна потужність становить:

$$N_{елект} = \frac{N_{ел}}{2} = \frac{28,18}{2} = 14,09 \text{ кВт}$$

За каталогом Fras<sup>®</sup>old потужність КМ S1556Y становить 15 кВт. Отже, КМ підбрано вірно.

$$Q_k = Q_o + N_i = 61,57 + 20,36 = 81,93 \text{ кВт}$$

					00 КР 142.008.025.2022 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### 5.2.2. Для камер зберігання винограду ( 3 ) та апельсин ( 5 ).

#### Температура кипіння холодильного агенту:

1. Для камер зберігання винограду (охолодження здійснюється холодоносієм R404a через повітроохолодники):

$$t_0 = t_B - (4..5)$$

$t_B$  – температура в камері . [1]

$$t_0 = t_B - 5 = 0 - 5 = -5^{\circ}\text{C}$$

2. Для камер зберігання апельсинів (охолодження здійснюється холодоносієм R404a через повітроохолодники):

$$t_0 = t_B - (4..5)$$

$t_B$  – температура в камері . [1]

$$t_0 = t_B - 5 = 4 - 5 = -1^{\circ}\text{C}$$

Побудова точки 8 (точка 8 характеризує кінець кипіння холодильного агенту в камері винограду):

$$t_8 = t_0 + 5 = -5 + 5 = 0^{\circ}\text{C}$$

Побудова точки 6 (точка 6 характеризує кінець кипіння холодильного агенту в камері апельсинів):

$$t_6 = t_0 + 5 = -1 + 5 = 4^{\circ}\text{C}$$

Побудова точки 1 (точка 1 характеризує початок всмоктування в КМ ):

$$t_{BC} = t_9 + 15 = 0 + 15 = 15^{\circ}\text{C}$$

#### Температура конденсації холодильного агенту:

Холодильна установка працює на фреоні R404a , відповідно прийнято повітряні конденсатори, відповідно для м. Рівне з зовнішньою температурою  $t_3 = 29^{\circ}\text{C}$  і відносною вологістю 58% розраховуємо температуру конденсації.

$$t_K = t_3 + 16 = 29 + 16 = 45^{\circ}\text{C}$$

										Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

00 КР 142.008.025.2022 ПЗ

Розрахункову схему машини зображено на рисунку (рис.5.1).

Будуємо цикл в lgP-h діаграмі для R404a (рис 5.2.). Значення параметрів холодильного агента в основних точках циклу заносимо у табл.5.1.

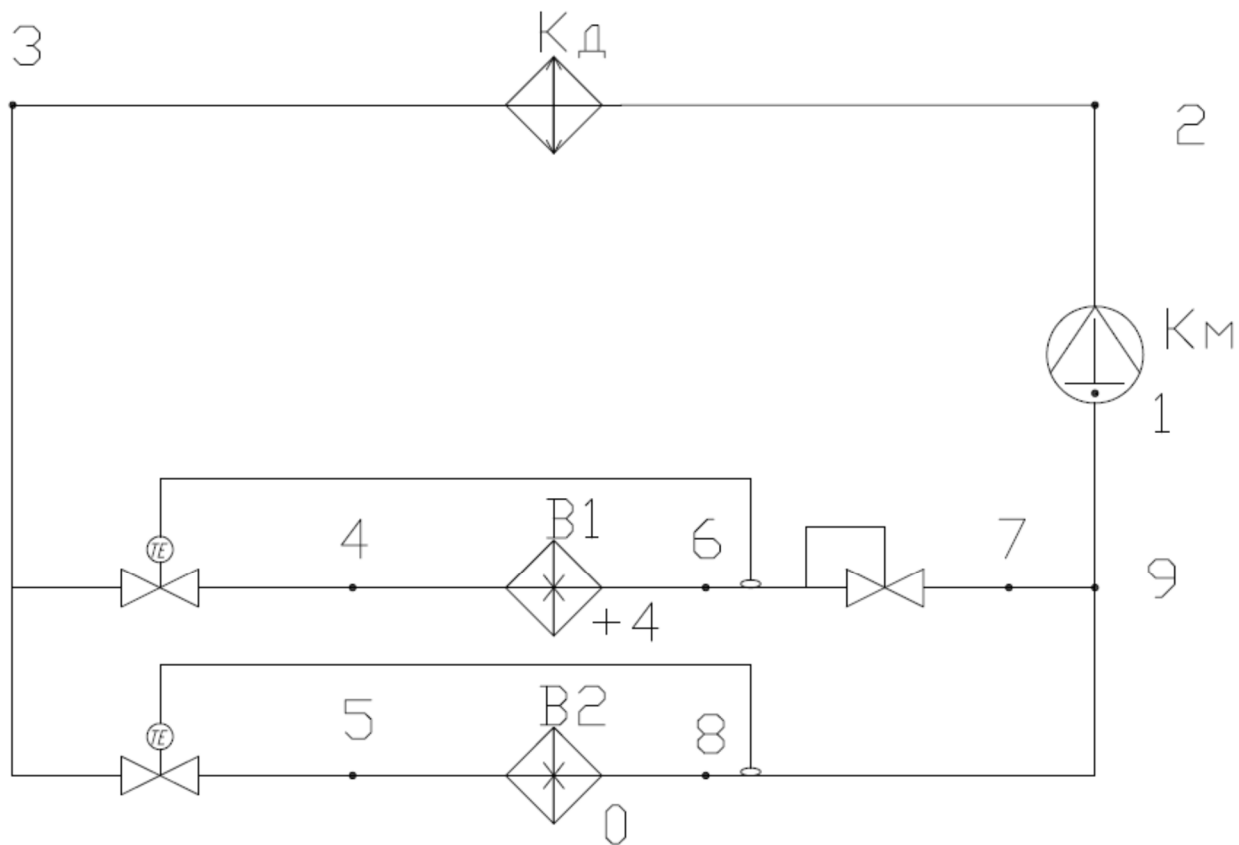


Рис.5.1. Схема холодильної установки

					00 КР 142.008.025.2022 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

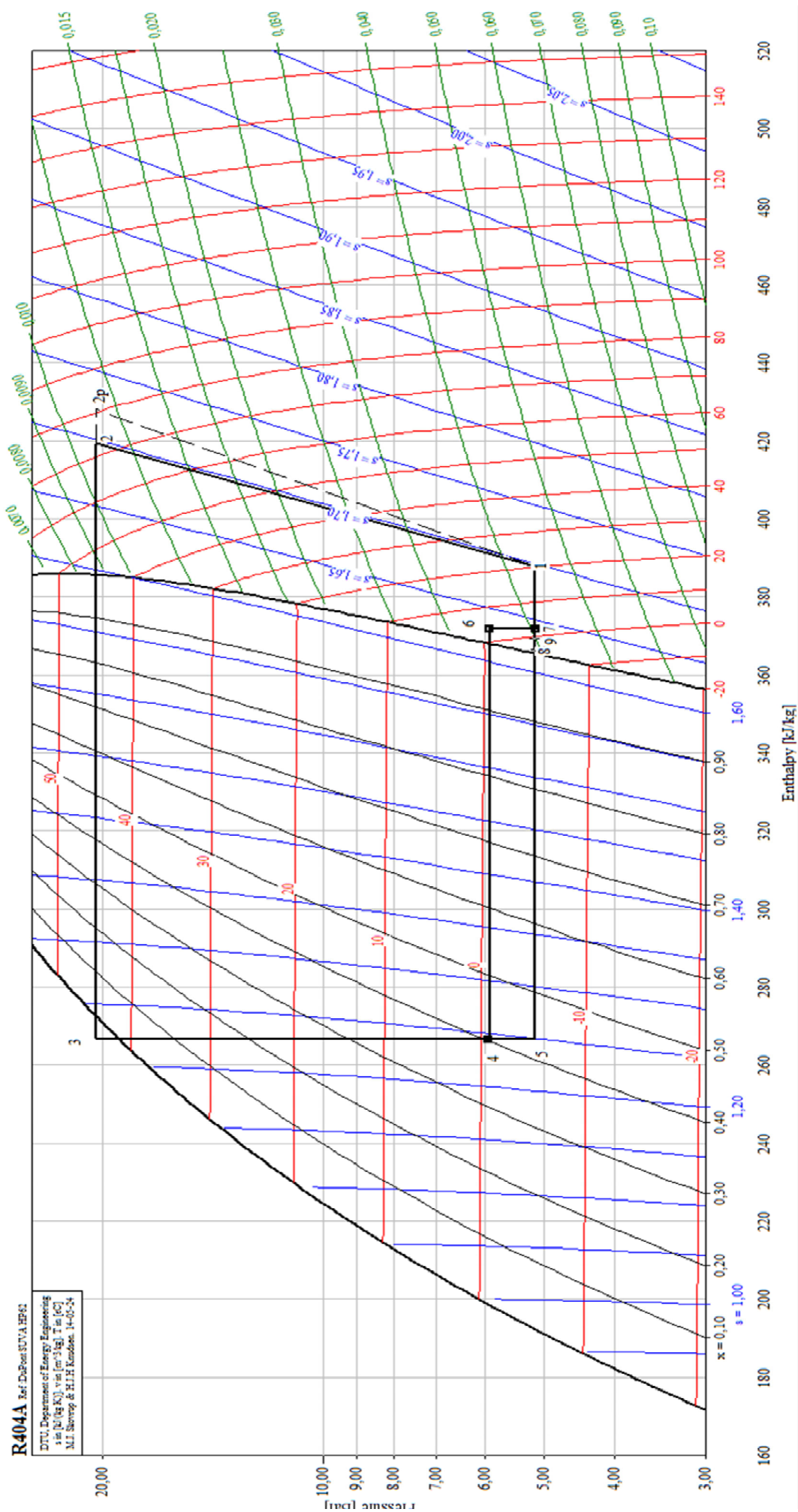


Рис. 5.2. Цикл холодильної установки

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

00 КР 142.008.025.2022 ПЗ

Таблиця 5.1. Точки циклу

Точки	Температура $t, ^\circ\text{C}$	Тиск $P, \text{Бар}$	Ентальпія $h, \text{кДж/кг}$	Питомий об'єм $v, \text{м}^3/\text{кг}$
1	-5	5,1	390	0,045
2	75	21	421	-
2р	68	21	427	-
3	42	21	266	-
4	-1	5,8	266	-
5	-5	5,1	266	-
6	4	5,8	376	-
7	4	5,1	376	-
8	0	5,1	371	-
9	3	5,1	373	-

### 5.3. Підбір компресорів

1) Питома масова холодопродуктивність  $q_{01}$  для камери

а) зберігання апельсинів:

$$q_{01} = (h_6 - h_4) = (376 - 266) = 110 \text{ кДж/кг}$$

б) зберігання винограду:

$$q_{02} = (h_8 - h_5) = (371 - 266) = 105 \text{ кДж/кг}$$

2) Питома теоретична робота стиснення в компресорі  $w$  :

$$w = (h_2 - h_1) = (421 - 390) = 31 \text{ кДж/кг}$$

3) Масова витрата холодоагента :

а) камери апельсинів  $M_{\text{км1}}$  :

$$M_{\text{км1}} = \frac{Q_{01}}{q_{01}} = \frac{12,6}{110} = 0,12 \text{ кг/с}$$

										Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ					

б) камери винограду  $M_{\text{KM2}}$  :

$$M_{\text{KM2}} = \frac{Q_{o2}}{q_{o2}} = \frac{11,4}{105} = 0,104 \text{ кг/с}$$

4) Складаємо тепловий баланс :

$$M_{\text{KM1}} \cdot h_7 + M_{\text{KM2}} \cdot h_8 = (M_{\text{KM1}} + M_{\text{KM2}}) \cdot h_9$$

$$h_9 = \frac{M_{\text{KM1}} \cdot h_7 + M_{\text{KM2}} \cdot h_8}{(M_{\text{KM1}} + M_{\text{KM2}})} = \frac{0,12 \cdot 376 + 0,104 \cdot 371}{0,12 + 0,104} = 373 \text{ кДж/кг}$$

5) Об'ємна подача компресора:

$$V_d = (M_{\text{KM1}} + M_{\text{KM2}}) \cdot v_1 = (0,12 + 0,104) \cdot 0,045 = 0,01 \text{ м}^3/\text{с}$$

б) Коефіцієнт подачі визначають за формулою:

$$\lambda = \lambda_i \lambda'_\omega,$$

де  $\lambda_i$  – індикаторний об'ємний коефіцієнт подачі компресора;  $\lambda'_\omega$  – коефіцієнт нагрівання.

а) Індикаторний об'ємний коефіцієнт подачі поршневого компресора визначають за формулою:

$$\lambda_i = \lambda_c \lambda_{op} = \frac{p_0 - \Delta p_{ec}}{p_0} - c \left[ \left( \frac{p_k + \Delta p_n}{p_0} \right)^{1/n} - \frac{p_0 - \Delta p_{ec}}{p_0} \right] =$$
$$= \left[ \frac{5,1 - 0,153}{5,1} - 0,02 \left[ \left( \frac{21 + 0,63}{21} \right)^{1/1,15} - \frac{5,1 - 0,153}{5,1} \right] \right] = 0,97$$

де  $\lambda_c$  – об'ємний коефіцієнт, що враховує наявність мертвого простору в циліндрах компресора;  $\lambda_{op}$  – коефіцієнт дроселювання, що враховує гідравлічні втрати в клапанах;  $p_0$  – тиск кипіння холодильного агента у випарнику, Па;  $p_k$  – тиск конденсації холодильного агента у конденсаторі, Па;  $\Delta p_{ec} = 0,153$  - депресія на всмоктуванні;  $\Delta p_n = 0,63$  - депресія на нагнітанні;  $c = 0,02$  – відносний мертвий простір;  $n = 1,15$  – показник політропи розширення.

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

00 КР 142.008.025.2022 ПЗ

б) Коефіцієнт, що враховує втрати від нагрівання та нещільностей:

$$\lambda'_\omega = \frac{T_0}{T_\kappa} = \frac{273-5}{273+45} = 0,843$$

Коефіцієнт подачі визначають за формулою:

$$\lambda = \lambda_i \lambda'_\omega = 0,97 \cdot 0,843 = 0,818$$

б) Теоретичну подачу компресора, м<sup>3</sup>/с, визначають за формулою:

$$V_m = \frac{V_\delta}{\lambda} = \frac{0,01}{0,818} = 0,01167 \text{ м}^3/\text{с} = 42 \text{ м}^3/\text{год}$$

За теоретичною об'ємною подачею з каталогу підбрано 2 компресора Frascold Q 4 21.1 Y (табл. 5.2.) об'ємною подачею 21.1 м<sup>3</sup>/год.

Таблиця.5.2. Характеристика компресорного агрегата на базі компресорів Frascold Q 4 21.1 Y

Подача, м <sup>3</sup> /год	21.1
Довжина, мм	449
Ширина, мм	315
Висота, мм	325
Діаметр всмоктувального патрубку, мм	28.6
Діаметр нагнітального патрубку, мм	19
Потужність двигуна, кВт	3
Кількість мастила, дМ <sup>3</sup>	1,8
Маса, кг	79

Дійсна масова витрата в ХА через КМ становить:

$$M_{\text{км}} = \frac{\lambda \cdot V_{\text{км}}}{v_1 \cdot 3600} = \frac{0,818 \cdot 42,2}{0,045 \cdot 3600} = 0,213 \text{ кг/с}$$

Дійсна холодопродуктивність компресора :

$$Q_o = M_{\text{км}} \cdot q_o = 0,213 \cdot 115 = 22,8 \text{ кВт}$$

Адіабатична теоретична потужність стиснення :

					00 КР 142.008.025.2022 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$N_T = M_{\text{км}} \cdot w = 0.213 \cdot 31 = 6.6 \text{ кВт}$$

Дійсна індикаторна потужність:

$$N_i = \frac{N_T}{\eta_i} = \frac{6.6}{0.83} = 7.95 \text{ кВт}$$

$$\eta_i = \lambda'_o + b \cdot t_o = 0.843 + 0.0025 \cdot (-5) = 0.83$$

$b=0,0025$  - дослідний коефіцієнт

Ентальпія кінця стискання в КМ:

$$h_{2p} = \frac{h_2 - h_1}{\eta_i} + h_1 = \frac{421 - 390}{0,83} + 390 = 427 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Потужність на валу: для перепаду тисків  $P_H/P_{\text{вс}} = 4$ ,  $\eta_{\text{мех}}$  приймаємо 0,9. [1]

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{7.95}{0,9} = 8.8 \text{ кВт}$$

Електрична потужність: для середніх компресорів  $\eta_{\text{ел}}$  приймаємо 0,9. [1]

$$N_{\text{ел}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{ел}}} = \frac{8.8}{0,9} = 9.8 \text{ кВт}$$

Для одного Км потрібна потужність становить:

$$N_{\text{елект}} = \frac{N_{\text{ел}}}{2} = \frac{9,8}{2} = 4,9 \text{ кВт}$$

За каталогом Frascobld потужність КМ Q 4 21.1 Y становить 5,5 кВт. Отже, КМ підбрано вірно.

$$Q_k = Q_o + N_i = 22.8 + 7.95 = 30.75 \text{ кВт}$$

					00 КР 142.008.025.2022 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 6. Вибір теплообмінного обладнання.

### 6.1. Розрахунок конденсатора

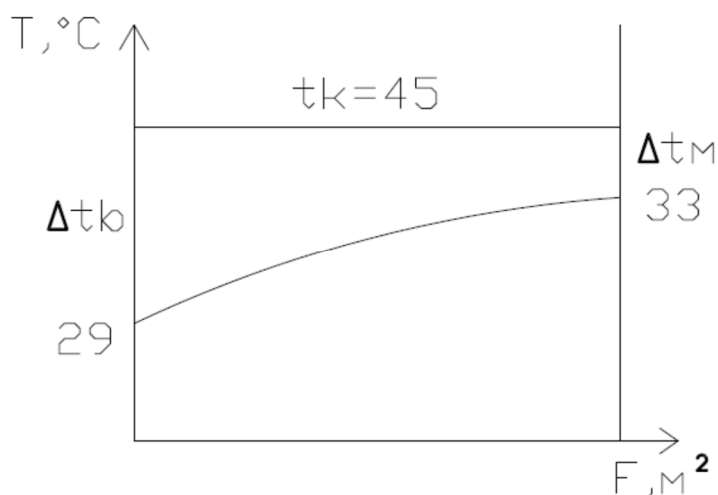
#### 6.1.1 Для камер зберігання яблук (1,4) та груш( 6 ).

Необхідну площу теплообмінної поверхні випарника:

$$F = \frac{Q}{k\theta}, \text{ м}^2$$

$k$  - коефіцієнт теплопередачі для повітряних конденсаторів прийнято  $20 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  [1].

Нагрівання охолодного середовища в конденсаторі приймаємо  $4^\circ\text{C}$



Визначаємо температурний напір:

$$\theta = \frac{\Delta t_b + \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_b}{\Delta t_m}} = \frac{16 + 12}{\ln \frac{16}{12}} = 13.9^\circ\text{C}$$

$$F = \frac{81.93 \cdot 1000}{20 \cdot 13.9} = 294 \text{ м}^2$$

					<i>00 КР 14.2.008.025.2022 ПЗ</i>			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	<i>Проект фруктосховища місткістю 800 тон у м. Рівне</i>	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Розроб.</i>		<i>Григор'єв В.О.</i>						
<i>Перевір.</i>		<i>Грищенко Р.В.</i>						
<i>Реценз.</i>								
<i>Н. Контр.</i>								
<i>Затверд.</i>		<i>Петренко В.П.</i>			<i>НУХТ ННІТІ ТЕХТ</i>			

За каталогом Guntner прийнято повітряний конденсатор GVV 080.3B/1-ND.E (табл. 6.1.) з площею теплообміну 296 м<sup>2</sup>.

Таблиця 6.1. Характеристики конденсатора GVV 080.3B/1-ND.E

Площа внутрішньої поверхні теплообміну, м <sup>2</sup>	296
Об'єм, л	39
Габаритні розміри, мм Довжина/Ширина/Висота	2700/1141/1430
Кількість вентиляторів × діаметр	1 × 800
Маса, кг	352

### 6.1.2. Розрахунок і вибір повітроохолодників

#### Камера зберігання 1

Необхідну площу теплообмінної поверхні повітроохолодника:

$$F = \frac{Q}{k\theta}, \text{ м}^2$$

k - коефіцієнт теплопередачі для повітроохолодників прийнято 16,46 Вт/(м<sup>2</sup>·К);

θ - температурний напір прийнято 5 °С. [1]

$$F = \frac{19,93 \cdot 1000}{16,46 \cdot 5} = 242 \text{ м}^2$$

Прийнято 1 повітроохолодник Нелрман Lех 30 (табл. 6.2.) з загальною площею поверхні 242 м<sup>2</sup>.

					00 КР 142.008.025.2022 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 6.2. Характеристика повітроохолодника

Helpman Lex 30

Площа теплообмінної поверхні, м <sup>2</sup>	242
Число вентиляторів	4
Об'ємна витрата повітря, м <sup>3</sup> /год	24660
Габаритні розміри, мм Довжина/ Висота	3420/850
Об'єм труб, дм <sup>3</sup>	26
Маса, кг	278

## Камера зберігання 4

Необхідну площу теплообмінної поверхні повітроохолодника:

$$F = \frac{Q}{k\theta}, \text{ м}^2$$

k - коефіцієнт теплопередачі для повітроохолодників прийнято 16,46 Вт/(м<sup>2</sup>·К);

θ - температурний напір прийнято 5 °С. [1]

$$F = \frac{21.43 \cdot 1000}{16,46 \cdot 5} = 256 \text{ м}^2$$

Прийнято 2 повітроохолодника Helpman Lex 26 (табл. 6.3.) з загальною площею поверхні 256 м<sup>2</sup>

Таблиця 6.3. Характеристика повітроохолодника

Helpman Lex 26

Площа теплообмінної поверхні, м <sup>2</sup>	128
Число вентиляторів	3
Об'ємна витрата повітря, м <sup>3</sup> /год	14200
Габаритні розміри, мм Довжина/ Висота	2650/700
Об'єм труб, дм <sup>3</sup>	13,4
Маса, кг	172

										Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ					

*Камера зберігання 6*

Необхідну площу теплообмінної поверхні повітроохолодника:

$$F = \frac{Q}{k\theta}, \text{ м}^2$$

$k$  - коефіцієнт теплопередачі для повітроохолодників прийнято 16,46 Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\theta$  - температурний напір прийнято 5 °С. [1]

$$F = \frac{19,86 \cdot 1000}{16,46 \cdot 5} = 240 \text{ м}^2$$

Прийнято 2 повітроохолодника Helman Lex 24 (табл. 6.4.) з загальною площею поверхні 240 м<sup>2</sup>

*Таблиця 6.4. Характеристика повітроохолодника*

*Helman Lex 24*

Площа теплообмінної поверхні, м <sup>2</sup>	120
Число вентиляторів	2
Об'ємна витрата повітря, м <sup>3</sup> /год	12320
Габаритні розміри, мм Довжина/ Висота	1640/620
Об'єм труб, дм <sup>3</sup>	12,5
Маса, кг	139

					00 КР 142.008.025.2022 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 6.2. Розрахунок конденсатора

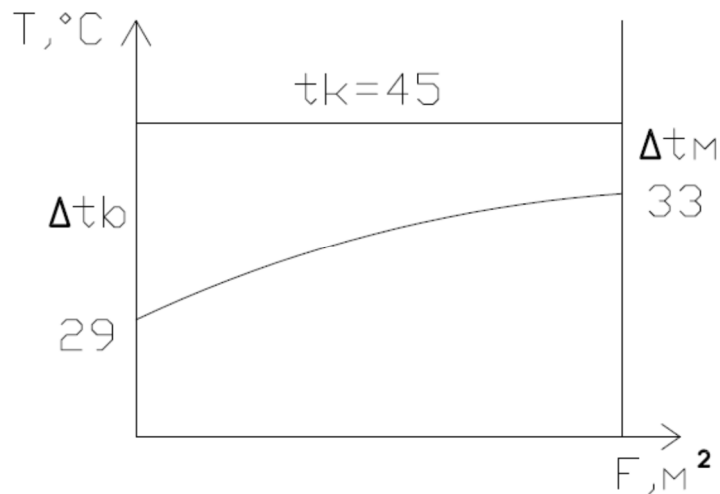
### 6.2.1 Для камер зберігання апельсин (5) та винограду(3).

Необхідну площу теплообмінної поверхні випарника:

$$F = \frac{Q}{k\theta}, \text{ м}^2$$

$k$  - коефіцієнт теплопередачі для повітряних конденсаторів прийнято  $20 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  [1].

Нагрівання охолодного середовища в конденсаторі приймаємо  $4^\circ\text{C}$



Визначаємо температурний напір:

$$\theta = \frac{\Delta t_b + \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_b}{\Delta t_m}} = \frac{16 + 12}{\ln \frac{16}{12}} = 13.9^\circ\text{C}$$

$$F = \frac{30,75 \cdot 1000}{20 \cdot 13,9} = 110 \text{ м}^2$$

За каталогом Guntner прийнято повітряний теплообмінник GVV045.1C/1–NW.E (табл. 6.5.) з площею теплообміну  $111 \text{ м}^2$ .

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ				

Таблиця 6.5. Характеристики конденсатора GVV045.1C/I-NW.E

Площа внутрішньої поверхні теплообміну, м <sup>2</sup>	111
Об'єм внутрішній, л	19
Габаритні розміри, мм Довжина/Ширина/Висота	2250/795/895
Кількість вентиляторів × діаметр	2 × 450
Маса, кг	133

### 6.2.2. Розрахунок і вибір повітроохолодників

Необхідну площу теплообмінної поверхні повітроохолодника:

$$F = \frac{Q}{k\theta}, \text{ м}^2$$

Камера зберігання 5

k - коефіцієнт теплопередачі для повітроохолодників прийнято 16,46 Вт/(м<sup>2</sup>·К);

θ - температурний напір прийнято 5 °С. [1]

$$F = \frac{16,07 \cdot 1000}{16,46 \cdot 5} = 194 \text{ м}^2$$

Прийнято 2 повітроохолодника Helman Lex 22 (табл. 6.6.) з загальною площею поверхні 194 м<sup>2</sup>.

					00 КР 142.008.025.2022 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 6.6. Характеристика повітроохолодника

Helpman Lex 22

Витрата повітря, м <sup>3</sup> /год	9680
Площа теплообмінної поверхні, м <sup>2</sup>	97
Число вентиляторів	2
Габаритні розміри, мм Довжина/ Висота	1860/700
Об'єм труб, дм <sup>3</sup>	12.5
Маса, кг	120

## Камера зберігання 3

Необхідну площу теплообмінної поверхні повітроохолодника:

$$F = \frac{Q}{k\theta}, \text{ м}^2$$

k - коефіцієнт теплопередачі для повітроохолодників прийнято 16,46 Вт/(м<sup>2</sup>·К);

θ - температурний напір прийнято 5 °С. [1]

$$F = \frac{14,87 \cdot 1000}{16,46 \cdot 5} = 180 \text{ м}^2$$

Прийнято 2 повітроохолодник Helpman Lex 26 (табл. 6.7.) з загальною площею поверхні 180 м<sup>2</sup>

Таблиця 6.7. Характеристика повітроохолодника

Helpman Lex 26

Площа теплообмінної поверхні, м <sup>2</sup>	90
Число вентиляторів	3
Об'ємна витрата повітря, м <sup>3</sup> /год	15300
Габаритні розміри, мм Довжина/ Висота	2650/700
Об'єм труб, дм <sup>3</sup>	13.6
Маса, кг	159

Арк.

00 КР 142.008.025.2022 ПЗ

Зм. Арк. № докум. Підпис Дата

## 7. Вибір допоміжного обладнання.

### 7.1 Для камер зберігання яблук (1,4) та груш( 6 ).

#### Лінійний ресивер

Розрахунок об'єму по якому підбирається ресивер:

$$V_{др} = 0,6V_{в}$$

Об'єм фреону в повітроохолодниках складає 26 дм<sup>3</sup> (табл. 6.2.), 13,4 дм<sup>3</sup> (табл. 6.3.), 12,5 дм<sup>3</sup> (табл. 6.4.).

$$V_{др} = 0,6 \cdot (26 + 2 \cdot 13,4 + 2 \cdot 12,5) = 78 \text{ дм}^3$$

Підібрано вертикальний ресивер Gokceler RDCG 90 (табл. 7.1.)з допустимою місткістю 90 дм<sup>3</sup>

Таблиця 7.1. Характеристика ресивера Gokceler RDCG 90

Місткість, дм <sup>3</sup>	90
Габаритні розміри, мм Діаметр/Висота	323/1300

#### Мастиловіддільник з масляним ресивером

За діаметром нагнітального патрубка (табл.5.2.) підбираємо мастиловіддільник Gokceler YADG 7- 28 .

Таблиця 7.3. Характеристика Gokceler YADG 7- 28

Кількість мастила, дм <sup>3</sup>	7
Габаритні розміри, мм Діаметр/Висота	168/650
Діаметр входу/виходу газу, мм	29

					00 КР 14.2.008.025.2022 ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Григор'єв В.О.			Проект фруктосховища місткістю 800 тон у м. Рівне	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		Грищенко Р.В.						
Реценз.								
Н. Контр.								
Затверд.		Петренко В.П.						
						НУХТ ННІТІ ТЕХТ		

За кількістю мастила в компресорах (табл. 5.2.) визначають масляний ресивер

$$V_M = 2 \cdot V_{KM} = 2 \cdot 3,3 = 6,6 \text{ дм}^3$$

Отже, мастиловіддільник з масляним ресивером підібрано вірно.

Віддільник рідини для напівгерметичного компресора Frascold S 15 56 Y.

Віддільник рідини підбираємо по діаметру всмоктувального патрубка, для 42мм патрубка підібрано віддільник рідини Gokceler LTG-S 8-42(табл.7.4.).

Таблиця 7.4. Характеристика Gokceler LTG-S 8-42

Діаметр нагнітального патрубка, мм	42
Габаритні розміри, мм	
Діаметр/Висота	195/314
Діаметр входу/виходу , мм	42

## 7.2 Для камер зберігання винограду ( 3 ) та апельсин ( 5 ).

Лінійний ресивер

Розрахунок об'єму по якому підбирається ресивер:

$$V_{лр} = 0,6V_B$$

Об'єм фреону в повітроохолодниках складає 12.5 дм<sup>3</sup> (табл. 6.6.), 13,6 дм<sup>3</sup> (табл. 6.7.).

$$V_{лр} = 0,6 \cdot (2 \cdot 12,5 + 2 \cdot 13,6) = 48,2 \text{ дм}^3$$

Підібрано вертикальний ресивер Gokceler RDCG 50 (табл. 7.5.) з допустимою місткістю 50 дм<sup>3</sup>

					00 КР 142.008.025.2022 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 7.5. Характеристика ресивера Gokceler RDCG 50

Місткість, дм <sup>3</sup>	50
Габаритні розміри, мм Діаметр/Висота	273/1040

Мастиловіддільник з масляним ресивером

За діаметром нагнітального патрубка (табл.5.2.) підбираємо мастиловіддільник Gokceler YADG 7- 22 .

Таблиця 7.3. Характеристика Gokceler YADG 7- 28

Кількість мастила, дм <sup>3</sup>	7
Габаритні розміри, мм Діаметр/Висота	168/650
Діаметр входу/виходу газу, мм	22,5

За кількістю мастила в компресорах (табл. 5.2.) визначають масляний ресивер

$$V_M = 2 \cdot V_{KM} = 2 \cdot 1.8 = 3.6 \text{ дм}^3$$

Отже, мастиловіддільник з масляним ресивером підібрано вірно.

Віддільник рідини для напівгерметичного компресора Frascold Q 4 21.1 Y.

Віддільник рідини підбираємо по діаметру всмоктувального патрубку, для 28 мм патрубку підібрано віддільник рідини Gokceler LTG-S 4-28(табл.7.4.).

Таблиця 7.4. Характеристика Gokceler LTG-S 8-42

Діаметр нагнітального патрубку, мм	28
Габаритні розміри, мм Діаметр/Висота	152/267
Діаметр входу/виходу , мм	28

					00 КР 142.008.025.2022 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 8. Визначення діаметру трубопроводів і гідравлічних втрат в мережі.

### 8.1. Розрахунок втрат в трубопроводах в камерах яблук(1,4) та груш(6).

#### Ділянка 1

Об'ємна витрата фреону через ділянку 1:

$$V_T = \frac{Q_0 \cdot v_1}{q_0} = \frac{59 \cdot 0.043}{104} = 0.024 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$Q_0$  – холодопродуктивність компресора, кВт;

$v_1$  – питомий об'єм;

$q_0$  – питома масова холодопродуктивність випарника.

Діаметр на всмоктуванні з компресора:

$$d_{\text{вс}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_T}{\pi \cdot \omega_{\text{вс}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,024}{3,14 \cdot 10}} = 0,055 \text{ м}$$

$\omega_{\text{вс}}$  – швидкість аміаку на стороні нагнітання;

Приймаємо мідну трубу з  $d_{\text{вн}} = 64$  мм і  $d_{\text{зн}} = 68$  мм.

Втрати на тертя:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} \cdot \frac{l}{d_{\text{вс}}} \cdot \frac{\omega^2}{2 \cdot v_1}$$

$\lambda_{\text{тр}}$  – коефіцієнт тертя;

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega \cdot d_{\text{вн}}}{v_1}$$

$\mu$  – динамічна в'язкість, Па\*с;

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,11 \cdot \left( \frac{k}{d_{\text{вн}}} + \frac{64}{Re} \right)^{0,25}$$

					00 КР 14.2.008.025.2022 ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		Григор'єв В.О.			Проект фруктосховища місткістю 800 тон у м. Рівне		
Перевір.		Грищенко Р.В.					
Реценз.							
Н. Контр.							
Затверд.		Петренко В.П.					
					Літ.	Арк.	Аркушів
					НУХТ ННІТІ ТЕХТ		

k – шорсткість труб, мм;

$$Re = \frac{10 \cdot 0,064}{0,043} = 14,9$$

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,11 \cdot \left( \frac{0,001}{64} + \frac{64}{14,9} \right)^{0,25} = 0,09$$

$$\Delta P_{\text{тр}} = 0,09 \cdot \frac{1,5}{0,064} \cdot \frac{10^2}{2 \cdot 0,043} = 2452 \text{ Па}$$

Міцеві втрати:

$$Z = \sum \xi_{\text{м}} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}$$

$\xi_{\text{м}}$  – коефіцієнт місцевого опору;

$$Z = \sum (1 + 5 + 5 + 5 + 1) \cdot \frac{10^2}{2 \cdot 0,043} = 19767 \text{ Па}$$

Загальні втрати тиску в трубах:

$$\Delta P_{\text{вс}} = \Delta P_{\text{тр}} + Z = 2452 + 19767 = 22220 \text{ Па}$$

Для ділянок 2-10 розрахунки проводимо ідентично 1 ділянці. Дані заносимо до табл. 8.1.

Схема трубопроводів зображена на рис.8.1.

					00 КР 142.008.025.2022 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Загальні втрати тиску у всмоктувальній лінії:

втрати тиску в лініях 2-5 становлять  $\Delta P_{2-5} = 77707 \text{ Па}$ ;

на лініях 7-10 -  $\Delta P_{7-10} = 117906 \text{ Па}$ .

Виходячи з того, що на лініях 7-10 більші втрати тиску, загальні втрати складатимуть:

$$\Delta P_{\text{вс}} = \Delta P_{7-10} + \Delta P_1 = 117906 + 22220 = 140126 \text{ Па.}$$

					00 КР 142.008.025.2022 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 8. Визначення діаметру трубопроводів і гідравлічних втрат в мережі.

### 8.2. Розрахунок втрат в трубопроводах в камерах винограду(3) та апельсин(5).

Ділянка 1

Об'ємна витрата фреону через ділянку 1:

$$V_T = \frac{Q_0 \cdot v_1}{q_0} = \frac{30 \cdot 0.045}{110} = 0.012 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$Q_0$  – холодопродуктивність компресора, кВт;

$v_1$  – питомий об'єм;

$q_0$  – питома масова холодопродуктивність випарника.

Діаметр на всмоктуванні з компресора:

$$d_{\text{вс}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_T}{\pi \cdot \omega_{\text{н}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,012}{3,14 \cdot 10}} = 0,039 \text{ м}$$

$\omega_{\text{вс}}$  – швидкість аміаку на стороні нагнітання;

Приймаємо мідну трубу з  $d_{\text{вн}} = 42$  мм і  $d_{\text{зн}} = 45$  мм.

Втрати на тертя:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} \cdot \frac{l}{d_{\text{вс}}} \cdot \frac{\omega^2}{2 \cdot v_1}$$

$\lambda_{\text{тр}}$  – коефіцієнт тертя;

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega \cdot d_{\text{вн}}}{v_1}$$

$\mu$  – динамічна в'язкість, Па\*с;

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ				

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,11 \cdot \left( \frac{k}{d_{\text{вн}}} + \frac{64}{Re} \right)^{0,25}$$

$k$  – шорсткість труб, мм;

$$Re = \frac{10 \cdot 0,042}{0,045} = 9,3$$

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,11 \cdot \left( \frac{0,001}{42} + \frac{64}{9,3} \right)^{0,25} = 0,178$$

$$\Delta P_{\text{тр}} = 0,178 \cdot \frac{1,5}{0,042} \cdot \frac{10^2}{2 \cdot 0,045} = 3571 \text{ Па}$$

Місцеві втрати:

$$Z = \sum \xi_{\text{м}} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}$$

$\xi_{\text{м}}$  – коефіцієнт місцевого опору;

$$Z = \sum (1 + 5 + 5 + 5 + 1) \cdot \frac{10^2}{2 \cdot 0,045} = 18888 \text{ Па}$$

Загальні втрати тиску в трубах:

$$\Delta P_{\text{вс}} = \Delta P_{\text{тр}} + Z = 3571 + 18888 = 22459 \text{ Па}$$

Для ділянок 2-8 розрахунки проводимо ідентично 1 ділянці. Дані заносимо до табл. 8.2.

Схема трубопроводів зображена на рис.8.2.

					00 КР 142.008.025.2022 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 8.2. Розрахунок втрат в трубопроводах.

№ ділянки	V, м <sup>3</sup> /с	Q, кВт	l, м	d вн, м	d прийнятий, м
1	0,01227273	30	1,5	0,03953991	0,042
2	0,00654545	16	6	0,02887587	0,028
3	0,00437727	10,7	6	0,02361386	0,028
4	0,00327273	8	0,5	0,02041832	0,022
5	0,00327273	8	0,5	0,02041832	0,022
6	0,00324519	7,5	0,5	0,02033225	0,022
7	0,00324519	7,5	6	0,02033225	0,022
8	0,00324519	7,5	0,5	0,02033225	0,022

№ ділянки	λтр	Re	Δртр, Па	Z, Па	Сума, Па
1	0,178	9,3333	3571,4286	18888,89	22460,3175
2	0,197	6,2222	46903,168	1111,111	48014,2787
3	0,197	6,2222	46903,168	1111,111	48014,2787
4	0,209	4,8889	5283,7235	1111,111	6394,8346
5	0,209	4,8889	5283,7235	1111,111	6394,8346
6	0,209	4,8889	5283,7235	1111,111	6394,8346
7	0,209	4,8889	63404,682	1111,111	64515,7928
8	0,209	4,8889	5283,7235	1111,111	6394,8346

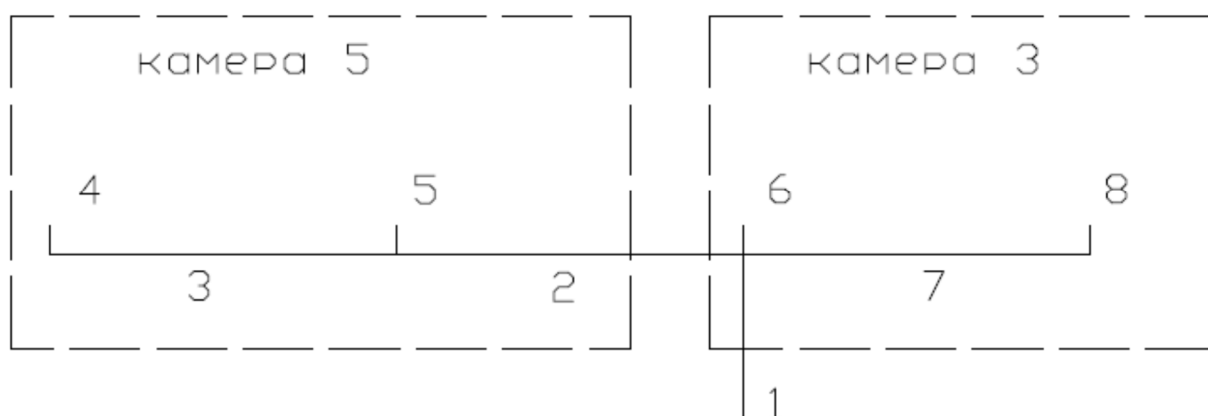


Рисунок 8.2. Схема трубопроводів.

										Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ					

Загальні втрати тиску у всмоктувальній лінії:

втрати тиску в лініях 2-5 становлять  $\Delta P_{2-5} = 108818$  Па;

на лініях 7-8 -  $\Delta P_{7-8} = 70910$  Па.

Виходячи з того, що на лініях 2-5 більші втрати тиску, загальні втрати складатимуть:

$$\Delta P_{\text{вс}} = \Delta P_{7-8} + \Delta P_1 = 108818 + 22460 = 131278 \text{ Па.}$$

					00 КР 142.008.025.2022 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 9. Техніко-економічні показники.

Основним техніко-економічним показником виробництва є собівартість одиниці холоду.

Визначення кількості виробленого холоду:

$$Q = \sum Q_{роб} \cdot K_n, де$$

$K_n$  – перевідний коефіцієнт, що враховує нерівноцінність витрат на виробництво холоду при різних температурах кипіння прийнято 0,76;

$Q_{роб}$  – виробництво холоду при робочих умовах:

$$Q_{роб} = \frac{k \cdot \sum Q_0 \cdot n}{4,187}, де$$

$n$  – час роботи компресора;

$\sum Q_0$  – сума холодопродуктивностей;

$k$  – коефіцієнт, що враховує втрати у трубопроводах .

$$Q_{роб} = \frac{280 \cdot 84,37 \cdot 20}{4,187} = 133321 \text{ ккал}$$

$$Q = 133321 \cdot 0,76 = 101324 \text{ ккал}$$

Визначення витрат на електроенергію:

Розраховують витрати на електроенергію для приводу компресорів, насосів та вентиляторів.

Маємо двигуни компресорів, що споживають разом  $\Sigma = 28$  кВт;

Вентилятори на повітроохолодниках потужністю  $\Sigma = 3,98$  кВт;

Час роботи  $n$  у годинах: компресори – 5400; вентилятори – 6000.

Річне споживання електроенергії становитиме:

					00 КР 14.2.008.025.2022 ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Григор'єв В.О.			Проект фруктосховища місткістю 800 тон у м. Рівне	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		Грищенко Р.В.						
Реценз.								
Н. Контр.								
Затверд.		Петренко В.П.						
					НУХТ ННІТІ ТЕХТ			

$$W = \sum 0,7 \cdot N \cdot n = 0,7 \cdot 28 \cdot 5400 + 0,7 \cdot 3,98 \cdot 6000 = 122556 \text{ кВт} \cdot \text{год}$$

Вартість 1 кВт·год електроенергії складає 0,74 грн, отже витрати на електроенергію становитимуть 90691 грн за рік.

Визначення витрат на поповнення системи холодильним агентом:

Норма витрати фреону на поповнення системи на 1 кВт холодопродуктивності при безпосередньому охолодженні за рік складає 1,6 кг. За сумарної холодопродуктивності витрата фреону складатиме 91 кг.

Вартість 1 кг фреону складає 80 грн, отже витрати на поповнення системи холодильним агентом становитимуть 14240 грн за рік.

Визначення витрат на мастило:

Винос мастила для напівгерметичних компресорів складає  $0,01 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$ ,

За рік винос мастила складатиме 87 кг

Вартість 1 кг мастила складає 140 грн, отже витрати на поповнення системи мастилом становитимуть 12264 грн за рік.

Визначення витрат на заробітну платню:

За нормативами приймаємо таку кількість працюючих: 1 механік, 2 машиністів та 1 слюсар.

Фонд основної заробітної платні апарату управління та виробничого персоналу:

№	Посада	Розряд	Тарифна ставка, грн	Чисельність, чол.	Місячний фонд, грн	Річний фонд, грн
1	Машиніст	III	1300	1	1300	15600
2	Машиніст	IV	1600	1	1600	19200
<b>Разом</b>				<b>2</b>	<b>2900</b>	<b>34800</b>

Отже, фонд оплати праці становитиме 34800 грн за рік.

						00 КР 142.008.025.2022 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

Додатковий фонд заробітної платні приймається як 8% від основного (2784грн).

Нарахування на заробітну платню приймають у розмірі 37,18% від основної та додаткової (13973грн).

Загальні витрати на оплату праці будуть дорівнювати сумі основного, допоміжного фондів та нарахувань (51557грн).

#### Визначення амортизаційних відрахувань:

Для учбового проекту холодильника вартість будівлі з обладнанням визначається за величиною капітальних витрат на 1 т місткості (4000 грн). Загальна вартість будівлі з обладнанням холодильника на 800 т складатиме 3,2 млн грн.

Розподіл вартості між обладнанням та будівлею орієнтовно приймаємо як 1/3,5. Отже, вартість обладнання становитиме 0,9 млн грн, а вартість будівлі становитиме 2,6 млн грн.

Стаття амортизаційних відрахувань розраховується як елемент собівартості. Приймаємо норми амортизаційних відрахувань: для основного обладнання – 21,925% від вартості обладнання; для будівель – 7,763% від вартості будівель.

Отже, витрати на амортизацію для будівель складатимуть 0,197 млн грн, для обладнання – 0,2 млн грн, загальна сума амортизаційних витрат – 0,397 млн грн.

#### Визначення інших видів витрат:

До цих витрат належать пускові витрати, витрати на утримання та експлуатацію обладнання, цехові витрати.

Витрати на поточний ремонт обладнання приймаємо у розмірі 20% від амортизаційних витрат на обладнання: 0,079 млн грн.

Пускові витрати приймаємо у розмірі 2% від вартості обладнання: 0,018 млн грн.

					00 КР 142.008.025.2022 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Інші витрати приймаємо у розмірі 3% від загальної суми амортизаційних витрат: 0,011 млн грн.

Загальна сума інших витрат складає 0,1 млн грн.

**Сумарні поточні витрати: 1481651 грн:**

Собівартість холоду розраховується як відношення суми поточних витрат до загальної холодопродуктивності:

Стаття витрат	Сума витрат, грн	Кількість холоду, ккал	Сума на одиницю холоду, грн/1ккал
Електроенергія	122556	101324	2
Фреон	14240		0,21
Масило	12264		0,2
Заробітна платня	51557		0,49
Амортизація	397000		3,15
Інші витрати	100000		0,97
<b>Всього</b>			<b>6,95</b>

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ				

## 10. Охорона праці.

В даному дипломному проєкті розглядається фруктосховище місткістю 800 т. у м. Рівне, спроектовано з використанням сучасного холодильного обладнання, що має високий рівень автоматизації. Конструкція холодильника і машинного відділення виконана з сендвіч-панелей. Так як холодильник працює на фреоновій холодильній установці ( R404a ), приміщення машинного відділення знаходиться не в окремій добудованій будівлі біля холодильника, а на відстані 4 метрів від автомобільної платформи у висоту. Фреонова холодильна установка працює близько 20 годин на добу, її робота являється джерелом ряду шкідливих і небезпечних виробничих факторів, що діють на обслуговуючий персонал даної установки:

### 1) Шкідливі виробничі фактори:

- високий рівень шуму та вібрації на робочому місці;
- загазованість повітря;
- недостатній рівень освітленості робочої зони;

### 2) Небезпечні виробничі фактори:

- можливий витік фреону;
- порушення вимог безпеки до розміщення робочих місць, обладнання і технологічних майданчиків;
- незахищені рухомі елементи обладнання;
- наявність посудин, що працюють під тиском;
- небезпечний рівень напруги в електричному колі;
- статична електрика, атмосферна електрика.

					<i>00 КР 14.2.008.025.2022 ПЗ</i>			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>		Григор'єв В.О.			<i>Проект фруктосховища місткістю 800 тон у м. Рівне</i>	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевір.</i>		Грищенко Р.В.						
<i>Реценз.</i>								
<i>Н. Контр.</i>								
<i>Затверд.</i>		Петренко В.П.						
						<i>НУХТ ННІТІ ТЕХТ</i>		

### Санітарно-гігієнічні вимоги до розміщення обладнання

Два приміщення машинного відділення мають площу по 36 м<sup>2</sup>. Огороджуючі конструкції (сандвіч-панелі) машинного відділення мають легко скидні елементи (вікна та ін.). Вікна – однорядні із звичайного скла.

Висота машинного відділення до низу несучих конструкцій покриття 2 м.

В машинному відділенні встановлено 2 напівгерметичних компресорів Frascold S 15 56 Y, а також 1 лінійний ресивер, мастиловіддільник з масляним ресивером, віддільний рідини. Відстань між виступаючими частинами обладнання і стіною становить – 1 м.

Система контролю загазованості повинна забезпечувати автоматичну обробку інформації про концентрацію фреону в повітрі.

Необідне встановлення приладів які будуть включати вентиляцію в приміщеннях; звуковий і світловий сигнал "Аварія" ; відключати обладнання при концентрації фреону більше 1000 мг/м<sup>3</sup>.

Підлога даного відділення є рівною, неслизькою. Стіни та стеля машинного відділення, холодильне обладнання, трубопроводи пофарбовані у відповідності з діючими нормативами щодо раціонального фарбування поверхонь виробничих приміщень та технологічного обладнання промислових підприємств.

### Мікроклімат

Людина внаслідок своєї життєдіяльності виділяє тепло в навколишнє середовище кількість якого залежить від характеру виконуваної роботи.

Для нормального самопочуття потрібно, щоб був налагоджений постійний відвід випромінюваного організмом тепла. Здатність людського організму підтримувати постійну температуру тіла за рахунок регулювання відведення тепла називається терморегуляцією.

Нормальне теплове самопочуття людини під час виконання будь-якої роботи може бути досягнуто за певної комбінації таких параметрів повітря: температура, швидкість руху повітря і відносна вологість. Значення цих

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ				

параметрів, які забезпечують найкраще самопочуття і найвищу працездатність людини, вважають оптимальними нормами мікроклімату. Відхилення зазначених параметрів повітряного середовища від оптимальних норм створює несприятливі метеорологічні умови, що призводять до погіршення самопочуття, передчасної втоми людини і зниження її працездатності.

Санітарно-гігієнічні норми параметрів повітря в робочій зоні закритих виробничих приміщень регламентується ДСН 3.3.6.042-99. Санітарні норми мікроклімату в пункті управління і в машинному відділенні повинні забезпечувати оптимальні параметри для категорій робіт "Середньої тяжкості - Па", що приведені в табл.9.1.

Санітарні норми мікроклімату

Таблиця 9.1.

Період року	Температура повітря, °С		Відносна вологість, %	Швидкість руху повітря, м/с
	Верхня межа	Нижня межа		
Холодний ( $t_3 < 10^{\circ}\text{C}$ )	24	15	$\leq 75$	$\leq 0,3$
Теплий ( $t_3 \geq 10^{\circ}\text{C}$ )	29	17	65 (при $26^{\circ}\text{C}$ )	0,2-0,4

### Шум і вібрація

Збільшення потужностей та швидкостей переміщення у виробництві призводять до небажаних явищ таких як вібрація. Вібрації не тільки погіршують самопочуття працюючих і знижують продуктивність праці, а й можуть призвести до серйозних патологічних змін організму людини. Комплексна механізація і автоматизація підприємства є радикальним способом позбавлення людини від шкідливого впливу вібрацій.

Основними джерелами шуму і вібрації в холодильних установках є компресори та їх двигуни, а також рух холодильного агенту по трубопроводах з

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ				

великою швидкістю.

Допустимий рівень шуму в машинному відділенні, що не перевищує норм, які приведені у ДСН 3.3.6.037-99 "Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку", складає 78...82дБ, в ПУ—50...55 дБ.

Для зниження шуму в ПУ застосовують додаткову звукоізоляцію стін.

Загальна технологічна вібрація не перевищує гранично допустимого значення — 92 дБ (ДСН 3.3.6.039-99. "Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації").

Основою профілактики вібраційної хвороби є застосування обладнання й інструментів з параметрами вібрації, що не перевищують ГОСТ 12.1.012-78, а також введення прогресивних технологій, виключаючи дію виробничої вібрації на робочих.

При розробці нового, модернізації і ремонті експлуатованого обладнання, що здійснює при роботі вібрацію, повинні передбачатись заходи щодо найбільшого її зниження як в джерелі її виникнення, так і на шляху розповсюдження.

При конструюванні вібробезпечних машин застосовують методи, які, знижуючи параметри вібрації взаємодією на джерела збудження, виключають резонансні режими роботи.

Компресори встановлені на спеціальних підставках які закріпленні на пружинах, це значно зменшує вібрації. Для зменшення впливу вібрації, що викликається роботою компресорів, також додержуються таких умов: трубопроводи, що приєднуються до машини, не жорстко кріпляться до конструкцій будинку; при необхідності застосування жорстких кріплень передбачено відповідні компенсаційні пристрої; трубопроводи, що з'єднують компресори з устаткуванням, мають достатню гнучкість, що компенсує деформації.

										Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ					

## Освітлення

Правильно виконане раціональне освітлення промислових підприємств має важливе значення для виконання всіх видів робіт. Світло є важливим стимулятором не тільки зорового аналізатора, але й організму в цілому. Для людини день і ніч, світло і темрява визначають біологічний ритм - бадьорість та сон. Отже, недостатня освітленість або її надмірна кількість знижує рівень збудженості центральної нервової системи і, природна, активність усіх життєвих процесів.

Стан освітлення виробничих приміщень відіграє важливу роль і для попередження виробничих травм.

Таким чином, вимоги, які ставляться до раціонального освітлення:

1. Достатня освітленість робочого місця (нормована).
2. Рівномірне освітлення.
3. Відсутність тіней, особливо рухомих, на робочій поверхні.
4. Захист від сліпучої дії джерела світла.
5. Вірний вибір напрямку світла.

Все це сприяє підтримці високого рівня працездатності та зберігає здоров'я людини, скорочує випадки травматизму.

Нормовані значення природного та штучного освітлення (ДБН В.2.5-28-2006." Природне і штучне освітлення").

На підприємстві у компресорному цеху прийнято бічне природне двостороннє освітлення, при якому нормується мінімальне значення (КПО = 0,2 %) та загальне штучне освітлення – світильники з люмінесцентними лампами напругою 220В пілозахисні. Для компресорного цеху при загальному спостереженні за ходом роботи, при постійному перебуванні людей та розряді зорової роботи VIII<sub>6</sub> освітленість становить 50 лк.

Для живлення світильників місцевого освітлення з лампами розжарювання застосовується напруга 12 В.

					00 КР 142.008.025.2022 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Для своєчасного виявлення можливих дефектів обладнання, що працює під тиском, воно підлягає технічному опосвідченню перед запуском в роботу, періодично в процесі експлуатації – і в необхідних випадках позачергово.

Періодичне технічне опосвідчення компресорних та стаціонарних посудин буває двох видів:

зовнішній і внутрішній огляд – не рідше одного разу на 4 роки;

гідравлічне випробування – не рідше одного разу на 8 років.

Вибухи при роботі компресорів можуть відбуватися внаслідок перевищення тиску стисненого повітря, підвищення його температури при стисненні та утворенні вибухонебезпечних сумішей кисню з легкими продуктами розкладу мастил, а також при порушенні вимог безпеки в процесі обслуговування, експлуатації та догляду за технічним станом компресорів. Вони призводять до руйнування як самого компресора, так і будови, у якій він розміщений, а також до травм обслуговуючого персоналу із важкими наслідками.

Для безаварійної експлуатації компресорних слід додержуватись вимог безпеки, що викладені в державних стандартах та інструкціях з техніки безпеки.

Компресорні станції із трьома і більше компресорами обладнуються манометрами і запобіжними клапанами, термометрами і термопарами, тепловим реле, системою дистанційного контролю, сигналізацією роботи установок і блокуючими пристроями, які автоматично відмикають привід компресора при перевищенні температури і тиску стисненого повітря та температури води, що надходить з компресора після охолодження.

### Техніка безпеки

Вимоги техніки безпеки регламентує нормативний документ галузі, та ГОСТ 12.2.003-91. ССБТ. "Оборудование производственное. Общие требования безопасности".

На фруктосховищі наказом керівника призначаються відповідальні особи із числа інженерно-технічних робітників, які пройшли в установленому порядку перевірку знань даних правил, в тому числі, по нагляду за технічним станом і

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ				

безпечною експлуатацією холодильної установки і дотриманням вимог даних Правил.

До обслуговування холодильних установок допускаються особи не молодше 18 років, які пройшли медичний огляд і мають свідоцтво про закінчення спеціального учбового закладу або курсів:

по експлуатації холодильних установок – для машиністів;

по автоматизації холодильних установок – для слюсарів по КВП і автоматиці .

До самостійного обслуговування холодильних установок машиністи допускаються тільки після проходження стажування строком не менше 1 місяця, в результаті якого вони освоюють обслуговування конкретної установки і підтримання нормальних режимів її роботи, і відповідної перевірки знань.

Стажування проводять досвідчені наставники. Допуск до стажування і самостійної роботи здійснюється розпорядженням по підприємству.

Холодильна установка обслуговується одним машиністом в зміну.

Інструктаж по охороні праці обов'язковий для всіх, хто поступив на роботу і працюючих, не залежно від їх стажу і кваліфікації.

#### *Контрольно-вимірювальні прилади*

Для візуальних показчиків рівня рідини в апаратах, посудинах, ресиверах застосовуються плоске оглядове скло.

Для спостереження за робочими тисками всмоктування на всмоктувальній магістралі, нагнітання – нагнітальній магістралі, кожного компресора встановлено манометри.

Спрацювання приладів захисту дублюється звуковим сигналом в машинному відділенні.

					00 КР 142.008.025.2022 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Електробезпека

Електрообладнання компресорного цеху відповідають вимогам ПВЕ "Правила влаштування електроустановок", ГОСТ 12.1.030-81 ССБТ "Электробезопасность. Защитное заземление, зануление", ДНАОП 1.1.10 – 1.01-97 "Правила безпечної експлуатації електроустановок", а також діючих стандартів безпеки праці та інших нормативних документів.

Встановлені пускові прилади розраховані на максимальну силу струму електродвигуна. Рубильники, призначені для вмикання-вимикання струму навантаження, захищені кожухами, які не горять, без отворів та шпарин і мають дистанційне керування. Напруга в колах керування устаткуванням, що встановлено у приміщеннях особливо небезпечних і з підвищеною небезпекою, а також зовні приміщення, не перевищує 42 В.

Заходи і засоби забезпечення електробезпеки на підприємстві:

1. Недоступність струмопровідних частин від випадкового дотикання, блокування (захисні огороження, безпечне розміщення струмопровідних частин, наявність знаків безпеки).
2. Надійна ізоляція (опір ізоляції у силових і освітлювальних електричних установках становить 1,2 МОм).
3. Заземлення електричного обладнання.
4. Організаційні методи (регулярний медичний огляд, інструктаж, перевірка інструментів, контроль при виконанні робіт, наряд допуску перед роботами).
5. Застосування низьких напруг (згідно ПВЕ передбачене використання напруги 12 В).
6. Застосування захисних засобів, запобіжних пристроїв та приладів.
7. Планово-попереджувальні роботи.

Для захисту струмопровідних частин від прямих ударів блискавки використовуються стрижневі блискавковідводи, які встановлено на даху машинного відділення, згідно РД 34.21.122.-87 "Инструкция по защите от молнии зданий и сооружений".

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ				

### Пожежо - та вибухобезпека

Пожежо - та вибухобезпека на підприємстві забезпечується відповідно до вимог ГОСТ 12.1.004-91. ССБТ. "Пожарная безопасность. Общие требования", ДНАОП 0.01-1.01-95 "Правила пожежної безпеки в Україні".

У відповідності із СніП 2.11.02-87 "Холодильники" машинне відділення за вибухо-пожежонебезпекою відноситься до категорії Д, згідно ОНТП 24-86, або до пожежонебезпечної зони—класу П-І, згідно ПУЕ.

Пожежна безпека на підприємстві включає в себе систему запобігання вибуху і пожеж та систему пожежного захисту.

#### *Система запобігання пожежі передбачає:*

- наявність огорожуючи конструкцій будівлі машинного відділення, легко скидних елементів (вікна);
- аварійну витяжну вентиляція;
- світлозвукову сигналізацію, табло над входом у машинне відділення;
- надійне приєднання провідників від обладнання до контуру заземлення без іскріння;
- використання засобів захисту від атмосферної електрики;
- застосування аварійного та витяжного вентиляторів машинного відділення у іскрохорошищеному виконанні; приточного вентилятора – у звичайному, а його електродвигуна – в закритому виконанні;
- наявність протипожежних інструкцій, атестацій обслуговуючого персоналу;
- роботу на електрообладнанні без перевантажень;

#### *Система пожежного захисту включає:*

- двері повинні відчинятися у бік виходу;

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 КР 142.008.025.2022 ПЗ				

–застосування в машинному відділенні будівельних матеріалів не нижче II ступеня вогнестійкості (СНиП 2.11.02-87, СНиП 2.01.02-85. “Противопожарные нормы”);

–наявність системи оповіщення про пожежу;

–наявність аварійного відключення обладнання;

–забезпечення первинними засобами пожежегасіння: двома лопатами, сокирами, металевим багром; пожежним щитом з азбестовим полотном, ящиком з піском; повітряно-пінні вогнегасники ВПП-5 – 1 шт; порошкові вогнегасники ВП-10 – 1 шт.

–наявність плану евакуації.

					00 КР 142.008.025.2022 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

