

Інститут (факультет) ННІТІ ім. акад. І.С. Гулого
Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

Київ - 2024р.

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Інститут (факультет) ННІТІ ім. акад. І.С. Гулого

Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

Освітній ступінь бакалавр

Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
(код і назва)

Освітньо-професійна програма Енергомашинобудування

(назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ТЕХТ

Валентин ПЕТРЕНКО
“ 05 ” квітень 2024 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Шеремет Ілля Володимирович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Проект холодильника фруктосховища місткістю 3500 т, у м. Одеса

керівник роботи доц. Рябчук Олександр Миколайович,

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

затверджені наказом закладу вищої освіти від “ 05 ” 4 2024 року №256-кс

2. Строк подання здобувачем роботи 05.06.2024р.

3. Вихідні дані до роботи _____

Холодоагент: R404A холодоагент

Тип продукту: груша, яблука, грейпфрути, лайми

Ізоляційний матеріал: ППУ

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

1). Технолог. Схема оброблення продукції.

2). Розрахунок холодильної частини проекту

3). Техніко економічні показники

4). Охорона праці

5. Перелік графічного матеріалу

1. План та розріз будівлі холодильник

2. Схема холодильної установки

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання _____ 05 квітня 2024р. _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів виконання кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
	Отримання завдання на дипломний проект	05.04-21.04.2024	виконано
	Виконання холодильної частини ДП	21.04-15.05.2024	виконано
	Вибір обладнання холодильної(их) установок	15.05-22.05.2024	виконано
	Оформлення креслення та ПЗ	22.05-31.05.2024	виконано
	Здача готової роботи	05.06.2024	виконано

Здобувач _____
(підпис)

Керівник роботи _____
(підпис)

Ілля ШЕРЕМЕТ
(прізвище та ініціали)
Олександр РЯБЧУК
(прізвище та ініціали)

Анотація

В даному дипломному проекті розроблено та спроектовано холодильник для зберігання фруктів у м. Одеса місткістю 3500 т. В проекті розроблено холодильну схему та виконано підбір необхідного холодильного обладнання для умов експлуатації даного холодильника.

В проекті наведений повний розрахунок, опис технології та холодопостачання під час зберігання продукції в охолоджену вигляді, а також приведений детальний підбір основного та допоміжного обладнання холодильної установки.

В дипломі спроектована будівля холодильника, розраховане та підібране основне і додаткове обладнання, а також містяться розділи: «Економічна частина», «Охорона праці».

В графічній частині представлені креслення схеми трубопроводів, а також план та розріз холодильника.

Всі розрахунки, креслення та схеми виконані за допомогою ПК, для розрахунків використовувалися такі прикладні програми: “Microsoft Office 2013” та “Mathcad”, креслення та схеми виконанні за допомогою програми “AutoCad 2023”.

Ключові слова: фруктосховище, азеотропний суміш, холодоагент, R404A, охорона праці, теплонадходження, ізоляційні матеріали.

					КР.142.008.032.РПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Анотація			
Розроб.		Шермет І.В.						
Перевір.		Рябчук О.М.						
Н. контр.								
Затверд.		Петренко В.П.			ХМ – 4 – 4			
					Літ.		Арк.	Аркушів
								90

Annotation

In this diploma project, a refrigerator for storing fruits in Odessa with a capacity of 3,500 tons was developed and designed. In the project, a refrigeration scheme was developed and the necessary refrigeration equipment was selected for the operating conditions of this refrigerator.

The project provides a complete calculation, a description of the technology and cooling supply during refrigerated product storage, as well as a detailed selection of the main and auxiliary equipment of the refrigerating plant.

In the diploma, the building of the refrigerator is designed, the main and additional equipment is calculated and selected, and the sections: "Economic part", "Occupational safety" are also included.

The graphic part presents drawings of the piping scheme, as well as a plan and section of the refrigerator.

All calculations, drawings and schemes were made using a PC, the following application programs were used for calculations: "Microsoft Office 2013" and "Mathcad", drawings and schemes were made using the "AutoCad 2023" program.

Key words: fruit storage, azeotropic mixture, freon, R404A, labor protection, heat input, insulating materials.

					КР.142.008.032.ПІЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Annotation			
Розроб.		Шермет І.В.						
Перевір.		Рябчук О.М.						
Н. контр.								
Затверд.		Петренко В.П.			ХМ – 4 – 4			
					Літ.		Арк.	Аркушів
								90

Зміст

Вступ.....	с.2
1. Розробка технологічної схеми холодильного оброблення продукції...	с.4
2. Об'ємно-планувальне рішення будови холодильника	с.8
3. Теплоізоляційні конструкції холодильника.....	с.12
4. Розрахунок теплонадходжень до охолоджуванних приміщень	с.15
5. Визначення навантаження на обладнання камер та компресор	с.24
6. Вибір розрахункового робочого режиму. Тепловий розрахунок холодильної машини. Вибір компресорів.....	с.27
7. Розрахунок та підбір теплообмінних апаратів	с.39
8. Розрахунок та вибір допоміжного обладнання	с.44
9. Визначення діаметрів трубопроводів та гідравлічних втрат у всмоктувальних патрубках.....	с.63
10. Техніко-економічне обґрунтування.....	с.71
11. Техніко-економічні показники.....	с.74
12. Охорона праці.....	с.83
Список використаної літератури.....	с.90

					КР.142.008.032.РПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Зміст	Літ.	Арк.	Аркушів
Розроб.		Шермет І.В.						
Перевір.		Рябчук О.М.					1	90
						ХМ – 4 – 4		
Н. контр.								
Затверд.		Петренко В.П.						

Вступ

Виробництво продуктів харчування, враховуючи постійнозростаючий світовий рівень споживання, характеризується як збільшенням врожайності полів за рахунок введення нових врожайних сортів рослин, селекцією високопродуктивних сортів, хімізацією сільського господарства з однієї сторони, а з іншої сторони – скорочення посівних площ внаслідок будівництва населених пунктів (сіл, міст), розширення мережі автомобільних та залізничних шляхів, рекреаційних об'єктів, підприємств, під які найчастіше виділяють багато цінної землі, яка підходить для ведення сільськогосподарської діяльності. Такі процеси їдуть паралельно із демографічною ситуацією у світі – населення стрімко зростає. Питання забезпечення продуктами харчування стає, як постійно це буває, одним з найбільш пріоритетних і гострота рішення цього питання буде зростати.

На сьогодні, проблематика питання полягає не в тому, що харчові ресурси стрімко вичерпуються, а в тому, що невимушені втрати продовольства та сільськогосподарської продукції на їх шляху від полів до столу споживача досягають значних величин. У світі щорічно виробляється близько 4 млрд.тон продуктів харчування, половина з який вимагає постійної холодильної обробки, і лише 25% із них проходить таку обробку. Близько 30% продукції не доходить до споживача взагалі.

Виходячи з цього необхідно створювати безупинний холодильний ланцюжок, у який входять окремі ланки, які забезпечують умови для безупинної холодильної обробки та якнайкращого збереження швидкопсуючих продуктів харчування на шляху від місць виробництва чи вирощування до місць споживання.

					КР.142.008.032.РПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Шермет І.В.			Вступ			
Перевір.		Рябчук О.М.						
Н. контр.								
Затверд.		Петренко В.П.						
						Літ.	Арк.	Аркушів
							2	90
						ХМ – 4 – 4		

Головними завданнями при проектуванні холодильника є:

- вибір температурного режиму в камерах холодильника;
- визначення основних розмірів холодильника;
- розроблення плану холодильника;
- вибір будівельних та ізоляційних матеріалів;
- вибір та обґрунтування типу системи охолодження .

Тому при проектуванні даного фруктосховища були використані сучасні, ефективні теплоізоляційні матеріали, що забезпечує високі теплозахисні властивості, та холодильна техніка що забезпечить безперебійне підтримання умов зберігання.

					КР.142.008.032.РПЗ	Аркуш
						3
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1. Розробка технологічної схеми холодильного оброблення продукції.

Фруктосховище у місті Одеса. Фрукти прибувають до фруктосховища Фруктосховище з заготівельних холодильників, вже фасовані та охолоджені (Під час перевезення і розвантаження продукт може нагрітися на 1-2°C). Фрукти одразу відправляються в камери зберігання. Після визначеного терміну зберігання фрукти направляються до кінцевого споживача за допомогою автотранспортних рефрижераторів через автомобільну платформу.

Общий об'єм камер зберігання 3500 тон: яблука - 1400 т; груші – 1350 т; лайм – 425 т; грейпфрут – 325 т;

Оптимальна температура повітря в камерах зберігання: груші від 2-5°C; яблука від 2-5°C; грейпфрути від 10-15°C; лайми від 10-15°C;

Вибрані оптимальні параметри температури і вологості повітря в камерах зберігання наведено в таблиці 1.

Таблиця 1. - Режим зберігання овочів

Вид продукту	Температура, °C	Вологість ф, %	Максимальний термін зберігання, міс
Груши	2	90 - 95	6
Яблука	2	90 - 95	7
Грейпфрути	10	85 - 90	5
Лайми	10	85 - 90	5

					КР.142.008.032.РПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.	Шермет І.В.				Розробка технологічної схеми холодильного оброблення продукції	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.	Рябчук О.М.						4	90
Н. контр.						ХМ – 4 – 4		
Затверд.	Петренко В.П.							

1.1 Контейнери для зберігання

Яблука та груші постачаються в однакових дерев'яних (розбірних) контейнерах розмірами: контейнерах розмірами 1200х1600х1000мм, з місткістю 1000 кг. На зберігання надходять зимові сорти яблук та груш, які збирають з середини вересня до початку жовтня.



Рис. 1.1.1 Контейнер для груш та яблук

Грейпфрути та лайми постачаються у пластикових ящиках розміром 600х400х260 мм, які вміщають 24 кг. Ці ящики розміщуються на піддонах розміром 1200х800х144 мм, де кожен піддон вміщує 4 ящики по площі та 6 по висоті. Таким чином, на кожному піддоні можна розмістити 24 ящики. Піддони з фруктами розміщуються на стелажах у 3 поверхи.



Рис 1.1.2 Контейнер для грейпфрутів та лаймів

					КР.142.008.032.РПЗ	Архив
						5
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

У фруктосховищі застосовують контейнерний спосіб зберігання на стелажах, дотримуючись усіх відповідних технологічних стандартів. Контейнери та стелажі розташовані на відстані 300 мм від стін та колон, а між контейнерами залишають проміжки по 100 мм. У камерах також передбачені проїзди для електрокарів. Вилкові автонавантажувачі - це вид спеціалізованого складського транспорту, призначеного для переміщення, підйому та штабелювання всіляких вантажів за допомогою спеціального пристосування - вил.

1.2 Автонавантажувач STILL RX 70-20 T

Вилкові автонавантажувачі - це вид спеціалізованого складського транспорту, призначеного для переміщення, підйому та штабелювання всіляких вантажів за допомогою спеціального пристосування - вил.



Рис 1.2.1 Автонавантажувач STILL RX 70-20 T

Приймаємо, що в холодильнику знаходиться 8 електрокарів.

Таблиця 1.2.1. - Технічні характеристики STILL RX 70-20 T

№ п/п	Характеристики
Назва обладнання	Автонавантажувач STILL RX 70-20 T
Кіл-сть, шт	8
Вантажопідємність, кг	2000
Висота підйому, мм	7438
L	3061
B	1138
H	2209
Простір для повного розвороту з вантажем, мм	2700
Ширина пересічних проїздів, мм	2100

2. Об'ємно-планувальне рішення будови холодильника

2.1. Генеральний план

Генплан фруктосховища — визначає розташування і планування всіх необхідних споруд та інфраструктури для ефективного зберігання, обробки та транспортування фруктів.

Генплан передбачає щільність забудови до 50%. Спроековано автомобільний під'їзд до автомобільної платформи шириною 30 м. На території фруктосховища розташовані прохідна та вагова з автовагами на 10 та 30 тонн.

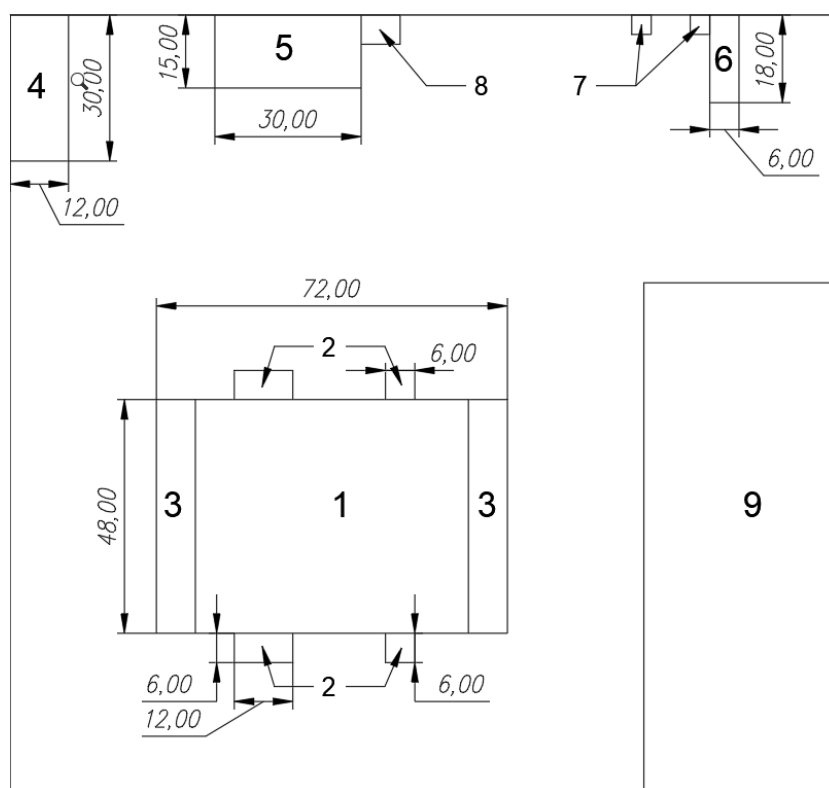


Рис.2.1.1. Генплан території фруктосховища

- 1 – будівля холодильника(охладжувальні приміщення),
2 – холодильна установка, 3 – автомобільна платформа, 4 – службове приміщення, 5 – адміністративна будівля, 6 – автомобільна вагова,
7 – КПП, 8 – альтанка, 9 – парковка;

					КР.142.008.032.РПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
	Розроб.	Шеремет І.В.			Об'ємно-планувальне рішення будови холодильника		Літ.	Арк.
	Перевір.	Рябчук О.М.						
	Н. контр.						8	90
	Затверд.	Петренко В.П.					ХМ – 4 – 4	

2.2. Об'ємно-планувальне рішення холодильника, що проектується

Будівля фруктосховища проектується одноповерховою. Це рішення обґрунтовано малою площею зовнішньої огорожі, що зменшує теплові втрати. Всі охолоджувані приміщення об'єднані в єдиний контур. Приймаємо сітку колон розміром 24х6 м, висота поверху складає 7,2 м.

Основні розміри та місткості камер холодильника визначаємо графічним методом, а також реальну місткість камер. На плані холодильника схематично розміщуємо контейнери у камерах зберігання для різних видів фруктів: груш (рис. 2.2.1), яблук (рис. 2.2.2), грейпфрутів (рис. 2.2.3) та лаймів (рис. 2.2.4). Розміри камер зберігання наступні:

- Груші: 18х36 м
- Яблука: 24х36 м
- Грейпфрути: 18х30 м
- Лайми: 24х30 м

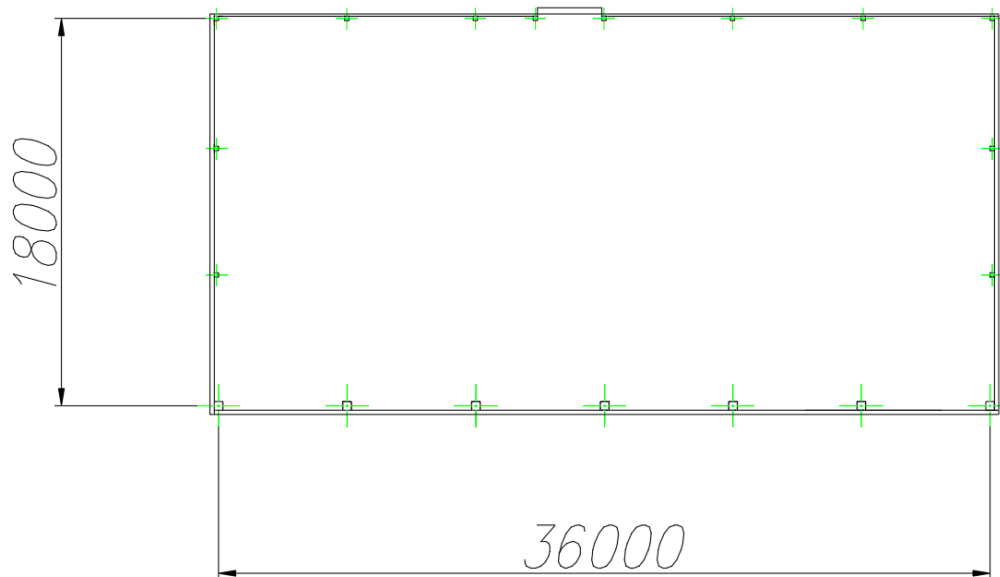


Рис.2.2.1. Розміщення контейнерів у камерах зберігання груш.

При такому розташуванні в одній камері поміститься 1350 контейнерів, загальною масою 1350 т.

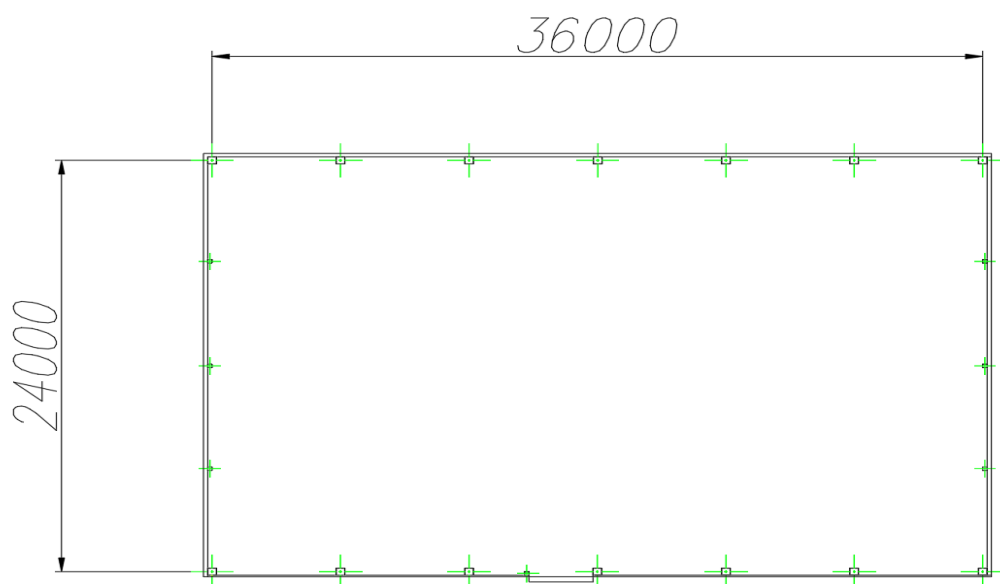


Рис.2.2.2. Розміщення контейнерів у камері зберігання яблук.

При такому розташуванні в одній камері поміститься 1400 контейнерів, загальною масою 1400 т.

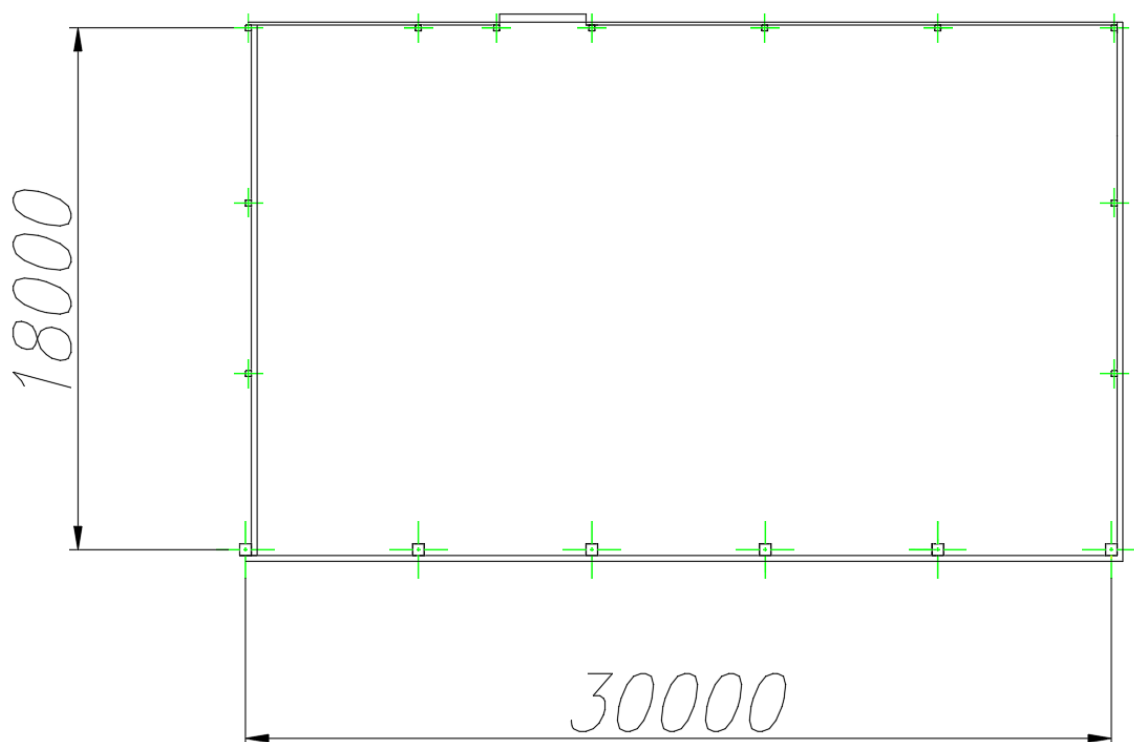


Рис.2.2.3. Розміщення контейнерів у камерах зберігання грейпфрутів.

При такому розташуванні в одній камері поміститься 13536 контейнерів, загальною масою 325 т.

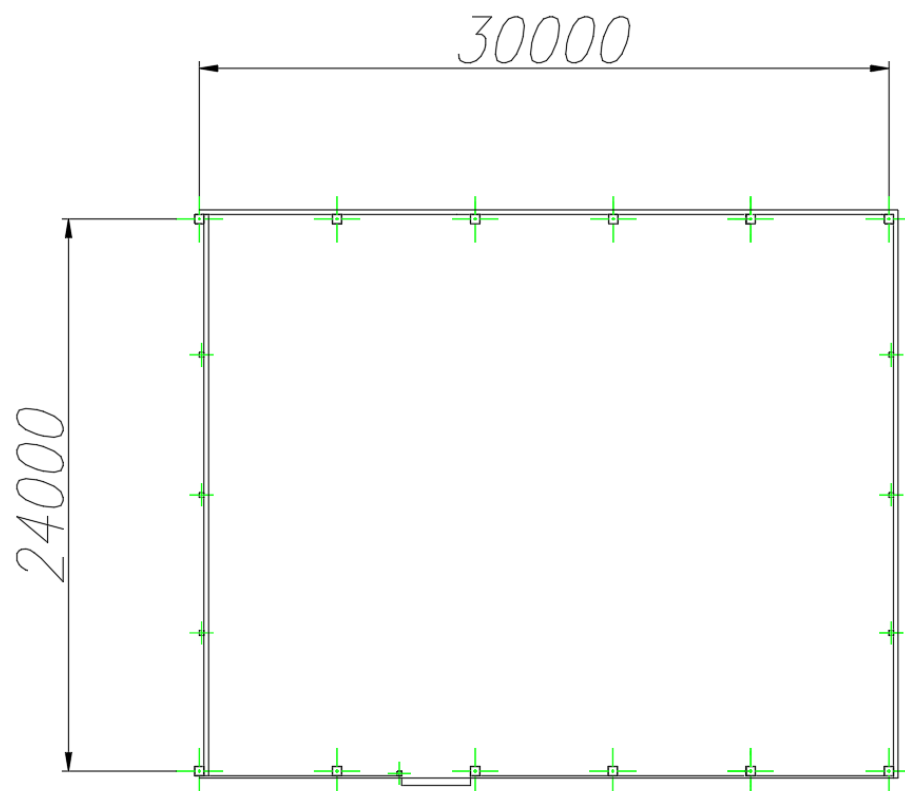


Рис.2.2.4. Розміщення контейнерів у камерах зберігання лаймів.

При такому розташуванні в одній камері поміститься 16640 контейнерів, загальною масою 425 т.

3. Теплоізоляційні конструкції холодильника

Будівельно-ізоляційні конструкції всього покриття холодильних камер наведено в таблиці 3.1.:

Таблиця 3.1. - Огородження

Огородження	Назва шару	Коефіцієнт теплопровідності ізоляції, λ Вт/мК
Зовнішня стіна	Сендвіч панель на основі ППУ	0,039
Внутрішня перегородка	Сендвіч панель на основі ППУ	0,039
Стеля камер	Сендвіч панель на основі ППУ	0,039

Знаходимо потрібну товщину ізоляційного шару для зовнішніх стін (8.2[1]):

$$\delta_{iz} = \lambda_{iz} \times \left[\frac{1}{k_o^{tr}} - \left(\frac{1}{\alpha_n} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_v} \right) \right]$$

де λ_{iz} – коефіцієнт теплопровідності ізоляції;

k_o^{tr} – коефіцієнт теплопередачі який ми вибираємо за таблицями [3];

α_n – коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої або більш теплої сторони огороження;

α_v – коефіцієнт тепловіддачі з внутрішньої або більш холодної сторони огороження.

$$\delta_{iz(2^\circ C)} = 0,039 \times \left[\frac{1}{0,4} - \left(\frac{1}{23} + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,091 \text{ м}$$

$$\delta_{iz(10^\circ C)} = 0,039 \times \left[\frac{1}{0,44} - \left(\frac{1}{23} + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,082 \text{ м}$$

					КР.142.008.032.РПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.	Шермет І.В.				Теплоізоляційні конструкції холодильника	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.	Рябчук О.М.						12	90
						ХМ – 4 – 4		
Н. контр.								
Затверд.	Петренко В.П.							

Приймаємо дійсне значення товщини теплоізоляції $\delta_{ізд}$, округлюючи розрахункове значення $\delta_{із}$ в бік зростання. Всі дані зводимо в таблицю 3.2.

Робимо перерахунок коефіцієнта теплопередачі, і він уже буде дійсним (8.3[1]):

$$k_d = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_v} + \frac{\delta_{ізд}}{\lambda_{ізд}}}$$

$$k_{д(2^{\circ}\text{C})} = \frac{1}{\frac{1}{23} + \frac{1}{9} + \frac{0,1}{0,039}} = 0,37 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}}$$

$$k_{д(10^{\circ}\text{C})} = \frac{1}{\frac{1}{23} + \frac{1}{9} + \frac{0,1}{0,039}} = 0,37 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}}$$

Знаходимо потрібну товщину ізоляційного шару для внутрішніх перегородок (8.2[1]):

$$\delta_{із} = \lambda_{із} \times \left[\frac{1}{k_o^{тр}} - \left(\frac{1}{\alpha_n} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_v} \right) \right]$$

$$\delta_{із(2/10)} = 0,039 \times \left[\frac{1}{0,44} - \left(\frac{1}{9} + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,084 \text{ м}$$

$$\delta_{із(10/10)} = 0,039 \times \left[\frac{1}{0,52} - \left(\frac{1}{9} + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,064 \text{ м}$$

Приймаємо дійсне значення товщини теплоізоляції $\delta_{ізд}$, округлюючи розрахункове значення $\delta_{із}$ в бік зростання. Всі дані зводимо в таблицю 3.2.

Робимо перерахунок коефіцієнта теплопередачі, і він уже буде дійсним(8.3[1]):

$$k_{д(2/10)} = \frac{1}{\frac{1}{9} + \frac{1}{9} + \frac{0,1}{0,039}} = 0,36 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}}$$

$$k_{д(10/10)} = \frac{1}{\frac{1}{9} + \frac{1}{9} + \frac{0,08}{0,039}} = 0,44 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}}$$

Знаходимо потрібну товщину ізоляційного шару для стель камер(8.2[1]):

$$\delta_{із} = \lambda_{із} \times \left[\frac{1}{k_o^{тр}} - \left(\frac{1}{\alpha_n} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_v} \right) \right]$$

$$\delta_{із(2)} = 0,039 \times \left[\frac{1}{0,44} - \left(\frac{1}{23} + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,091 \text{ м}$$

Приймаємо дійсне значення товщини теплоізоляції $\delta_{ізд}$, округлюючи розрахункове значення $\delta_{із}$ в бік зростання. Всі дані зводимо в таблицю 3.2.

Робимо перерахунок коефіцієнта теплопередачі, і він уже буде дійсним(8.3[1]):

$$k_{д(2)} = \frac{1}{\frac{1}{23} + \frac{1}{9} + \frac{0,1}{0,039}} = 0,37 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}}$$

Для зовнішній стін, перегородок та стелі камер буде використовуватися сендвіч панель з товщиною 100 мм (Див. Таблиця 3.1.). Колони, що знаходяться в камері будуть обшиті сендвічем для зменшення теплопритоків в камеру через тепловий місток.

Таблиця 3.2.

Огородження	t _{кам} , °C	α _н , Вт/м2К	α _в , Вт/м2К	Товщина ізоляції, мм		Коефіцієнт теплопередачі, Вт/м2К
				δ _{тр і в}	δ _{д і в}	
Зовнішня стіна камери	2	23	9	91	100	0,37
Зовнішня стіна камери	10	23	9	82	100	0,37
Внутрішня перегородка (2/10°C)	2	9	9	84	100	0,36
Внутрішня перегородка (10/10°C)	10	9	9	64	80	0,44
Покриття	10	23	9	91	100	0,37

4. Розрахунок теплонадходжень до охолоджуваних приміщень.

Початковими даними для розрахунку є план холодильника з нанесенням розмірів камер та орієнтації по сторонам світу, значення коефіцієнтів теплопередачі будівельно-ізоляційних конструкцій, температура та вологість в камерах, зовнішнього повітря, та суміжних приміщень, температура та кількість вантажів що надходять до камер.

4.1. Розрахунок теплопритоків від зовнішнього повітря та приміщень з більшою температурою.

Через огороження (стіни, підлога, покриття), теплота надходить від навколишнього середовища шляхом теплопередачі за рахунок різниці температур зовні та в камері і в результаті дії сонячної радіації.

4.1.1. Розраховуємо теплопритоки від зовнішнього повітря та приміщень з більшою температурою(9.2[1]):

$$Q_1 = Q_{1т} + Q_{1п} + Q_{1с}$$

де $Q_{1т}$ – теплоприток через стіни,перегородки та стелю

$Q_{1п}$ – теплоприток через підлогу,

$Q_{1с}$ – теплоприток від сонячної радіації,

					КР.142.008.032.РПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Розрахунок теплонадходжень до охолоджуваних приміщень	Літ.	Арк.	Аркушів
Розроб.		Шеремет І.В.						
Перевір.		Рябчук О.М.					15	90
Н. контр.						ХМ – 4 – 4		
Затверд.		Петренко В.П.						

4.1.2. Теплонадходження через стіни, перегородки та перекриття (9.3[1]):

$$Q_{1T} = k_d F \cdot (t_n - t_b) \cdot 10^{-3}$$

$$Q_{1TP} = 0,36 \cdot 270 \cdot (12 - 2) \cdot 10^{-3} = 972 \text{ Вт}$$

$$Q_{1TZ} = 0,37 \cdot 135 \cdot (33 - 2) \cdot 10^{-3} = 1548 \text{ Вт}$$

$$Q_{1TP} = 0,37 \cdot 270 \cdot (33 - 2) \cdot 10^{-3} = 3097 \text{ Вт}$$

$$Q_{1TC} = 0,37 \cdot 135 \cdot (12 - 2) \cdot 10^{-3} = 500 \text{ Вт}$$

$$Q_{1TPOK} = 0,39 \cdot 648 \cdot (32 - 2) \cdot 10^{-3} = 7582 \text{ Вт}$$

де k_d – дійсний коефіцієнт теплопередачі через огорожу,

F – розрахункова площа поверхні огорожі,

t_n – розрахункова літня температура повітря зовнішнього боку огорожі,

t_b – розрахункова температура повітря всередині охолоджуючої камери.

4.1.3. Розраховуємо теплонадходження через підлогу(9.4[1]):

$$Q_{1П} = k_d \cdot F \cdot (t_r - t_b) \cdot 10^{-3}$$

$$Q_{1П} = 0,41 \cdot 648 \cdot (22 - 2) \cdot 10^{-3} = 5314 \text{ Вт}$$

де t_r – середня температура гріючого пристрою для нагріву ґрунту (приймаємо $t_r = 1^\circ\text{C}$)

Для підлоги без нагріву(9.5[1]):

$$Q_{1П} = \sum k_{\text{умов}} \cdot F \cdot (t_n - t_b) \cdot m \cdot 10^{-3}$$

Де $k_{\text{умов}}$ – умовний коефіцієнт теплопередачі відповідної зони підлоги.

Коефіцієнт m , що характеризує відносне зростання термічного опору підлоги за наявності ізоляції(9.6[1]):

$$m = \frac{1}{1 + 1.25 \cdot (\sum \frac{\delta_n}{\lambda_n})}$$

де δ_n – товщина окремих шарів підлоги,

λ_n – коефіцієнт теплопровідності окремих шарів підлоги.

$m = 1$ – для неізольованої підлоги.

4.1.4. Знаходимо теплонадходження від дії сонячної радіації(9.7[1]):

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

$$Q_{1cз} = 0,37 \cdot 135 \cdot 4,7 \cdot 10^{-3} = 235 \text{ Вт}$$

$$Q_{1сп} = 0,37 \cdot 270 \cdot 3,2 \cdot 10^{-3} = 320 \text{ Вт}$$

$$Q_{1спок} = 0,39 \cdot 648 \cdot 17,7 \cdot 10^{-3} = 4473 \text{ Вт}$$

де Δt_c – надлишкова різниця температур, яка характеризує дію сонячної радіації в літній час.

Табл 4.1. - Теплопритік від зовнішнього повітря та приміщень з більшою температурою

Назва камери	огороження	Кд, Вт/м2				F, м2	tз, °C	тв, °C	Δt, °C	Δtc, °C	Q1т, Вт	Q1с, Вт	Q1, Вт
Зберігання груш	Північ(зов)	0,36	36	0	7,5	270	12	2	10	0	972	0	972
	Захід(зов)	0,37	18	0	7,5	135	33	2	31	4,7	1548	235	1783
	Південь(зов)	0,37	36	0	7,5	270	33	2	31	3,2	3097	320	3417
	Схід(зов)	0,37	18	0	7,5	135	12	2	10	0	500	0	500
	Підлога	0,41	36	18	0	648	22	2	20	0	5314	0	5314
	Покриття	0,39	36	18	0	648	32	2	30	17,7	7582	4473	12055
Всього:											19012	5028	24040
Зберігання яблук	Північ(зов)	0,37	36	0	7,5	270	33	2	31	0	3097	0	3097
	Захід(зов)	0,37	24	0	7,5	180	33	2	31	4,7	2065	313	2378
	Південь(зов)	0,36	36	0	7,5	270	12	2	10	0	972	0	972
	Схід(зов)	0,37	24	0	7,5	180	12	2	10	0	666	0	666
	Підлога	0,41	36	24	0	864	22	2	20	0	7085	0	7085
	Покриття	0,39	36	24	0	864	32	2	30	17,7	10109	5964	16073
Всього:											23993	6277	30270
Зберігання грейпфрутів	Північ(зов)	0,44	30	0	7,5	225	12	10	2	0	198	0	198
	Захід(зов)	0,37	18	0	7,5	135	2	10	-8	0	-400	0	-400
	Південь(зов)	0,37	30	0	7,5	225	33	10	23	3,2	1915	266	2181
	Схід(зов)	0,37	18	0	7,5	135	33	10	23	3,9	1148	194	1342
	Підлога	0,41	30	18	0	540	22	10	12	0	2656	0	2656
	Покриття	0,39	30	18	0	540	32	10	22	17,7	4633	3727	8360
Всього:											10150	4187	14337
Зберігання лаймів	Північ(зов)	0,37	30	0	7,5	225	33	10	23	0	1914	0	1914
	Захід(зов)	0,36	24	0	7,5	180	2	10	-8	0	-339	0	-339
	Південь(зов)	0,44	30	0	7,5	225	12	10	2	0	198	0	198
	Схід(зов)	0,37	24	0	7,5	180	33	10	23	3,9	1532	260	1792
	Підлога	0,41	30	24	0	720	22	10	12	0	3542	0	3542
	Покриття	0,39	30	24	0	720	32	10	22	17,7	6178	4970	11148
Всього:											13025	5230	18255

4.2. Розрахунок теплонадходжень при термічній обробці продуктів.

4.2.1. Розраховуємо теплонадходження при термічній обробці продуктів за формулою(9.2[1]):

$$Q_2 = Q_{2\text{пр}} + Q_{2\text{п}} + Q_{2\text{т}}$$
$$Q_{2\text{т}} = 15046 + 694 = 15741 \text{ Вт}$$

4.2.2. Знаходимо теплонадходження при доохолоджуванні продуктів за формулою(9.8[1]):

$$Q_{2\text{пр}} = M_{\text{пр}} \cdot \Delta i \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600}$$
$$Q_{2\text{прт}} = 100 \cdot 13 \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600} = 15046 \text{ Вт}$$

де $M_{\text{пр}}$ – денне поступання продукту в одну камеру,

Δi – різниця ентальпій при початковій і кінцевій температурах.

4.2.3. Знаходимо теплонадходження від продуктів при холодильній обробці в камерах зберігання за формулою(9.9[1]):

$$Q_{2\text{п}} = 1,3 \cdot M_{\text{пр}} \cdot \Delta i \cdot \frac{10^3}{\tau_{\text{обр}} \cdot 3600}$$

де $\tau_{\text{обр}}$ – термін холодильної обробки.

4.2.4. Знаходимо теплонадходження від тари за формулою(9.11[1]):

$$Q_{2\text{т}} = M_{\text{т}} \cdot c_{\text{т}} \cdot (t_1 - t_2) \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600}$$
$$Q_{2\text{тт}} = 20 \cdot 1,5 \cdot (4 - 2) \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600} = 694 \text{ Вт}$$

де $M_{\text{т}}$ – добове поступання тари,

$c_{\text{т}}$ – теплоємність тари,

t_1 і t_2 – початкова і кінцева температури тари.

Табл 4.2. - Теплопритік від термічної обробки продуктів

Назва камери	t _{кам} , °C	M _{пр} , т/доб	M _{тд} , т/доб	t _п , °C	t _к , °C	i _п , кДж/кг	i _к , кДж/кг	C _г , кДж/кгК	τ год		Q _{2п} , Вт	Q _{2т} , Вт	Q ₂ , Вт
Зберігання груш	2	100	20	4	2	287	274	1,5	24	11,57	15046	694	15741
Зберігання яблук	2	100	20	4	2	287	274	1,5	24	11,57	15046	694	15741
Зберігання грейпфрутів	10	50	10	12	10	328	317	1,5	24	11,57	6366	347	6713
Зберігання лаймів	10	50	10	12	10	328	317	1,5	24	11,57	6366	347	6713

4.3. Розрахунок теплопритоків від зовнішнього повітря при вентиляції камер

4.3.1. Теплонадходження від зовнішнього повітря (9.12[1]):

$$Q_3 = M_{\text{пов}} \cdot (i_3 - i_{\text{п}})$$

$$Q_3 = 0,21768 \cdot (67 - 8,5) = 12735 \text{ Вт}$$

де $M_{\text{пов}}$ — масова витрата повітря,

$i_3, i_{\text{п}}$ — ентальпія зовнішнього та внутрішнього повітря.

4.3.1. Масова витрата при вентиляції (9.12а[1]):

$$M_{\text{пов}} = \frac{V_{\text{кам}} \cdot a \cdot p}{24 \cdot 3600}$$

$$M_{\text{пов}} = \frac{4860 \cdot 3 \cdot 1,29}{24 \cdot 3600} = 0,21768 \text{ кг/с}$$

Табл 4.3. - Теплоприток від зовнішнього повітря при вентиляції камер

Назва камери	V _{кам} , м3	a, об/доб	p, кг/м3	τ год	M _{пов} , кг/с	i _з , кДж/кг	i _в , кДж/кг	Δi, кДж/кг	Q ₃ , Вт
Зберігання груш	4860	3	1,29	24	0,21768	67	8,5	58,5	12735
Зберігання яблук	6480	3	1,29	24	0,29025	67	8,5	58,5	16980
Зберігання грейпфрутів	4050	3	1,29	24	0,181406	67	8,5	58,5	10612
Зберігання лаймів	5400	3	1,29	24	0,241875	67	8,5	58,5	14150

4.4. Розрахунок експлуатаційних теплонадходжень.

4.4.1. Розраховуємо експлуатаційні теплонадходження за формулою(9.2[1]):

$$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4$$

де q_1 — теплонадходження від освітлення,

q_2 — теплонадходження від людей,

q_3 — теплонадходження від працюючих електродвигунів,

q_4 — теплонадходження від відкривання дверей.

4.4.2. Знаходимо теплонадходження від освітлення за формулою(9.13[1]):

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

$$q_1 = 2,3 \cdot 648 \cdot 10^{-3} = 1490 \text{ Вт}$$

де A – теплота, яку виділяють джерела освітлення за одиницю часу на 1 м^2 площі підлоги; приймаємо $A=2,3 \text{ Вт/м}^2$

F – площа камери.

4.4.3. Знаходим теплонадходження від перебування людей за формулою(9.14[1]):

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

$$q_2 = 0,35 \cdot 3 = 1050 \text{ Вт}$$

де n – число людей, працюючих в приміщенні.

4.4.4. Знаходим теплонадходження від працюючих електродвигунів за формулою(9.16[1]):

$$q_3 = N_{\text{ел}} \cdot \eta_e$$

$$q_3 = 6 \cdot 1000 = 6000 \text{ Вт}$$

де η_e – ККД електродвигуна,

N_e – сумарна потужність всіх електродвигунів.

4.4.5. Знаходим теплонадходження від відкривання дверей за формулою(9.17[1]):

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

$$q_4 = 5 \cdot 648 \cdot 10^{-3} = 3240 \text{ Вт}$$

де K – питомий теплонадходження від відкривання дверей,

F – площа камери.

Табл 4.4. - Експлуатаційні притоки

Назва камери	Гд, м3	А, Вт/м2	q1, Вт	п, чел	q2, Вт	Нел, кВт	q3, Вт	Кд, Вт/м2	q4, Вт	Q4, Вт
Зберігання груш	648	2,3	1490	3	1050	6	6000	5	3240	11780
Зберігання яблук	864	2,3	1987	3	1050	6	6000	5	4320	13357
Зберігання грейпфрутів	540	2,3	1242	3	1050	6	6000	5	2700	10992
Зберігання лаймів	720	2,3	1656	3	1050	6	6000	5	3600	12306

					КР.142.008.032.РПЗ					Аркуш
										20
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						

4.5. Розрахунок теплопритоку від дихання продуктів(9.10[1]):

$$Q_5 = E_{\text{кд}} \cdot (0,1 \cdot q_{\text{п}} + 0,9 \cdot q_{\text{зб}})$$

$$Q_5 = 1350 \cdot (0,1 \cdot 41 + 0,9 \cdot 22) = 32265 \text{ Вт}$$

де $E_{\text{кд}}$ – місткість камери,

$q_{\text{п}}, q_{\text{зб}}$ – питоме теплонадходження від біохімічних процесів

"дихання" при надходженні та зберігання.

Табл 4.5. - Теплопритоки від дихання продуктів

Назва камери	Екд, т	tп, °C	qp, Вт/т	tз, °C	qп, Вт/т	Q5, Вт
Зберігання груш	1350	4	41	2	22	32265
Зберігання яблук	1400	4	21	2	14	20580
Зберігання грейпфрутів	325	12	25	10	18	6078
Зберігання лаймів	425	12	25	10	18	7948

4.6. Загальна кількість теплоти, що надходить в охолоджуване приміщення холодильника(9.2[1]):

$$Q = Q_1 + Q_3 + Q_4$$

де Q_1, Q_2, Q_4 – надходження теплоти відповідно через огорожувальні будівельні конструкції; від продуктів при холодильному обробленні; теплонадходження, пов'язані з експлуатацією камери;

Табл 4.6. - Зведена таблиця теплопритоків

Назва камери	tкам, °C	Q1, Вт	Q2, Вт	Q3, Вт	Q4, Вт	Q5, Вт	Q, Вт
Зберігання груш	2	24040	15741	12735	11780	32265	96561
Зберігання яблук	2	30270	15741	16980	13357	20580	96928
Зберігання грейпфрутів	10	14337	6713	10612	10992	6078	48732
Зберігання лаймів	10	18255	6713	14150	12306	7948	59372
Всього:							301593

4.7. Розрахунок теплонадходжень для зимового періоду.

Розрахунки проводимо аналогічно та зводимо їх до таблиць.

Табл 4.7. - Теплопритік від зовнішнього повітря та приміщень з більшою температурою

Назва камери	огороження	Кд, Вт/м2	L	B	H	F, м2	tз, °C	tв, °C	Δt, °C	Δtc, °C	Q1т, Вт	Q1с, Вт	Q1, Вт
Зберігання груш	Північ(зов)	0,36	36	0	7,5	270	12	2	10	0	972	0	972
	Захід(зов)	0,37	18	0	7,5	135	-18	2	-20	4,7	-999	235	-764
	Південь(зов)	0,37	36	0	7,5	270	-18	2	-20	3,2	-1998	320	-1678
	Схід(зов)	0,37	18	0	7,5	135	12	2	10	0	500	0	500
	Підлога	0	36	18	0	648	-10	2	-12	0	0	0	0
Покриття		0,39	36	18	0	648	-18	2	-20	17,7	-5054	4473	-581
Всього:											-6580	5028	-1552
Зберігання яблук	Північ(зов)	0,37	36	0	7,5	270	-18	2	-20	0	-1998	0	-1998
	Захід(зов)	0,37	24	0	7,5	180	-18	2	-20	4,7	-1332	313	-1019
	Південь(зов)	0,36	36	0	7,5	270	12	2	10	0	972	0	972
	Схід(зов)	0,37	24	0	7,5	180	12	2	10	0	666	0	666
	Підлога	0	36	24	0	864	-10	2	-12	0	0	0	0
Покриття		0,39	36	24	0	864	-10	2	-20	17,7	-6739	5964	-775
Всього:											-8431	6277	-2154
Зберігання грейпфрутів	Північ(зов)	0,44	30	0	7,5	225	12	10	2	0	198	0	198
	Захід(зов)	0,37	18	0	7,5	135	2	10	-8	0	-400	0	-400
	Південь(зов)	0,37	30	0	7,5	225	-18	10	-28	3,2	-2331	266	-2065
	Схід(зов)	0,37	18	0	7,5	135	-18	10	-28	3,9	-1398	194	-1204
	Підлога	0	30	18	0	540	-10	10	-20	0	0	0	0
Покриття		0,39	30	18	0	540	-18	10	-28	17,7	-5896	3727	-2169
Всього:											-9827	4187	-5640
Зберігання лаймів	Північ(зов)	0,37	30	0	7,5	225	-18	10	-28	0	-2331	0	-2331
	Захід(зов)	0,36	24	0	7,5	180	2	10	-8	0	-339	0	-339
	Південь(зов)	0,44	30	0	7,5	225	12	10	2	0	198	0	198
	Схід(зов)	0,37	24	0	7,5	180	-18	10	-28	3,9	-1860	260	-1600
	Підлога	0	30	24	0	720	-10	10	-20	0	0	0	0
Покриття		0,39	30	24	0	720	-18	10	-28	17,7	-7862	4970	-2892
Всього:											-12194	5230	-6964

Табл 4.8. - Теплопритік від термічної обробки продуктів

Назва камери	tкам, °С	Мпр, т/доб	Мтд, т/доб	tp, °С	tk, °С	ip, кДж/кг	ік, кДж/кг	Cт, кДж/кгК	τ год		Q2п, Вт	Q2т, Вт	Q2, Вт
Зберігання груш	2	100	20	4	2	287	274	1,5	24	11,57	15046	694	15741
Зберігання яблук	2	100	20	4	2	287	274	1,5	24	11,57	15046	694	15741
Зберігання грейпфрутів	10	50	10	12	10	328	317	1,5	24	11,57	6366	347	6713
Зберігання лаймів	10	50	10	12	10	328	317	1,5	24	11,57	6366	347	6713

Табл 4.9. - Теплоприток від зовнішнього повітря при вентиляції камер

Назва камери	Vкам, м3	a, об/доб	p, кг/м3	τ год	Мпов, кг/с	із, кДж/кг	ів, кДж/кг	Δі, кДж/кг	Q3, Вт
Зберігання груш	4860	3	1,29	24	0,21768	-18	8,5	-26,5	-5769
Зберігання яблук	6480	3	1,29	24	0,29025	-18	8,5	-26,5	-7692
Зберігання грейпфрутів	4050	3	1,29	24	0,181406	-18	8,5	-26,5	-4807
Зберігання лаймів	5400	3	1,29	24	0,241875	-18	8,5	-26,5	-6410

Табл 4.10. - Експлуатаційні притоки

Назва камери	Fд, м3	A, Вт/м2	q1, Вт	n, чол	q2, Вт	Нед, кВт	q3, Вт	Кд, Вт/м2	q4, Вт	Q4, Вт
Зберігання груш	648	2,3	1490	3	1050	6	6000	5	3240	11780
Зберігання яблук	864	2,3	1987	3	1050	6	6000	5	4320	13357
Зберігання грейпфрутів	540	2,3	1242	3	1050	6	6000	5	2700	10992
Зберігання лаймів	720	2,3	1656	3	1050	6	6000	5	3600	12306

Табл 4.11. - Теплопритоки від дихання продуктів

Назва камери	Екд, т	тп, °С	qp, Вт/т	tz, °С	qp, Вт/т	Q5, Вт
Зберігання груш	1350	4	41	2	22	32265
Зберігання яблук	1400	4	21	2	14	20580
Зберігання грейпфрутів	325	12	25	10	18	6078
Зберігання лаймів	425	12	25	10	18	7948

Табл 4.12. - Зведена таблиця теплопритоків

Назва камери	tкам, °С	Q1, Вт	Q2, Вт	Q3, Вт	Q4, Вт	Q5, Вт	Q, Вт
Зберігання груш	2	-1552	15741	-5769	11780	32265	52465
Зберігання яблук	2	-2154	15741	-7692	13357	20580	39832
Зберігання грейпфрутів	10	-5640	6713	-4807	10992	6078	13336
Зберігання лаймів	10	-6964	6713	-6410	12306	7948	13593
Всього:							119226

Із розрахунків видно що для зимового періоду не потрібно ставити допоміжне обладнання для обігріву. Також можливе використання ТЕНів повітроохолоджувачів в якості нагрівачів повітря.

5. Визначення навантаження на обладнання камер та 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.

Навантаження на компресор розраховуємо по наближеному методу рекомендованому для холодильників з великою кількістю камер (споживачів холоду).

Навантаження на компресор від теплонадходжень через огорожу приймають:

$$Q_{1\text{км}} - 90\%$$

Навантаження на компресор від термічної обробки продуктів приймають:

$$Q_{2\text{км}} - 60\%$$

Навантаження на компресор від експлуатаційних теплонадходжень приймають:

$$Q_{4\text{км}} - 75\%$$

Навантаження на компресор визначаю за формулою(9.20[1]):

$$Q = k \cdot \frac{\sum Q_{\text{км}}}{b}, \text{кВт}$$

Табл 5.1. - Зведена таблиця теплопритоків навантаження на компресор

Назва камери	t _{кам} , °C	Q _{1км} , Вт	Q _{2км} , Вт	Q _{3км} , Вт	Q _{4км} , Вт	Q _{5км} , Вт	Q, Вт
Зберігання груш	2	21636	9444	12735	8835	32265	84915
Зберігання яблук	2	27243	9444	16980	10018	20580	84265
Зберігання грейпфрутів	10	12903	4028	10612	8244	6078	41865
Зберігання лаймів	10	16430	4028	14150	9230	7948	51786
Всього:							262831

					КР.142.008.032.РПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.	Шеремет І.В.				Визначення навантаження на обладнання камер та компресор		Літ.	Арк.
Перевір.	Рябчук О.М.							24
Н. контр.							ХМ – 4 – 4	
Затверд.	Петренко В.П.							
							90	

Загальна кількість теплоти, що надходить в охолоджувані приміщення холодильника для зберігання груш:

$$Q = \Sigma Q_1 + \Sigma Q_2 + \Sigma Q_3 + \Sigma Q_4 + \Sigma Q_5 = 92,5 \text{ кВт}$$

Визначимо сумарне навантаження на компресор:

Навантаження на КМ, що працює при температурі кипіння $t_0 = -8^\circ\text{C}$

$$\begin{aligned} \Sigma Q_2 &= 0,9 \cdot \Sigma Q_1 + 0,6 \cdot \Sigma Q_2 + \Sigma Q_3 + 0,75 \cdot \Sigma Q_4 + \Sigma Q_5 = \\ &= 0,9 \cdot 24,04 + 0,6 \cdot 15,74 + 12,73 + 0,75 \cdot 11,78 + 32,26 = 77,5 \text{ кВт} \end{aligned}$$

Теоретична холодопродуктивність компресорів:

$$\begin{aligned} Q_0 &= k \cdot \frac{\Sigma Q_{\text{КМ}}}{b}, \text{ кВт} \\ Q_0 &= \frac{k \cdot \Sigma Q_{\text{КМ}}}{b} = \frac{1,05 \cdot 84,91}{0,8} = 101 \text{ кВт} \end{aligned}$$

де k – коефіцієнт, що враховує втрати в трубопроводах та апаратах холодної установки;

$\Sigma Q_{\text{КМ}}$ – сумарне навантаження на компресори;

b – коефіцієнт робочого часу холодильних установок.

Загальна кількість теплоти, що надходить в охолоджувані приміщення холодильника для зберігання яблук:

$$Q = \Sigma Q_1 + \Sigma Q_2 + \Sigma Q_3 + \Sigma Q_4 + \Sigma Q_5 = 96,92 \text{ кВт}$$

Визначимо сумарне навантаження на компресор:

Навантаження на КМ, що працює при температурі кипіння $t_0 = -8^\circ\text{C}$

$$\begin{aligned} \Sigma Q_2 &= 0,9 \cdot \Sigma Q_1 + 0,6 \cdot \Sigma Q_2 + \Sigma Q_3 + 0,75 \cdot \Sigma Q_4 + \Sigma Q_5 = \\ &= 0,9 \cdot 30,27 + 0,6 \cdot 15,74 + 16,98 + 0,75 \cdot 13,35 + 20,58 = 84,3 \text{ кВт} \end{aligned}$$

$$Q_0 = \frac{k \cdot \Sigma Q_{\text{КМ}}}{b} = \frac{1,05 \cdot 84,3}{0,8} = 110,64 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти, що надходить в охолоджувані приміщення холодильника для зберігання грейпфрутів:

$$Q = \Sigma Q_1 + \Sigma Q_2 + \Sigma Q_3 + \Sigma Q_4 + \Sigma Q_5 = 48,73 \text{ кВт}$$

					КР.142.008.032.РПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначимо сумарне навантаження на компресор:

Навантаження на КМ, що працює при температурі кипіння $t_0 = 2^\circ\text{C}$

$$\begin{aligned}\Sigma Q_{12} &= 0,9 \cdot \Sigma Q_1 + 0,6 \cdot \Sigma Q_2 + \Sigma Q_3 + 0,75 \cdot \Sigma Q_4 + \Sigma Q_5 = \\ &= 0,9 \cdot 14,33 + 0,6 \cdot 6,7 + 10,61 + 0,75 \cdot 10,1 + 6,08 = 41,86 \text{ кВт}\end{aligned}$$

$$Q_0 = \frac{k \cdot \Sigma Q_{\text{КМ}}}{b} = \frac{1,05 \cdot 41,86}{0,8} = 54,95 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти, що надходить в охолоджувані приміщення холодильника для зберігання лаймів:

$$Q = \Sigma Q_1 + \Sigma Q_2 + \Sigma Q_3 + \Sigma Q_4 + \Sigma Q_5 = 59,37 \text{ кВт}$$

Визначимо сумарне навантаження на компресор:

Навантаження на КМ, що працює при температурі кипіння $t_0 = 2^\circ\text{C}$

$$\begin{aligned}\Sigma Q_{12} &= 0,9 \cdot \Sigma Q_1 + 0,6 \cdot \Sigma Q_2 + \Sigma Q_3 + 0,75 \cdot \Sigma Q_4 + \Sigma Q_5 = \\ &= 0,9 \cdot 18,25 + 0,6 \cdot 6,7 + 14,15 + 0,75 \cdot 12,3 + 7,95 = 51,78 \text{ кВт}\end{aligned}$$

$$Q_0 = \frac{k \cdot \Sigma Q_{\text{КМ}}}{b} = \frac{1,05 \cdot 51,78}{0,8} = 67,96 \text{ кВт}$$

6. Вибір розрахункового робочого режиму. Тепловий розрахунок холодильної машини. Вибір компресорів.

6.1 Вибір розрахункового робочого режиму

В якості холодоагенту використовуємо хладон R404A.

Температуру кипіння приймаємо залежно від температури повітря в холодильній камері та способу охолодження.

Температура кипіння холодоагенту визначається (с.71 [1]):

$$t_0 = t_{\text{кам}} - \Delta t, ^\circ\text{C}$$

де $t_{\text{кам}}$ – температура в холодильній камері, $^\circ\text{C}$;

Δt – температурний напір, $\Delta t = 5 - 10 ^\circ\text{C}$ (с.71 [1]).

Камера зберігання груш:

Температура повітря в камері – $t_{\text{кам}} = 2 ^\circ\text{C}$.

Приймаємо $\Delta t = 10 ^\circ\text{C}$.

$$t_0 = 2 - 10 = -8 ^\circ\text{C}$$

Камера зберігання яблук:

Температура повітря в камері – $t_{\text{кам}} = 2 ^\circ\text{C}$.

Приймаємо $\Delta t = 10 ^\circ\text{C}$.

$$t_0 = 2 - 10 = -8 ^\circ\text{C}$$

Камера зберігання грейпфрутів:

Температура повітря в камері – $t_{\text{кам}} = 10 ^\circ\text{C}$.

Приймаємо $\Delta t = 10 ^\circ\text{C}$.

$$t_0 = 10 - 10 = 0 ^\circ\text{C}$$

					КР.142.008.032.РПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Шеремет І.В.			Вибір розрахункового робочого режиму. Тепловий розрахунок холодильної машини. Вибір компресорів	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		Рябчук О.М.					27	90
						ХМ – 4 – 4		
Н. контр.								
Затверд.		Петренко В.П.						

Камера зберігання лаймів:

Температура повітря в камері – $t_{\text{кам}} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Приймаємо $\Delta t = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

$$t_0 = 10 - 10 = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Для забезпечення потрібних даних температурних режимів будуть працювати чотири КМ-КД блоки. Два на температуру кипіння $t_0 = -8\text{ }^{\circ}\text{C}$, та на $t_0 = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Тепловий розрахунок рахуємо для двох температурних режимів.

6.2 Визначення температури конденсації холодоагенту

Обираємо повітряний тип конденсатора.

При охолодженні конденсатора повітрям (с.72 [1]):

$$t_{\text{к}} = t_{\text{з}} + (10 \dots 12)\text{ }^{\circ}\text{C}$$

де $t_{\text{з}}$ – температура навколишнього середовища, $^{\circ}\text{C}$;

Для Одеси при $t_{\text{з}} = 33\text{ }^{\circ}\text{C}$;

$$t_{\text{к}} = 33 + 10 = 43\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Відповідно тиск конденсації становитиме $P_{\text{к}} = 11,5\text{ бар}$.

Для хладонових компресорів температура всмоктування визначається (с.72 [1]):

$$t_{\text{вс}} = t_0 + 10\text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t_{\text{вс}} = -8 + 10 = 2\text{ }^{\circ}\text{C};$$

6.3 Вибір схеми та побудова циклу

Приймаємо схему одноступеневої установки з однією температурою кипіння. Схеми установок наведені на рис. 6.3.1 та 6.3.2

Будуємо цикл в $\lg P - i$ діаграмі для R404A. Значення параметрів холодильного агенту у вузлових точках циклу заносимо до табл. 6.3.1 та 6.3.2

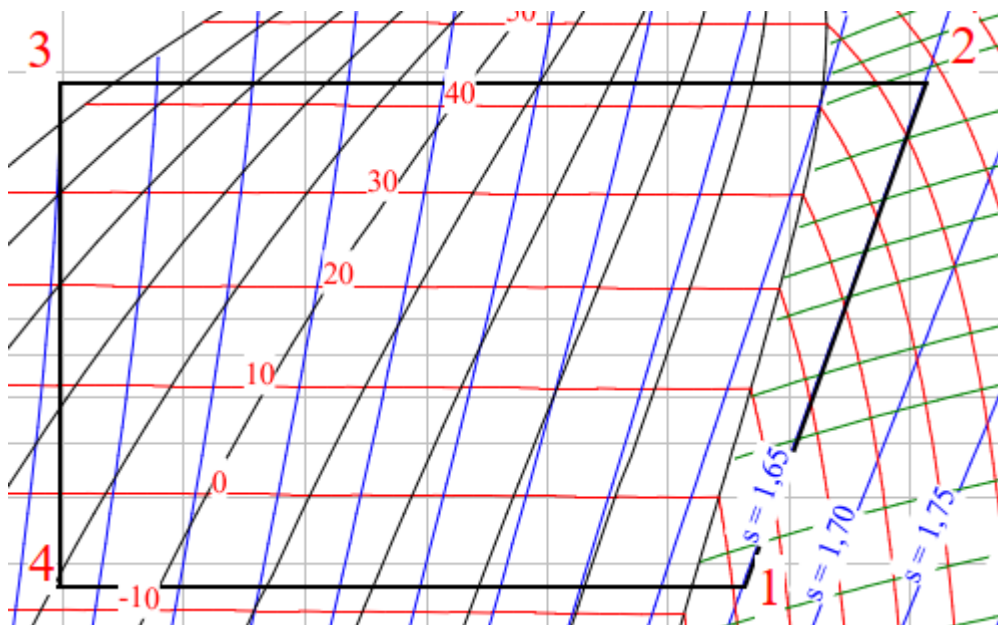


Рис 6.3.1 Цикл одноступеневої холодильної установки
для яблук та груш

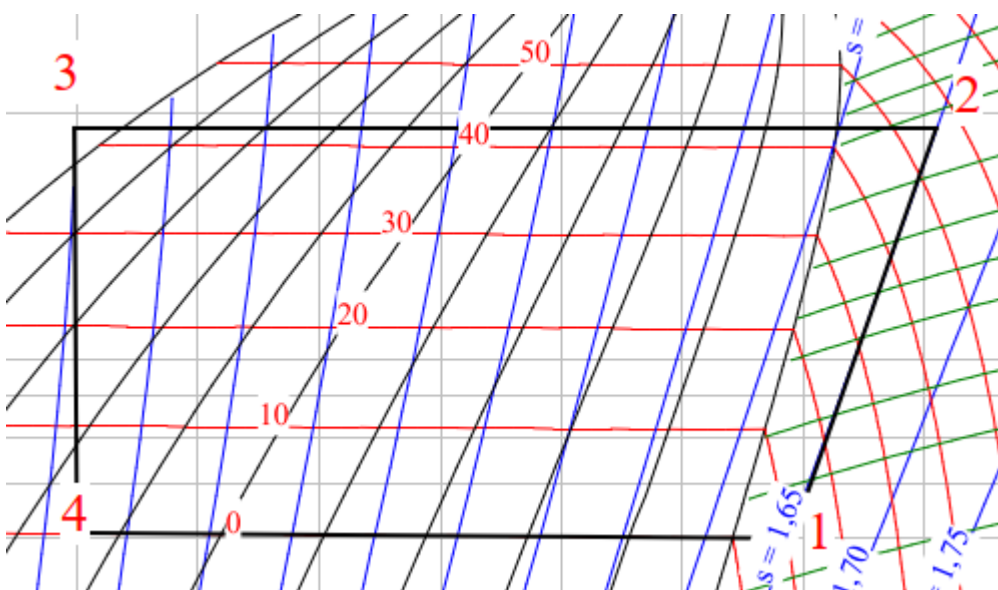


Рис 6.3.2 Цикл одноступеневої холодильної установки
для грейпфрутів та лаймів

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Табл. 6.1. - Значення параметра хладону в точках циклу для груш та яблук

№ точки	t, °C	P, бар	v, мЗ/кг	i, кДж/кг
1	2	4,64	0,045	372
2	57,3	19,5	0,01	402
3	38	19,5	0	259
4	-8	4,64	0	259

Табл. 6.2. - Значення параметра хладону в точках циклу для груш та яблук

№ точки	t, °C	P, бар	v, мЗ/кг	i, кДж/кг
1	10	6	0,035	378
2	56	19,5	0,01	401
3	38	19,5	0	259
4	0	6	0	259

6.4 Тепловий розрахунок холодильної машини.

Задачами теплового розрахунку холодильної машини являється: визначення потрібної об'ємної продуктивності компресора; підбір компресора; визначення споживаної потужності; визначення теплового навантаження на конденсатор.

Визначаємо основні параметри теоретичного циклу і потрібну об'ємну подачу компресора для першої установки.

Питома масова холодопродуктивність $t_{0,1} = 2\text{ °C}$ (11.1 [1]):

$$q_{01} = i_1 - i_4 = 372 - 259 = 113 \text{ кДж/кг}$$

Питома масова холодопродуктивність $t_{0,2} = 10\text{ °C}$:

$$q_{02} = i_1 - i_4 = 378 - 259 = 119 \text{ кДж/кг}$$

Питоме теплове навантаження конденсатора(11.3[1]):

$$q_{к1} = i_2 - i_3 = 402 - 259 = 143 \text{ кДж/кг}$$

$$q_{к1} = i_2 - i_3 = 401 - 259 = 142 \text{ кДж/кг}$$

Питома теоретична робота стискання в компресорі(11.2 [1]):

$$l_{T1} = i_2 - i_1 = 402 - 372 = 30 \text{ кДж/кг}$$

$$l_{T1} = i_2 - i_1 = 401 - 378 = 23 \text{ кДж/кг}$$

Масова витрата циркулюючого холодильного агенту(11.4 [1]):

$$M_{T1} = \frac{Q_{01}}{q_{01}} = \frac{101}{113} = 0.89 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$M_{T2} = \frac{Q_{02}}{q_{02}} = \frac{110,6}{113} = 0.97 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$M_{T3} = \frac{Q_{03}}{q_{03}} = \frac{55}{119} = 0.46 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$M_{T4} = \frac{Q_{04}}{q_{04}} = \frac{68}{119} = 0.57 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Для визначення потрібної об'ємної продуктивності компресора знайдемо коефіцієнти подачі λ .

$$\lambda = \lambda_i \cdot \lambda_w,$$

Індикаторний об'ємний коефіцієнт подачі.

Для камери з 2 °С

$$\lambda_{i1} = \frac{P_{np} - \Delta P_{bc}}{P_{np}} - c \cdot \left(\frac{P_k + \Delta P_{nag}}{P_{np}} - \frac{P_{np} - \Delta P_{bc}}{P_{np}} \right);$$

$c = 0,03$ – відносний мертвий простір;

$n = 1$ – показник політропи;

$\Delta P_{bc} = 10$ кПа – депресія на всмоктуванні;

$\Delta P_{nag} = 10$ кПа – депресія на нагнітання;

$P_{np} = 464$ кПа

$P_k = 1950$ кПа

$$\lambda_{i1} = \frac{464 - 10}{464} - 0,03 \cdot \left(\frac{1950 + 10}{464} - \frac{464 - 10}{464} \right) = 0,88$$

$$\lambda_{w1} = \frac{T_{np}}{T_k} = \frac{273 - 8}{273 + 43} = 0,84$$

$$\lambda_1 = 0,88 \cdot 0,84 = 0,74$$

Для камери з 10 °С

$$\lambda_{i2} = \frac{P_{np} - \Delta P_{bc}}{P_{np}} - c \cdot \left(\frac{P_k + \Delta P_{nag}}{P_{np}} - \frac{P_{np} - \Delta P_{bc}}{P_{np}} \right);$$

$c = 0,03$ – відносний мертвий простір;

					КР.142.008.032.РПЗ	Архив
						31
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$n = 1$ – показник політропи;

$\Delta P_{\text{вс}} = 10$ кПа – депресія на всмоктуванні;

$\Delta P_{\text{наг}} = 10$ кПа – депресія на нагнітанні;

$P_{\text{пр}} = 600$ кПа

$P_{\text{к}} = 1950$ кПа

$$\lambda_{i2} = \frac{600 - 10}{600} - 0,03 \cdot \left(\frac{1950 + 10}{600} - \frac{600 - 10}{600} \right) = 0,92$$

$$\lambda_{w/2} = \frac{T_{\text{пр}}}{T_{\text{к}}} = \frac{273 + 0}{273 + 43} = 0,86$$

$$\lambda_2 = 0,92 \cdot 0,87 = 0,80$$

6.5 Розрахунок компресора для камер груш та яблук.

Теоретичний об'єм всмоктування(11.5 [1]):

$$V_T = M_{T1} \cdot v_1 = 0.89 \cdot 0.045 = 0.044 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Для заданого холодильного агента за отриманими значеннями теоретичної подачі (V_m), електричної та ефективної потужності вибираємо компресор, об'ємна подача яких V_T на 20 – 40% більша за необхідну, що забезпечує роботу компресора з коефіцієнтом робочого часу $b = 0,8 - 0,6$.

Обираємо два компресори Bitzer 6FE-44Y об'ємною подачею:

$$V_T = 366 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} = 0.102 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

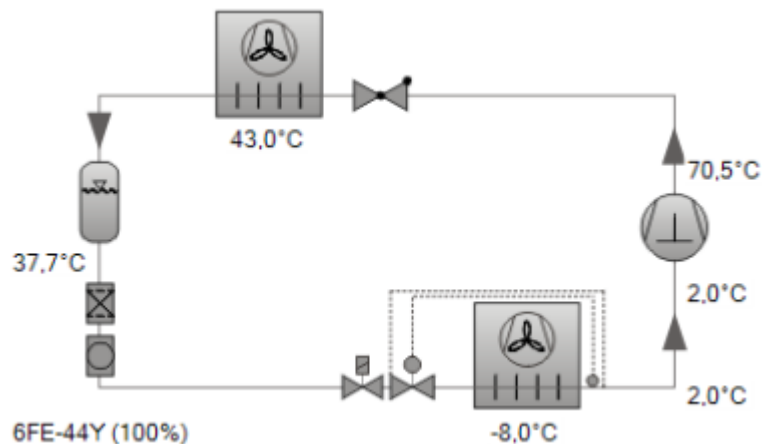


Рис 6.5.1. Принципова схема холодильної установки

Дійсна масова витрата(11.6 [1]):

$$M_{d1} = \lambda_1 \cdot \frac{V_{T1}}{v_i} = 0.74 \cdot \frac{0.102}{0.045} = 1,7 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Сумарна теоретична потужність(11.8 [1]):

$$N_{t1} = M_{d1} \cdot l_{T1} = 1,7 \cdot 30 = 51 \text{ кВт}$$

Дійсна холодопродуктивність(11.7 [1]):

$$Q_{01d} = q_{01} \cdot M_{d1} = 113 \cdot 1,7 = 192 \text{ кВт}$$

Об'єм, що описується поршнем(11.5 [1]):

$$V_{h1} = \frac{V_{T1}}{\lambda_1} = \frac{0.102}{0.74} = 0.138 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Індикаторний ККД:

$$\eta_i = \lambda_{w1} + b \cdot t_{np}$$

b=0,001;

$$\eta_{i1} = 0.84 + 0.001 \cdot (-8) = 0.848$$

Індикаторна потужність компресора(11.9 [1]):

$$N_{i1} = \frac{N_{t1}}{\eta_{i1}} = \frac{42}{0.848} = 49,5 \text{ кВт}$$

Потужність тертя:

$$N_{тр1} = V_{h1} \cdot P_{тр} = 0,138 \cdot 60 = 8,3 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність:

$$N_{в1} = N_{i1} + N_{тр1} = 49,5 + 8,3 = 57,8 \text{ кВт}$$

Електрична потужність(11.11 [1]):

$$N_{ел1} = \frac{N_{в1}}{\eta_{ел} \cdot \eta_{еф}} = \frac{57,8}{0.9 \cdot 0,7} = 91,7 \text{ кВт}$$

Номінально на кожному компресорі стоїть двигун потужністю 46 кВт.

Через те, що для компресорів на камери зберігання груш та яблук майже однакове навантаження приймаємо для камери з яблуками такі самі компресори як і для груш.

					КР.142.008.032.РПЗ	Аркуш
						33
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Табл.6.5.1. – Технічні характеристики Bitzer 6FE-44Y

Технічні Дані	
Робочий об'єм (1450 об/хв 50 Гц)	151,6 м³/год
Робочий об'єм (1750 об/хв 60 Гц)	183,0 м³/год
Кількість циліндрів x діаметр x хід	6 x 82 мм x 55 мм
вага	244 кг
Макс. тиск (LP/HP)	19 / 32 бар
Підключення всмоктуючої лінії	54 мм - 2 1/8"
Підключення напірної лінії	42 мм - 1 5/8"
Тип масла R134a/R407C/R404A/R507A/R407A/R407F	BSE32 (стандарт) R134a tc>70°C: BSE55 (опція)
Тип масла R22 (R12/R502)	B5.2 (опція)
Тип масла R1234yf	BSE32 (стандарт) R1234yf tc>70°C: BSE55 (опція)
Тип масла R1234ze	BSE55 (стандарт) до>15°C: BSE85K (опція) tc>70°C: BSE85K (опція)
Тип масла R454C/R455A	BSE32 (стандарт)
Тип масла R515B	BSE55 (стандарт) до>15°C: BSE85K (опція) tc>70°C: BSE85K (опція)
Моторні Дані	
Моторна версія	2
Напруга двигуна (більше за запитом)	380-420 В PW-3-50 Гц
Макс. робочий струм	83,2 А
Коефіцієнт намотування	50/50
Пусковий струм (ротор заблокований)	219,0 АУ / 362,0 АУУ
Макс. вхідна потужність	46,0 кВт
Обсяг Поставки (Стандарт)	
Захист двигуна	SE-B3 (стандарт), SE-B2 (опція), CM-RC-01 (опція)
Клас огороження	IP54 (стандарт), IP66 (опція)
Гасителі коливань	Стандартний
Масляний заряд	4,75 дм³
Напірний запірний клапан	Стандартний
Всмоктувальний запірний клапан	Стандартний

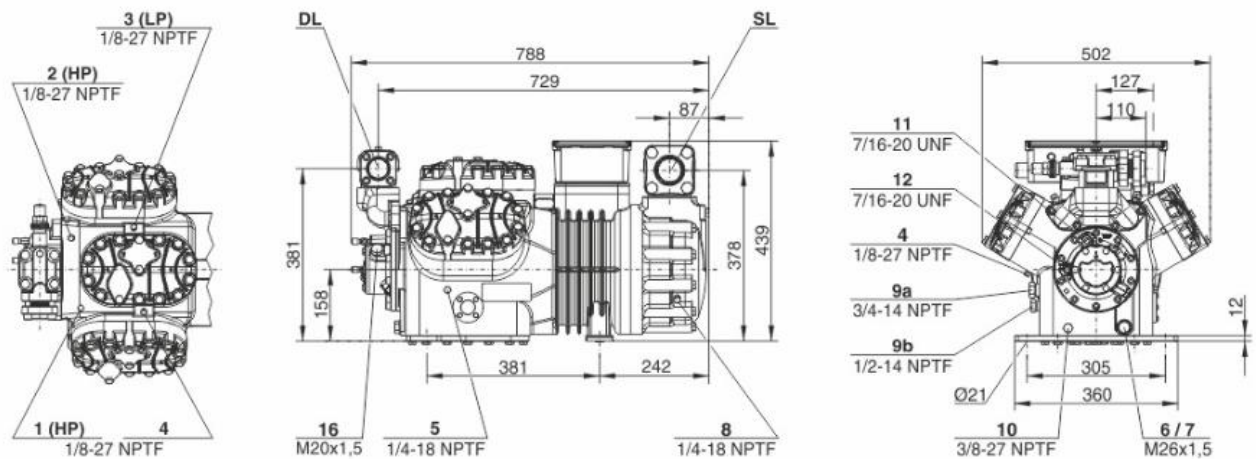


Рис 6.5.2. Креслення компресор Bitzer 6FE-44Y

6.6 Розрахунок компресора для грейпфрутів та лаймів.

Теоретичний об'єм всмоктування(11.5 [1]):

$$V_T = M_{T3} * v_2 = 0.46 * 0.035 = 0.016 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Для заданого холодильного агента за отриманими значеннями теоретичної подачі (V_m), електричної та ефективної потужності вибираємо компресор, об'ємна подача яких V_T на 20 – 40% більша за необхідну, що забезпечує роботу компресора з коефіцієнтом робочого часу $b = 0,8 – 0,6$.

Обираємо два компресори bitzer 4NES-20Y об'ємною подачею:

$$V_T = 136 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} = 0,038 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

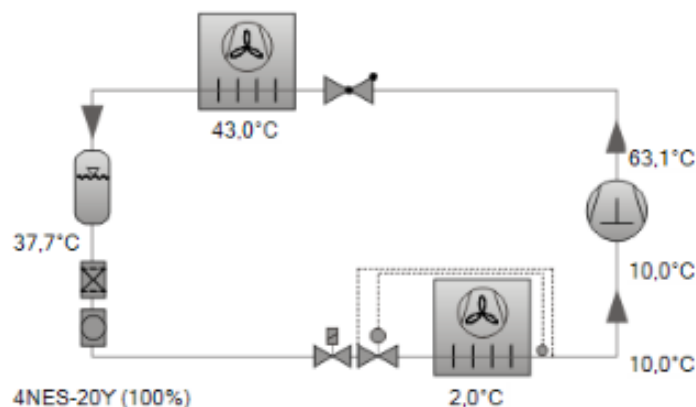


Рис 6.6.1. Принципова схема холодильної установки

Дійсна масова витрата(11.6 [1]):

$$M_{d1} = \lambda_1 \cdot \frac{V_{m1}}{v_i} = 0.8 \cdot \frac{0.038}{0.035} = 0.88 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Сумарна теоретична потужність(11.8 [1]):

$$N_{t1} = M_{d1} \cdot l_{T1} = 0.88 \cdot 23 = 20,2 \text{ кВт}$$

Дійсна холодопродуктивність(11.7 [1]):

$$Q_{01d} = q_{01} \cdot M_{d1} = 119 \cdot 0,88 = 104,7 \text{ кВт}$$

Об'єм, що описується поршнем(11.5 [1]):

$$V_{h1} = \frac{V_{m1}}{\lambda_1} = \frac{0.038}{0.8} = 0.047 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Індикаторний ККД:

$$\eta_i = \lambda_{w/2} + b \cdot t_{np}$$

b=0,001;

$$\eta_{i1} = 0.86 + 0.001 \cdot (-8) = 0.852$$

Індикаторна потужність компресора(11.9 [1]):

$$N_{i1} = \frac{N_{t1}}{\eta_{i1}} = \frac{20,2}{0.852} = 23,7 \text{ кВт}$$

Потужність тертя:

$$N_{тр1} = V_{h1} \cdot P_{тр} = 0,047 \cdot 60 = 2,82 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність:

$$N_{в1} = N_{i1} + N_{тр1} = 23,7 + 2,82 = 26,5 \text{ кВт}$$

Електрична потужність(11.11 [1]):

$$N_{ел1} = \frac{N_{в1}}{\eta_{ел} \cdot \eta_{еф}} = \frac{26,5}{0.9 \cdot 0,7} = 40 \text{ кВт}$$

Номінально на кожному компресорі стоїть двигун потужністю 19 кВт.

Через те, що для компресорів на камери зберігання грейпфрутів та лаймів майже однакове навантаження приймаємо для камери з лаймами такі самі компресори як і для грейпфрутів.

Табл.6.6.1. – Технічні характеристики Bitzer 4NES-20Y

Технічні Дані	
Робочий об'єм (1450 об/хв 50 Гц)	56,25 м3/год
Робочий об'єм (1750 об/хв 60 Гц)	67,89 м3/год
Кількість циліндрів x діаметр x хід	4 x 70 мм x 42 мм
вага	157 кг
Макс. тиск (LP/HP)	19 / 32 бар
Підключення всмоктуючої лінії	42 мм - 1 5/8"
Підключення напірної лінії	28 мм - 1 1/8"
Тип масла R134a/R407C/R404A/R507A/R407A/R407F	BSE32 (стандарт) R134a tc>70°C: BSE55 (опція)
Тип масла R22 (R12/R502)	B5.2 (опція)
Тип масла R1234yf	BSE32 (стандарт) R1234yf tc>70°C: BSE55 (опція)
Тип масла R1234ze	BSE55 (стандарт) до>15°C: BSE85K (опція) tc>70°C: BSE85K (опція)
Тип масла R454C/R455A	BSE32 (стандарт)
Моторні Дані	
Моторна версія	1
Напруга двигуна (більше за запитом)	380-420 В PW-3-50 Гц
Макс. робочий струм	33,2 А
Коефіцієнт намотування	50/50
Пусковий струм (ротор заблокований)	97,0 АУ / 158,0 А УУ
Макс. вхідна потужність	19,0 кВт
Обсяг Поставки (Стандарт)	
Захист двигуна	SE-B3 (стандарт), SE-B2 (опція), CM-RC-01 (опція)
Клас огороження	IP66
Гасителі коливань	Стандартний
Масляний заряд	2,60 дм³
Напірний запірний клапан	Стандартний
Всмоктувальний запірний клапан	Стандартний

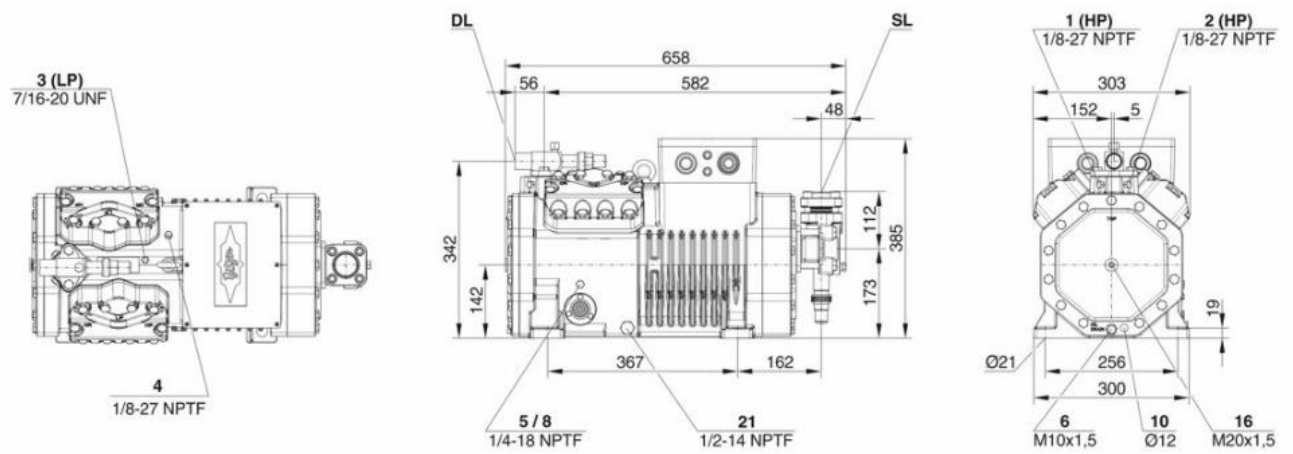


Рис 6.6.2. Креслення компресор Bitzer 4NES-20Y

7. Розрахунок та вибір теплообмінного обладнання.

7.1 Підбір випарника.

В якості випарників в холодильних камерах використовуємо повітроохолоджувачі.

Площа теплообмінної поверхні випарників визначається (11.26 [1]):

$$F_{\text{по}} = \frac{Q_{06}}{(k \cdot \Delta t)}, \text{ м}^2$$

де Q_{06} – теплове навантаження на камерне обладнання, Вт (розділ5);

k – коефіцієнт теплопередачі повітроохолоджувачів “Guntner”:

30 – 40 Вт/м²К;

Δt – різниця між температурами в камері та кипіння хладону, °С.

Камера зберігання груш ($t_{\text{кам}} = 2$ °С)

Сумарна розрахункова площа теплообмінної поверхні повітроохолоджувачів становить:

$$F_{\text{по}} = \frac{101000}{(40 \cdot 10)} = 252,5 \text{ м}^2$$

За розрахованою площею теплообмінної поверхні вибираємо два підвісний кубічний повітроохолоджувач Guntner GACC RX 050.1/4-70.A-1820884M.

Теплообмінна площа повітроохолоджувачів становить $161,3 \text{ м}^2 \times 2 = 322,6 \text{ м}^2$.

Технічна характеристика повітроохолоджувача наведена в табл. 7.1.3.

					КР.142.008.032.РПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.	Шеремет І.В.				Розрахунок та вибір теплообмінного обладнання	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.	Рябчук О.М.						39	90
						ХМ – 4 – 4		
Н. контр.								
Затверд.	Петренко В.П.							

Перевіряємо, чи достатньою є об'ємна подача вентиляторів підібраних повітроохолоджувачів(11.36 [1]):

$$V_{\text{пов}} = \frac{Q_{06}}{[\rho_{\text{пов}} \cdot (i_1 - i_2)]}, \text{м}^3/\text{с}$$

де $\rho_{\text{пов}}$ – густина повітря, яке виходить з повітроохолоджувача, $\text{кг}/\text{м}^3$;

i_1, i_2 – ентальпії повітря на вході та на виході з повітроохолоджувача, $\text{кДж}/\text{кг}$.

$$V_{\text{пов}} = \frac{101}{[1,28 \cdot (10 - 2)]} = 9,86 \text{ м}^3/\text{с}$$

Сумарна об'ємна подача вентиляторів повітроохолоджувачів – $53440 \text{ м}^3/\text{год.} > 35496 \text{ м}^3/\text{год.}$, це означає, що встановлених вентиляторів достатньо.

Аналогічно здійснюємо підбір повітроохолоджувачів для решти камер.

Результати розрахунків заносимо до табл. 7.2, а технічні характеристики підібраних повітроохолоджувачів до табл. 7.3.

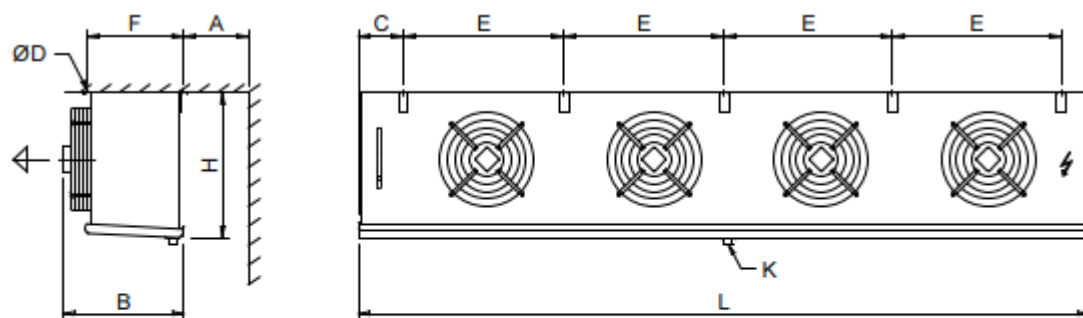
Табл.7.1.2. – Результати розрахунків

Назва камери	tкам, °C	Qоб, кВт	k, Вт/м2к	Δt, °C	Fпо, м2
Зберігання груш	2	101	40	10	252,5
Зберігання яблук	2	110,64	40	10	276,6
Зберігання грейпфрутів	10	54,95	40	10	137,4
Зберігання лаймів	10	67,96	40	10	170

Табл.7.1.3. – Технічні характеристики підібраних повітроохолоджувачів

Назва камери	Марка	Кількість ПО	F _{по} , м²	Крок ребер, мм	Номинальний тепловий потік, кВт	Об'єм труб, дм3	Витрата повітря, м³/год	К-ть х D, мм	Нел, кВт	Нел ТЕНів відтаювання, кВт	Довжина струменя повітря, м
Зберігання груш	GaCC RX 050.2/4-70E	2	161,3	7	60	53,2	26720	4x400	0,62	24	24
Зберігання яблук	GaCC RX 050.2/4-70E	2	161,3	7	60	53,2	26720	4x400	0,62	24	24
Зберігання грейпфрутів	GaCC RX 040.1/4-70E	2	78,3	7	30	26,2	12240	4x230	0,19	12	14
Зберігання лаймів	GaCC RX 050.2/2-70E	2	100,8	7	35	34,5	13040	2x400	0,75	14	22

Повітроохолоджувачі всіх камер є кубічними. Відтаювання всіх повітроохолоджувачів здійснюється за допомогою ТЕНів.



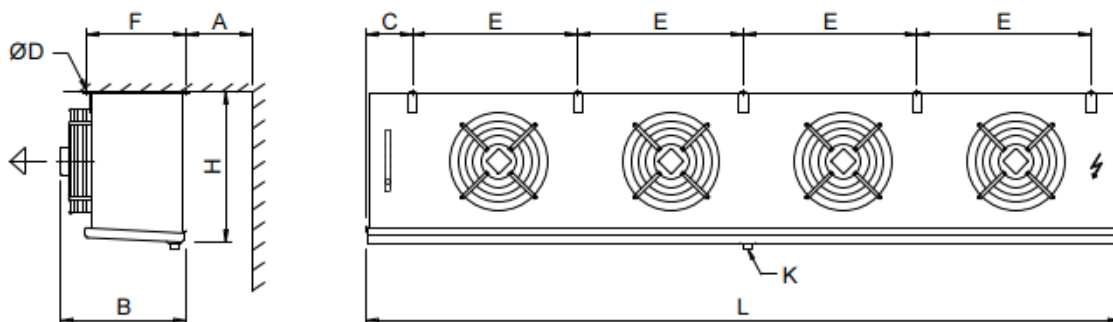
File: EMF\GACC4a_UNI.emf

L = 4387 mm
E = 1000 mm
A = 550 mm

B = 623 mm
F = 486 mm
ØD = 11 mm

H = 755 mm
C = 234 mm
K = G1¼"

Рис 7.1.1. Креслення повітроохолодника Gunter GACC RX 050.2/4-70E



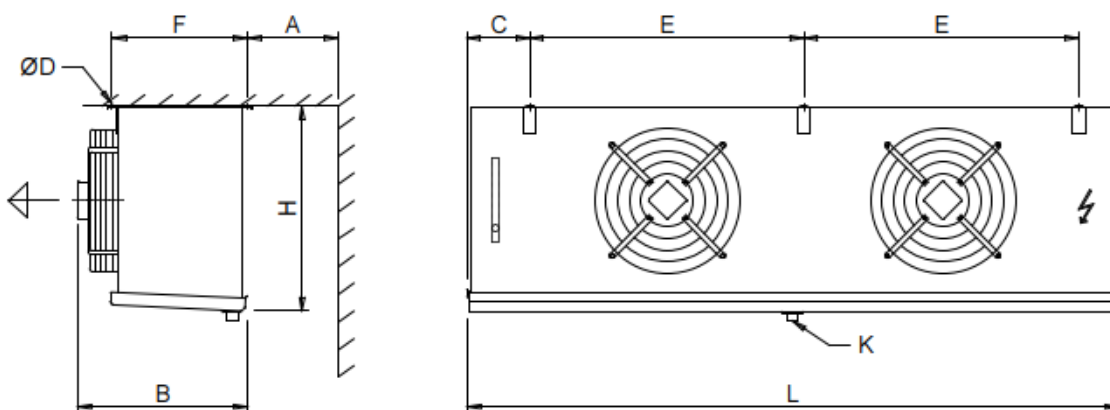
File: EMF\GACC4a_UNI.emf

L = 3046 mm
E = 680 mm
A = 400 mm

B = 560 mm
F = 406 mm
ØD = 11 mm

H = 565 mm
C = 177 mm
K = G1¼"

Рис 7.1.2. Креслення повітроохолодника Gunter GACC RX 040.1/4-70E



File: EMF\GACC2a_UNI.emf

L = 2377 mm
E = 1000 mm
A = 550 mm

B = 623 mm
F = 486 mm
ØD = 11 mm

H = 755 mm
C = 234 mm
K = G1¼"

Рис 7.1.3. Креслення повітроохолодника Gunter GACC RX 050.2/2-70E

7.2 Підбір конденсатора

Визначення теплового навантаження на конденсатор.

Теплове навантаження на конденсатор визначається (11.13 [1]):

$$Q_{\text{кд}} = Q_0 + N_i, \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{кд1}} = 101 + 49,5 = 150,5 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{кд2}} = 110,64 + 49,5 = 160,1 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{кд3}} = 54,95 + 23,7 = 78,65 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{кд4}} = 67,96 + 23,7 = 91,66 \text{ кВт}$$

Площа теплообмінної поверхні конденсатора визначається за формулою(11.26 [1]):

$$F_{\text{по}} = \frac{150,5}{(40 \cdot 10)} = 376,25 \text{ м}^2$$

$$F_{\text{по}} = \frac{160,1}{(40 \cdot 10)} = 400,25 \text{ м}^2$$

$$F_{\text{по}} = \frac{78,65}{(40 \cdot 10)} = 196,6 \text{ м}^2$$

$$F_{\text{по}} = \frac{91,66}{(40 \cdot 10)} = 229,1 \text{ м}^2$$

k – коефіцієнт теплопередачі повітроохолоджувачів “Guntner ”:

30 – 40 Вт/м²К;

Δt – різниця між температурами в камері та кипіння хладону, °С.

За розрахованою площею теплообмінної поверхні вибираємо два конденсатора Guntner GCHC RD 045.2/24-53 для камери зберігання груш.

Теплообмінна площа повітроохолоджувачів становить $210,6 \cdot 2 = 421,2 \text{ м}^2$

Аналогічно здійснюємо підбір конденсаторів для решти.

Результати розрахунків заносимо до табл. 7.2.1., а технічні характеристики підібраних конденсаторів до табл. 7.2.2.

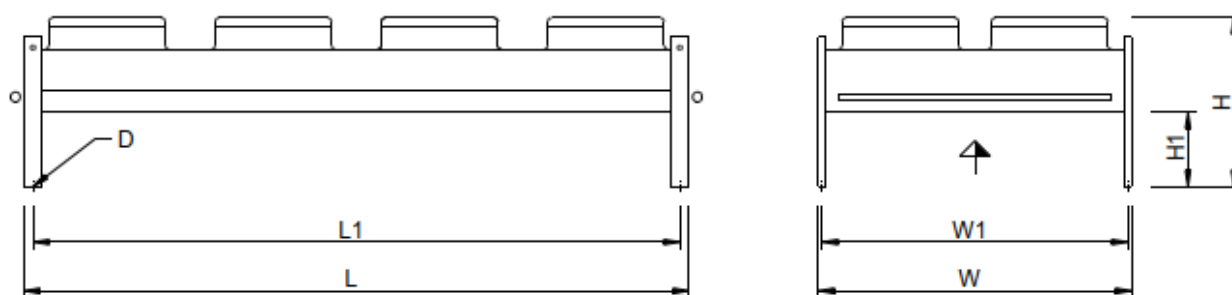
					КР.142.008.032.РПЗ	Аркуш
						42
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Табл.7.2.1. - Результати розрахунків

Назва камери	t _{кам} , °C	Q _{об} , кВт	k, Вт/м ² к	Δt, °C	F _{по} , м ²
Зберігання груш	2	150,5	40	10	376,25
Зберігання яблук	2	160,1	40	10	400,25
Зберігання грейпфрутів	10	78,65	40	10	196,6
Зберігання лаймів	10	91,66	40	10	229,1

Табл.7.2.2. - Технічні характеристики підібраних конденсаторів

Назва камери	Марка	Кількість ПО	F _{по} , м ²	Крок ребер, мм	Номинальний тепловий потік, кВт	Об'єм труб, дм ³	Витрата повітря, м ³ /год	К-ть х D, мм	Нел, кВт
Зберігання груш	GCHC RD 045.2/24-53	2	210,6	2,2	100	53,2	42060	4x400	0,47
Зберігання яблук	GCHC RD 045.2/24-53	2	210,6	2,2	100	53,2	42060	4x400	0,47
Зберігання грейпфрутів	GCHC RD 045.2/24-53	1	210,6	2,2	100	53,2	42060	4x400	0,47
Зберігання лаймів	GCHC RD 050.2/12-48	2	120,4	2,1	70	10,4	15064	2x400	0,72



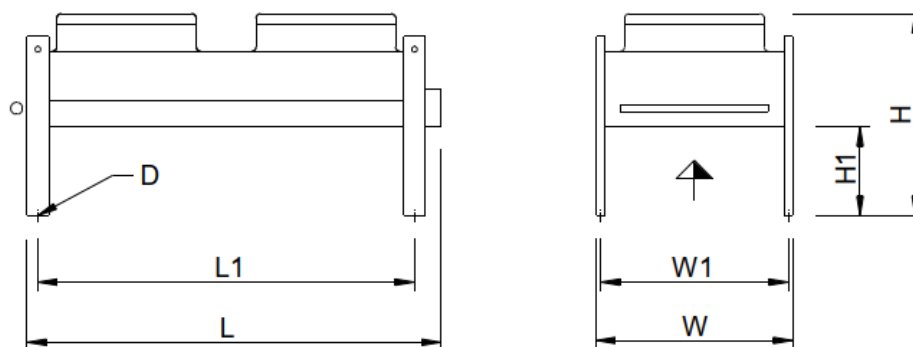
File: EMF\FlatCompact-BCD_2x4u_UNI.emf

L = 3600 mm
H1 = 675 mm
D = 13 mm

W = 1696 mm
L1 = 3497 mm

H = 1073 mm
W1 = 1656 mm

Рис 7.2.1. Креслення повітроохолодника Gunter GCHC RD 045.2/24-53



File: EMF\FlatCompact-BCD_1x2_UNI.emf

L = 1884 mm
H1 = 400 mm
D = 13 mm

W = 888 mm
L1 = 1700 mm

H = 919 mm
W1 = 848 mm

Рис 7.2.2. Креслення повітроохолодника Gunter GCHC RD 050.2/12-48

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.008.032.РПЗ

Аркуш

43

8. Розрахунок та вибір допоміжного обладнання.

8.1 Підбір лінійного ресивера.

Потрібний об'єм лінійних ресиверів для систем з нижньою подачею хладону у випарники визначається(14.2 [1]):

$$V_{\text{л.р.}} = 0,6 \cdot V_{\text{по}}, \text{ м}^3$$

Внутрішній об'єм труб повітроохолодників визначається:

$$V_{\text{по}} = \sum V_i \times n, \text{ м}^3$$

Ємкість повітроохолоджувачів камери груш:

$$V_{\text{по}} = (53,2 \cdot 2) \cdot 10^{-3} = 0,106 \text{ м}^3$$

$$V_{\text{л.р.}} = 0,6 \cdot 0,106 = 0.064 \text{ м}^3$$

Підбираємо один ресивер марки Bitzer FS732N з загальним внутрішнім об'ємом 0,073 м³.

Технічні характеристики підбраного ресивера заносим до табл. 8.1.1.

Ємкість повітроохолоджувачів камери грейпфрутів:

$$V_{\text{пв}} = (26,2 \cdot 2) \cdot 10^{-3} = 0.05 \text{ м}^3$$

$$V_{\text{л.р.}} = 0,6 \cdot 0.05 = 0.03 \text{ м}^3$$

Підбираємо один ресивер марки Bitzer FS402(Y) з загальним внутрішнім об'ємом 0,039 м³.

Технічні характеристики підбраного ресивера заносим до табл. 8.1.1.

					КР.142.008.032.РПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.	Шеремет І.В.				Розрахунок та вибір допоміжного обладнання	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.	Рябчук О.М.						44	90
						ХМ – 4 – 4		
Н. контр.								
Затверд.	Петренко В.П.							

Ємкість повітроохолоджувачів камери лаймів:

$$V_{\text{пв}} = (24,5 \cdot 2) \cdot 10^{-3} = 0.049 \text{ м}^3$$

$$V_{\text{л.р.}} = 0,6 \cdot 0.049 = 0.029 \text{ м}^3$$

Підбираємо один ресивер марки Bitzer FS302(Y) з загальним внутрішнім об'ємом 0,03 м³.

Технічні характеристики підбраного ресивера заносим до табл. 8.1.1.

табл. 8.1.1. - Технічні характеристики підібраних ресиверів

Назва камери	Марка	Внутрішній об'єм, м3	H	L	Вага, кг
Зберігання груш	FS732N	0,073	1269	381	68
Зберігання яблук	FS732N	0,073	1269	381	68
Зберігання грейпфрутів	FS402(Y)	0,039	1266	316	32,5
Зберігання лаймів	FS302(Y)	0,03	996	316	27,5

FS102 / FS152 .. FS5502

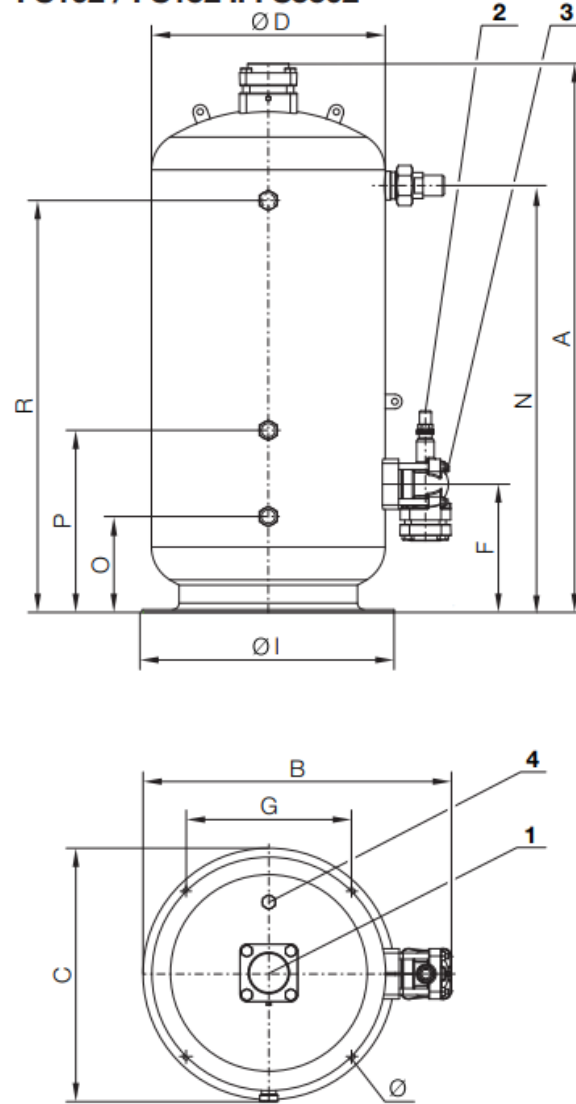


Рис 8.1.1. Креслення Ресиверів Bitzer FS

табл. 8.1.1. – Технічні характеристики підібраних ресиверів

Typ Type Type	Abmessungen in mm Dimensions in mm Dimensions en mm																
	A	A*	B	B**	C	$\varnothing D$	E*	F	G	$\varnothing I$	N	O	O*	P	P*	R	$\varnothing$
FS36	389	–	133	176	135	108	135	98	–	75	299	–	138	–	–	–	(M10)
FS56	353	379	203	246	206	159	212	120	170	200	260	–	127	–	260	–	13
FS76	478	504	203	232	206	159	212	120	170	200	385	–	172	–	372	–	13
FS126	440	466	258	286	260	216	265	124	220	250	325	–	183	–	325	–	13
FS102	666	–	231	–	210	159	–	110	170	200	510	145	–	–	–	475	13
FS152	924	–	233	–	210	159	–	110	170	200	760	175	–	–	–	695	13
FS202	710	–	296	–	264	216	–	124	156	250	–	139	–	–	–	484	13
FS252	870	–	296	–	264	216	–	124	156	250	–	164	–	274	–	644	13
FS302	994	–	296	–	264	216	–	124	156	250	–	179	–	324	–	749	13
FS402	1264	–	296	–	264	216	–	124	156	250	–	209	–	424	–	989	13
FS562	1021	–	379	–	340	298	–	154	205	320	–	179	–	324	–	759	13
FS732	1271	–	380	–	340	298	–	154	205	320	–	204	–	414	–	984	13

8.2 Підбір віддільник рідини.

Віддільники рідини встановлюємо для захисту компресорів від гідравлічного удару. Підбір віддільників рідини проводимо за діаметром всмоктувального трубопроводу компресора.

Для поршневих компресорів Bitzer 6FE-44Y, у котрих $d_{всм} = 54$ мм, то біля кожного компресора встановлюємо віддільник рідини однаковий для їхніх станцій – Alco Controls A20-613. У рис. 8.2.1. наведено креслення та розміри.

Для поршневих компресорів Bitzer 4NES-20Y, у котрих $d_{всм} = 42$ мм, то біля кожного компресора встановлюємо віддільник рідини однаковий для їхніх станцій – Alco Controls A17-613. У рис. 8.2.1. наведено креслення та розміри.

Размерь

Модель	Соединение	A (мм)	L (мм)	C (мм)	ØD (мм)	Объем л
A06-405	5/8"	168	143	64	105	0,93
A08-304	1/2"	210	191	41	79	0,73
A09-506	3/4"	246	216	70	132	2,33
A09-507	7/8"	252	216	70	132	2,33
A10-305	5/8"	266	238	41	79	0,93
A10-405	5/8"	279	254	64	105	1,75
A10-406	3/4"	285	254	64	105	1,75
A11-607	7/8"	317	279	75	160	4,30
A12-305	5/8"	320	292	41	79	1,16
A12-306	3/4"	325	292	41	79	1,16
A12-506	3/4"	327	297	70	132	3,29
A12-507	7/8"	334	297	70	132	3,29
A13-507	7/8"	377	340	70	132	3,80
A13-509	1-1/8"	380	340	70	132	3,80
A13-607	7/8"	358	320	75	160	4,98
A13-609	1-1/8"	363	320	75	160	4,98
A14-305	5/8"	378	350	41	79	1,40
A14-306	3/4"	383	350	41	79	1,40
A14-611	1-3/8"	396	350	75	160	5,48
A17-509	1-1/8"	470	430	70	132	4,87
A17-511	1-3/8"	471	430	70	132	4,87
A17-613	1-5/8"	480	432	75	160	6,85
A17-642	42мм			75	160	6,85
A20-613	1-5/8"	563	514	75	160	8,21
A25-613	1-5/8"	683	635	75	160	10,23

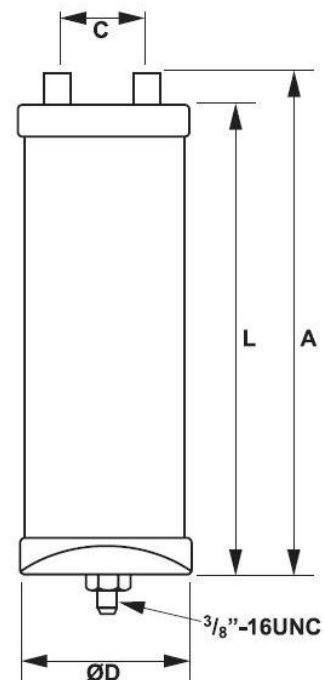


Рис 8.2.1. Креслення та розміри віддільників рідини Alco Controls

8.3 Підбір мастиловіддільника.

Мастиловіддільники підбирають по діаметру нагнітального трубопроводу КМ та встановлюють за компресором на лінії нагнітання.

Для поршневих компресорів Bitzer 6FE-44Y, у котрих $d_{\text{наг}} = 42$ мм, біля кожного компресора встановлюємо по одному інерційному мастиловіддільнику Alco Controls OSH - 413. У рис. 8.3.1. наведено креслення та розміри.

Для поршневих компресорів Bitzer 4NES-20Y, у котрих $d_{\text{наг}} = 28$ мм, біля кожного компресора встановлюємо по одному інерційному мастиловіддільнику Alco Controls OSH - 409. У рис. 8.3.1. наведено креслення та розміри.

Dimensions (mm)

Type	Part No.	Connec- tion ODF	A	B	C	D	E	F
OSH-404	881598	1/2"	274	249	102	48	-	-
OSH-405	881599	5/8"	335	297	102	48	-	-
OSH-407	881600	7/8"	381	345	102	48	-	-
OSH-409	881792	1-1/8"	413	369	102	48	-	-
OSH-411	881794	1-3/8"	497	449	102	48	-	-
OSH-413	881856	1-5/8"	505	449	102	48	-	-
OSH-611	881940	1-3/8"	400	356	153	76	-	-
OSH-613	881953	1-5/8"	483	432	153	76	-	-
OSH-617	881970	2-1/8"	495	432	153	76	-	-
OST-404	881860	1/2"	266	237	102	48	140	-
OST-405	881861	5/8"	381	339	102	48	140	-
OST-407	881862	7/8"	456	415	102	48	140	-
OST-409	881863	1-1/8"	540	492	102	48	140	-
OST-411	881938	1-3/8"	543	492	102	48	140	-
OST-413	881939	1-5/8"	552	492	102	48	140	-
OSB-613	881971	1-5/8"	740	511	153	111	273	137
OSB-617	881972	2-1/8"	745	516	153	118	273	141

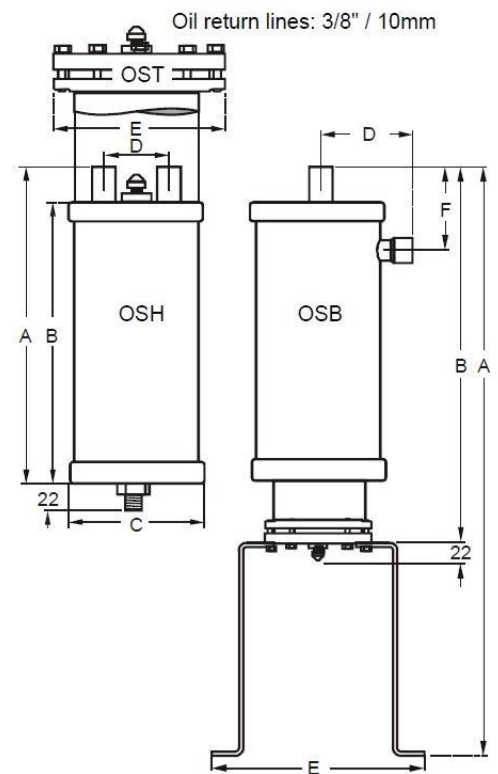


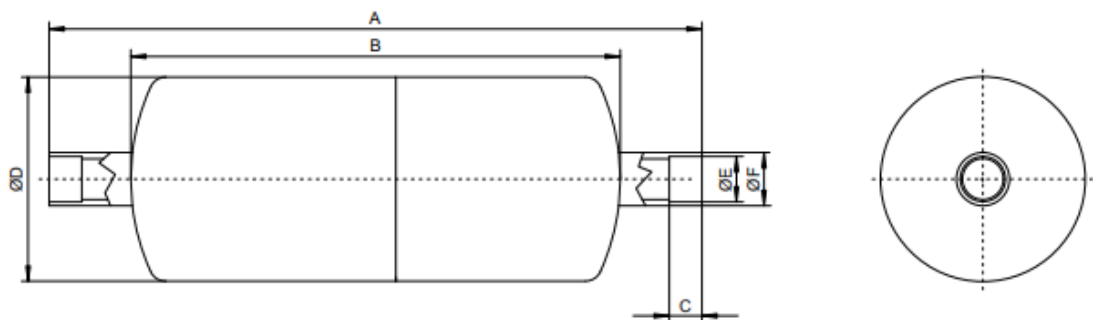
Рис 8.3.1. Креслення та розміри мастиловіддільників Alco Controls

8.4 Підбір віброгасника.

Віброгасники встановлюються для запобігання передачі вібрації від компресора до трубопроводів. Підбір виконуємо по діаметру всмоктувальних та нагнітальних патрубків компресорів.

Для поршневих компресорів 6FE-44Y у котрих $d_{\text{наг}} = 42$ мм, біля кожного компресора встановлюємо по одному віброгаснику Bitzer SD42. Також на трубопроводи всмоктування у котрих $d_{\text{всм}} = 54$ мм, біля кожного компресора встановлюємо по одному віброгаснику Bitzer SD54. У рис. 8.4.1. наведено креслення та розміри.

Для поршневих компресорів 4NES-20Y у котрих $d_{\text{наг}} = 28$ мм, біля кожного компресора встановлюємо по одному віброгаснику Bitzer SD28. Також на трубопроводи всмоктування у котрих $d_{\text{всм}} = 42$ мм, біля кожного компресора встановлюємо по одному віброгаснику Bitzer SD42. У рис. 8.4.1. наведено креслення та розміри.



Тип / Type / Type	A mm	B mm	C mm	ØD mm	ØE mm	ØF mm
SD22	320	250	16	120	22 (7/8")	26
SD28	330	250	20	120	28 (1 1/8")	32
SD35	340	250	25	120	35 (1 3/8")	40
SD42	390	300	25	130	42 (1 5/8")	45
SD54	402	342	25	159	54 (2 1/8")	60
SD67	540	429	30	160	67 (2 5/8")	73
SD80	540	429	30	160	80 (3 1/8")	88

Рис 8.4.1. Креслення та розміри віброгасників Bitzer

8.5 Підбір Механічного фільтра.

Механічний фільтр на лінії всмоктування встановлюємо для запобігання попадання бруду до компресора. Підбір проводимо по діаметру всмоктувального трубопроводу.

Для поршневих компресорів Bitzer 6FE-44Y, у котрих $d_{\text{всм}} = 54$ мм, то біля кожного компресора встановлюємо механічний фільтр однаковий для їхніх станцій – Castel 4411/17A. У рис. 8.5.1. наведено креслення. У таблиці 8.5.1. наведено технічні характеристики.

Для поршневих компресорів Bitzer 4NES-20Y, у котрих $d_{\text{всм}} = 42$ мм, то біля кожного компресора встановлюємо механічний фільтр однаковий для їхніх станцій – Castel 4411/M42A. У рис. 8.5.1. наведено креслення. У таблиці 8.5.1. наведено технічні характеристики.

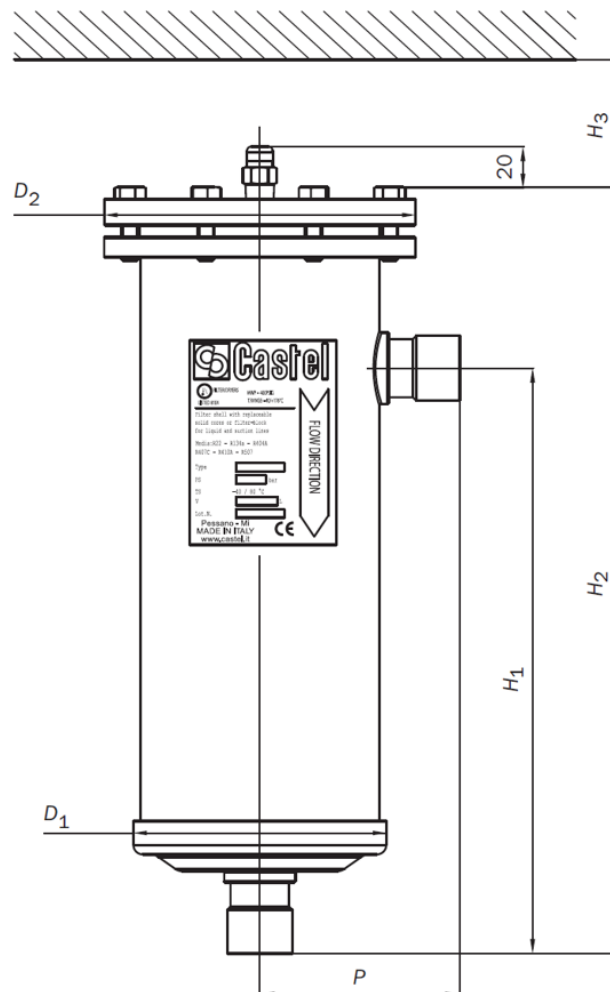


Рис 8.5.1. Креслення механічного фільтар Castel

Табл. 8.5.1. – Технічні характеристики підібраних механічних фільтрів Castel

Номер по каталогу	Диаметр соединений		Размеры [мм]								
	под пайку ODS		под сварку W								
	[дюйм]	[мм]	[мм]	D_1	D_2	H_1	H_2	H_3	P		
4411/5A	5/8	16	—	121	149	148	235	185	90		
4411/7A	7/8	22				154	241		96		
4411/9A	1 1/8	—				159	246		101		
4411/11A	1 3/8	35				171	258		113		
4411/13A	1 5/8	—				162	249		103		
4411/M42A	—	42				296	383	324	96		
4411/17A	2 1/8	54				300	387		101		
4412/7A	7/8	22				312	399		113		
4412/9A	1 1/8	—				303	390		103		
4412/11A	1 3/8	35				442	529		101		
4412/M42A	—	42				454	541		113		
4412/17A	2 1/8	54				595	682				
4413/11A	1 3/8	35				586	673				
4413/13A	1 5/8	—									
4413/M42A	—	42									
4414/13A	1 5/8	—									
4414/M42A	—	42									
4414/17A	2 1/8	54									103

8.6 Підбір регулятор тиску конденсації.

Регулятори тиску конденсації фірми Danfoss KVR та NRD використовуються для підтримання постійного і достатньо високого тиску в конденсаторі та ресивері.

Підбираємо регулятори на діаметр нагнітального трубопроводу на один діаметр менший за прикладною програмою фірми Danfoss Cool Selector виходячи з необхідної холодопродуктивності, температур кипіння та конденсації. Встановлюємо регулятори KVR 35, KVR 22 та NRD. У рис. 8.6.2. наведено креслення та розміри.

Application example
Liquid capacity application

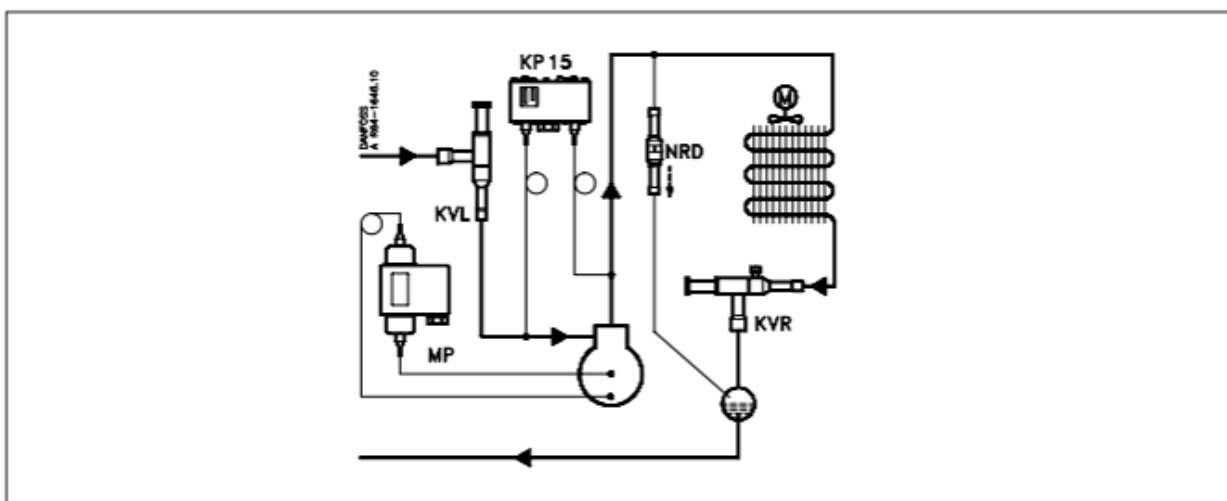
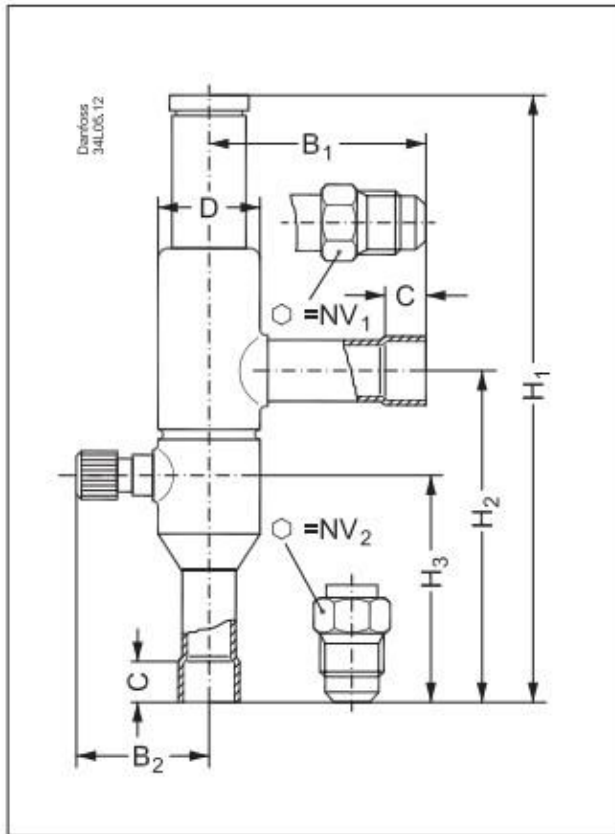
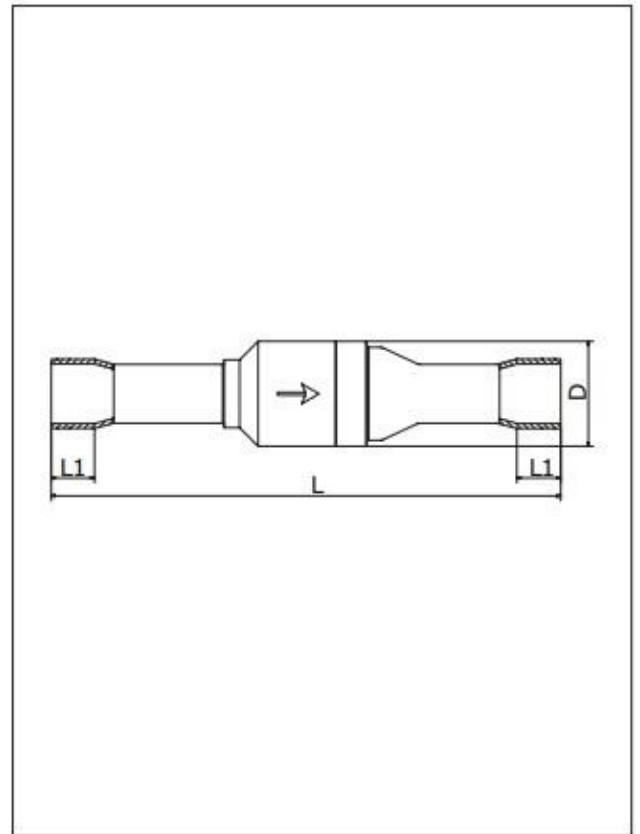


Рис 8.6.1. Спосіб підключення регуляторів тиску конденсації

KVR



NRD



Type	Connection		NV ₁	NV ₂	H ₁	H ₂	H ₃	L	L ₁	B ₁	B ₂	C Solder	øD	Net weight [kg]
	Flare	Solder ODF												
KVR 12	1/2	1/2	0.748	0.748	7.045	3.898	2.598	–	–	2.520	1.614	0.394	1.181	0.88
KVR 15	5/8	5/8	0.945	0.945	7.045	3.898	2.598	–	–	2.520	1.614	0.472	1.181	0.88
KVR 22	–	7/8	–	–	7.045	3.898	2.598	–	–	2.520	1.614	0.669	1.181	0.88
KVR 28	–	1 1/8	–	–	10.197	5.945	4.055	–	–	4.134	1.890	0.787	1.693	2.20
KVR 35	–	1 3/8	–	–	10.197	5.945	4.055	–	–	4.134	1.890	0.984	1.693	2.20
NRD	–	1/2	–	–	–	–	–	5.157	0.394	–	–	–	0.866	0.1

Рис 8.6.1. Креслення та розміри регуляторів тиску конденсації Danfoss

8.7 Підбір зворотній клапан.

Зворотній клапан встановлюємо для запобігання надходження рідкого холодоагенту до компресора з конденсатора у холодну пору року. Підбір проводимо по діаметру всмоктування трубопроводу.

Для поршневих компресорів Bitzer 6FE-44Y, у котрих $d_{\text{всм}} = 54$ мм, то біля кожного компресора встановлюємо зворотній клапан однаковий для їхніх станцій – Castel 3122/17. У рис. 8.7.1. наведено креслення та розміри.

Для поршневих компресорів Bitzer 4NES-20Y, у котрих $d_{\text{всм}} = 42$ мм, то біля кожного компресора встановлюємо зворотній клапан однаковий для їхніх станцій – Castel 3122/M42. У рис. 8.7.1. наведено креслення та розміри.

Номер по каталогу	Размеры [мм]			
	H	H ₁	L	Q
3122/M22	84,5	28,5	100	60
3122/7				
3122/M28				
3122/9				
3122/11	101,5	34	118	68
3122/13	125,5	37	141	88
3122/M42				
3122/17	142	42,5	173	104

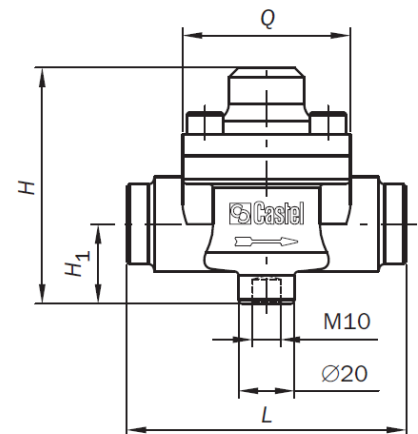


Рис 8.7.1. Креслення та розміри зворотніх клапанів Castel

8.8 Підбір фільтр-осушник.

Фільтр-осушник встановлюємо для видалення парів води з холодоагенту яка може замерзнути або утворити з холодоагентом кислоту, що руйнує холодильну установку. Підбір проводимо за діаметром рідинного трубопроводу.

Для поршневих компресорів Bitzer 6FE-44Y, у котрих $d_{всм} = 54$ мм, то біля кожного компресора встановлюємо фільтр-осушник однаковий для їхніх станцій – Castel 4275/9S. У рис. 8.8.1. наведено креслення. У таблиці 8.8.1. наведено розміри.

Для поршневих компресорів Bitzer 4NES-20Y, у котрих $d_{всм} = 42$ мм, то біля кожного компресора встановлюємо фільтр-осушник однаковий для їхніх станцій – Castel 4275/9S. У рис. 8.8.1. наведено креслення. У таблиці 8.8.1. наведено розміри.

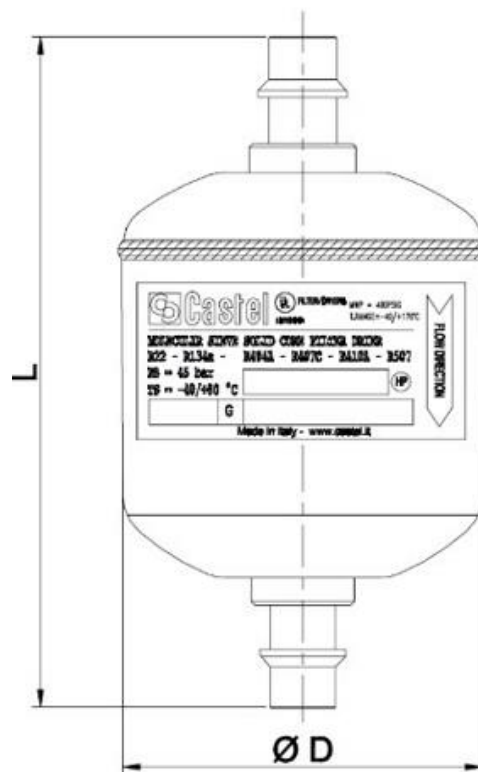


Рис 8.8.1. Креслення фільтр-осушник Castel

Табл. 8.8.1. – розміри підібраних фільтр-осушник Castel

Catalogue Number		Dimensions [mm]	
		Ø D	L
4303/2S	4203/2S	52	94
4303/3S	—		96
4305/2S	4205/2S		110
4305/3S	4205/3S		112
4305/M10S	—		137
4308/2S	4208/2S		139
4308/3S	4208/3S		146
4308/M10S	—		146
4308/M12S	—		230
4308/4S	4208/4S		237
4330/3S	4230/3S	73	245
4330/4S	4230/4S		250
4330/5S	4230/5S		250
4330/7S	—		387
4330/9S	—		393
4375/4S	4275/4S	91	398
4375/5S	4275/5S		398
4375/6S	4275/6S		398
4375/7S	4275/7S		398
4375/9S	4275/9S		398

8.9 Підбір фільтр мастила.

Фільтр мастила встановлюємо для очистки мастила перед поверненням його до компресора. Підбір проводимо для всіх агрегатів однаково за $d_{м.т.} = 14$ мм – Castel 4520/5. У рис. 8.9.1. наведено креслення. У таблиці 8.9.1. наведено розміри.

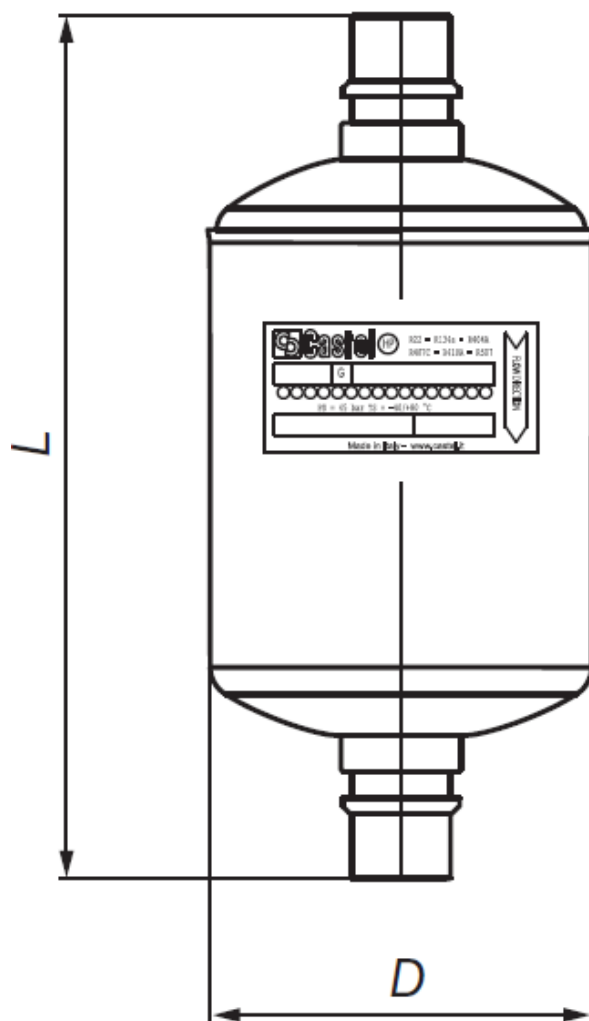


Рис 8.9.1. Креслення фільтр мастило Castel

Табл. 8.9.1. – розміри підібраних фільтрів мастила Castel

Номер по каталогу	Размеры [мм]	
	<i>D</i>	<i>L</i>
4520/3	52	109
4520/M10		
4520/M12		113
4520/4		122
4520/5		126
4520/M18	76	170

8.10 Підбір Оглядове скло з індикатором вологості.

Оглядове скло з індикатор вологи встановлюється для визначення наявності води та кислот у холодоагенті або мастилі та для визначення якості роботи установки. Підбір проводимо за діаметром рідинного та мастильного трубопроводів.

Відповідно встановлюємо Castel 3771/17 з $d_{\text{рід.}} = 54$ мм та Castel 3771/M42 з $d_{\text{рід.}} = 42$ мм на рідинну лінію та встановлюємо Castel 3940/5 з $d_{\text{м.т.}} = 14$ мм на мастило. У рис. 8.10.1. наведено креслення. У таблиці 8.10.1. наведено розміри.

Шаровий вентиль 6590/17 на 54 мм та 6590/M42 на 42 мм. У рис. 8.10.2. наведено креслення. У таблиці 8.10.2. наведено технічні характеристики.

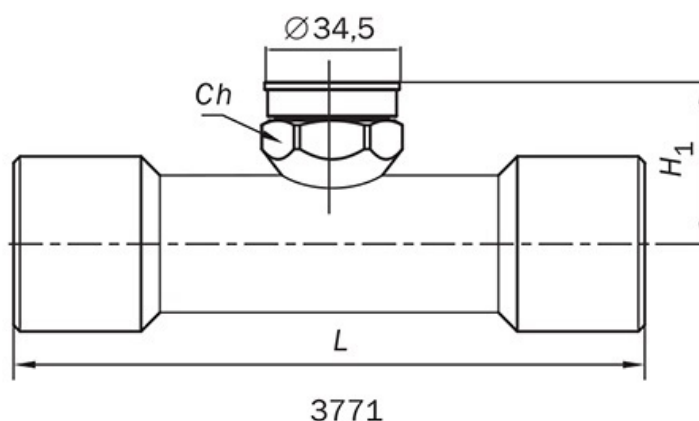


Рис 8.10.1. Креслення оглядове скло з індикатор вологи Castel

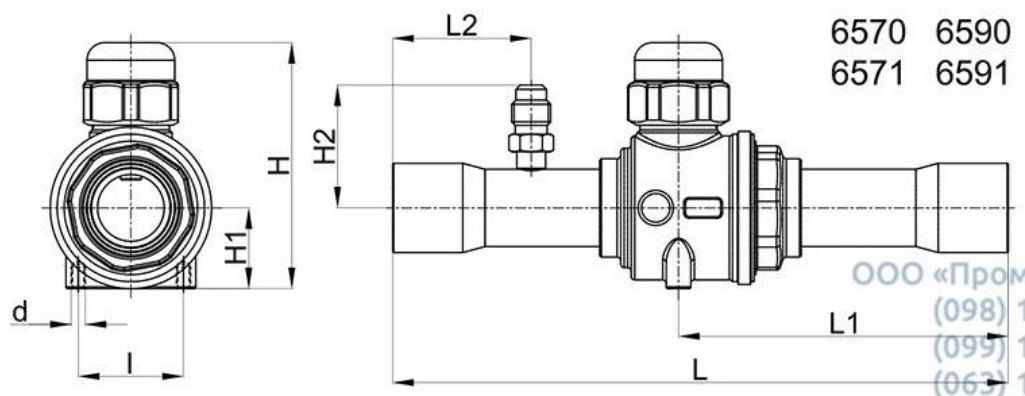


Рис 8.10.2. Креслення шарового вентиля Castel

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Табл. 8.10.1. – розміри оглядового скла з індикатор вологи Castel

Номер по каталогу	Соединения						Диаметр для установки стекол		Диаметр отверстия в сосуде [мм]	t _g [°C]		ρ _g [бар]																
	Тип	под вальцовку SAE [дюйм]	под пайку ODS		под пайку ODM		[дюйм]	[мм]		[дюйм]	[мм]																	
			[дюйм]	[мм]	[дюйм]	[мм]																						
3910/22	Внешняя резьба — внешняя резьба	1/4	—	—	—	—	—	—	—	-30	+110	45																
3910/33		3/8	—	—	—	—																						
3910/44		1/2	—	—	—	—																						
3910/55		5/8	—	—	—	—																						
3910/66		3/4	—	—	—	—																						
3940/2	Паяное	—	1/4	—	—	—							—	—	—	-30	+110	45										
3940/3		—	3/8	—	—	—																						
3940/M10		—	—	10	—	—																						
3940/M12		—	—	12	—	—																						
3940/4		—	1/2	—	—	—																						
3940/5		—	5/8	16	—	—																						
3940/M18		—	—	18	—	—																						
3940/6		—	3/4	—	—	—																						
3940/7		—	7/8	22	—	—																						
3940/9		—	1 1/8	—	—	—																						
3950/22	Внешняя резьба — внутренняя резьба	1/4	—	—	—	—						—							—	—	-30	+110	45					
3950/33		3/8	—	—	—	—																						
3950/44		1/2	—	—	—	—																						
3950/55		5/8	—	—	—	—																						
3950/66		3/4	—	—	—	—																						
3770/M28	Паяное	—	—	—	—	28												—						—	—	-30	+110	45
3770/11		—	—	—	1 3/8	35																						
3770/13		—	—	—	1 5/8	—																						
3770/M42		—	—	—	—	42																						
3771/11		—	1 3/8	35	—	—																						
3771/M42		—	—	42	—	—																						
3771/17		—	2 1/8	—	—	—																						

35

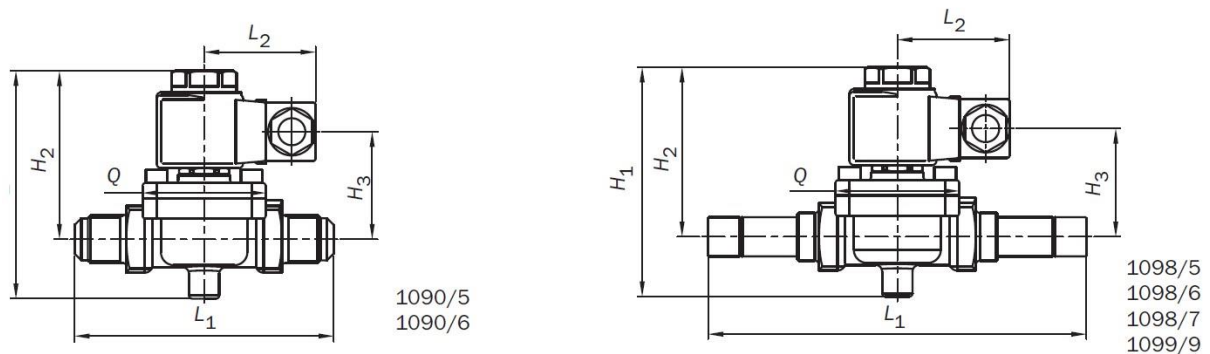
Табл. 8.10.2. – Технічні характеристики шарового вентиля Castel

Catalogue Number		Connections		Ball Port Ø [mm]	Kv Factor [m³/h]	PS [bar]	TS [°C]		TA [°C]		Risk Category according to PED Recast
without access fitting	with access fitting	ODS					min.	max.	min.	max.	
		Ø [in.]	Ø [mm]								
6570/M6	6570/M6A	–	6	10	0,8	45 (1)	-40	+150	-40	+50	Art. 4.3
6570/2	6570/2A	1/4"	–		3						
6570/3	6570/3A	3/8"	–								
6570/M10	6570/M10A	–	10								
6570/M12	6570/M12A	–	12		5						
6570/4	6570/4A	1/2"	–								
6570/M15	6570/M15A	–	15	15	17						
6570/5	6570/5A	5/8"	16								
6570/M18	6570/M18A	–	18								
6570/6	6570/6A	3/4"	–								
6570/7	6570/7A	7/8"	22	19	29						
6570/M28	6570/M28A	–	28	25	51						
6570/9	6570/9A	1.1/8"	–								
6590/11	6590/11A	1.3/8"	35	32	86						
6590/13	6590/13A	1.5/8"	–	38	117						
6590/M42	6590/M42A	–	42								
6590/17	6590/17A	2.1/8"	54	50	214						

8.11 Підбір електромагнітних клапанів.

Встановлюємо нормально закриті електромагнітні клапани (соленоїдні вентилі) для автоматичного відсікання повітряоохолодників по рідинній лінії з метою виведення апаратів у режим відтаювання. Підбір проводимо за діаметрами трубопроводів.

Приймаємо діаметр рідинного трубопроводу на вході до повітроохолодників камер груш та яблук 22 мм, і теж саме для камер грейпфрутів та лаймів - 28 мм. Відповідно встановлюємо соленоїдні вентилі Castel 1098/7 та Castel 1099/9. Вентилі укомплектовано корпусом вентиля, електромагнітною котушкою та клемною коробкою (фішка). У рис. 8.11.1. наведено креслення та розміри. У таблиці 8.11.1. наведено технічні характеристики.



Размеры и масса НС соленоидных клапанов с катушкой типа 9100							
Номер по каталогу	Размеры [мм]						Масса [г]
	H ₁	H ₂	H ₃	L ₁	L ₂	Q	
1090/5	106	78	50	120	50	57	1035
1090/6				124			1365
1098/5				175			995
1098/6				175			1185
1098/7				180			1170
1099/9				216			1225

Рис 8.11.1. Креслення та розміри електромагнітних клапанів Castel

Табл. 8.11.1. – Технічні характеристики електромагнітних клапанів Castel

Номер по каталогу	Соединения под пайку ODS		Диаметр седла клапана [мм]	Козффициент расхода K_v [м³/ч]	Принцип работы	Рабочий перепад давления [бар]				t _s [°C]		p _s [бар]	
	[дюйм]	[мм]				Min OPD	MOPD			мин	макс		
							Тип катушки						
							HM2, CM2 (AC)	HM4 (AC)	HM3 (DC)				
1028/2	1/4	—	2,2	0,15	Прямого действия	0	21	25***	19	-35	+105*	45	
1028/2E	1/4	—	3	0,23									
1028/3	3/8	—											
1028/M10	—	10											
1068/3	3/8	—	7	0,80	Серво-приводный мембранный	0,05							
1068/M10	—	10											
1068/M12	—	12											
1068/4	1/2	—											
1078/M12	—	12	12,5	2,20	Серво-приводный поршневой	0,07			18				
1078/4	1/2	—											
1078/5	5/8	16		2,61									
1079/7	7/8	22											
1058/5	5/8	16	16,5	3,80	Серво-приводный поршневой	0,07			13		-35		+110* *
1058/6	3/4	—		4,80									
1058/7	7/8	22		5,70									
1059/9	1 1/8	—											
1098/5	5/8	16		3,80	Серво-приводный мембранный	0,05		21			+105*		
1098/6	3/4	—		4,80									
1098/7	7/8	22		5,70									
1099/9	1 1/8	—											

9.Визначення діаметрів трубопроводів та гідравлічних втрат у всмоктувальних мережах

9.1 Розрахунок діаметрів трубопроводів.

Внутрішній діаметр круглої труби визначаємо за формулою:

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot M}{\pi \cdot \rho \cdot w}}$$

де M – масова витрата холодоагенту кг/с;

ρ – густина холодоагенту, кг/м³;

w – середня швидкість холодоагенту в перерізі (для лінії нагнітання приймають 10 – 18, для лінії всмоктування – 8 – 12, для рідинних – 1 – 1,25), м/с.

9.1.1 Визначаємо діаметр всмоктувальних трубопроводів.

Камера зберігання груш:

$$M_{d1} = 1,7 \text{ кг/с};$$

$$M_{T1} = 0,89 \text{ кг/с};$$

$$\rho = \frac{1}{v_1} = \frac{1}{0,045} = 22,2 \text{ кг/м}^3;$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,89}{3,14 \cdot 22,2 \cdot 10}} = 0,071 \text{ м}$$

Приймаємо трубу з наступними параметрами: $d_{\text{вн}} = 79 \text{ мм}$; $d_{\text{вн}} = 76 \text{ мм}$;

					КР.142.008.032.РПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Шеремет І.В.			Визначення діаметрів трубопроводів та гідравлічних втрат у всмоктувальних мережах	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		Рябчук О.М.					63	90
						ХМ – 4 – 4		
Н. контр.								
Затверд.		Петренко В.П.						

Дійсна швидкість холодоагенту в прийнятій трубі:

$$w = \frac{4 \cdot M}{d_{\text{BH}}^2 \cdot \pi \cdot p} = \frac{4 \cdot 0,89}{0,071^2 \cdot 3,14 \cdot 22,2} = 10,1 \text{ м/с.}$$

Камера зберігання яблук:

$$M_{d1} = 1,7 \text{ кг/с;}$$

$$M_{T2} = 0,97 \text{ кг/с;}$$

$$p = \frac{1}{v_1} = \frac{1}{0,045} = 22,2 \text{ кг/м}^3;$$

$$d_{\text{BH}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,97}{3,14 \cdot 22,2 \cdot 10}} = 0,074 \text{ м}$$

Приймаємо трубу з наступними параметрами: $d_{\text{BH}} = 79 \text{ мм}$; $d_{\text{BH}} = 76 \text{ мм}$;

Дійсна швидкість холодоагенту в прийнятій трубі:

$$w = \frac{4 \cdot M}{d_{\text{BH}}^2 \cdot \pi \cdot p} = \frac{4 \cdot 0,97}{0,074^2 \cdot 3,14 \cdot 22,2} = 10,1 \text{ м/с.}$$

Камера зберігання грейпфрутів:

$$M_{d2} = 0,88 \text{ кг/с;}$$

$$M_{T3} = 0,46 \text{ кг/с;}$$

$$p = \frac{1}{v_1} = \frac{1}{0,035} = 28,5 \text{ кг/м}^3;$$

$$d_{\text{BH}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,46}{3,14 \cdot 28,5 \cdot 10}} = 0,045 \text{ м}$$

Приймаємо трубу з наступними параметрами: $d_{\text{BH}} = 52 \text{ мм}$; $d_{\text{BH}} = 50 \text{ мм}$;

					КР.142.008.032.РПЗ	Аркуш
						64
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Дійсна швидкість холодоагенту в прийнятій трубі:

$$w = \frac{4 \cdot M}{d_{\text{BH}}^2 \cdot \pi \cdot p} = \frac{4 \cdot 0,46}{0,045^2 \cdot 3,14 \cdot 28,5} = 10,1 \text{ м/с.}$$

Камера зберігання лаймів:

$$M_{d2} = 0,88 \text{ кг/с;}$$

$$M_{T4} = 0,57 \text{ кг/с;}$$

$$p = \frac{1}{v_1} = \frac{1}{0,035} = 28,5 \text{ кг/м}^3;$$

$$d_{\text{BH}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,57}{3,14 \cdot 28,5 \cdot 10}} = 0,05 \text{ м}$$

Приймаємо трубу з наступними параметрами: $d_{\text{BH}} = 52 \text{ мм}$; $d_{\text{BH}} = 50 \text{ мм}$;

Дійсна швидкість холодоагенту в прийнятій трубі:

$$w = \frac{4 \cdot M}{d_{\text{BH}}^2 \cdot \pi \cdot p} = \frac{4 \cdot 0,57}{0,05^2 \cdot 3,14 \cdot 28,5} = 10,2 \text{ м/с.}$$

					КР.142.008.032.РПЗ	Аркуш
						65
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

9.1.2 Визначаємо діаметр загального нагнітального трубопроводу компресорів.

Камера зберігання груш:

$$M_{d1} = 1,7 \text{ кг/с};$$

$$p = \frac{1}{v_1} = \frac{1}{0,01} = 100 \text{ кг/м}^3;$$

$$d_{\text{BH}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,7}{3,14 \cdot 100 \cdot 16}} = 0,046 \text{ м}$$

Приймаємо трубу з наступними параметрами: $d_{\text{BH}} = 52 \text{ мм}$; $d_{\text{BH}} = 49 \text{ мм}$;

Дійсна швидкість холодоагенту в прийнятій трубі:

$$w = \frac{4 \cdot M}{d_{\text{BH}}^2 \cdot \pi \cdot p} = \frac{4 \cdot 1,7}{0,046^2 \cdot 3,14 \cdot 100} = 10,2 \text{ м/с.}$$

Для камер зберігання яблук виходять такі ж самі розрахунки.

Камера зберігання грейпфрутів:

$$M_{d2} = 0,88 \text{ кг/с};$$

$$p = \frac{1}{v_1} = \frac{1}{0,01} = 100 \text{ кг/м}^3;$$

$$d_{\text{BH}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,88}{3,14 \cdot 100 \cdot 10}} = 0,033 \text{ м}$$

Приймаємо трубу з наступними параметрами: $d_{\text{BH}} = 42 \text{ мм}$; $d_{\text{BH}} = 39 \text{ мм}$;

Дійсна швидкість холодоагенту в прийнятій трубі:

$$w = \frac{4 \cdot M}{d_{\text{BH}}^2 \cdot \pi \cdot p} = \frac{4 \cdot 0,88}{0,033^2 \cdot 3,14 \cdot 100} = 10,3 \text{ м/с.}$$

Для камер зберігання лаймів виходять такі ж самі розрахунки.

9.1.3 Визначаємо діаметр рідинних трубопроводів.

Камера зберігання груш:

$$M_{T1} = 0,89 \text{ кг/с};$$

$$p = 1206 \text{ кг/м}^3;$$

$$d_{BH} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,89}{3,14 \cdot 1206 \cdot 1,25}} = 0,027 \text{ м}$$

Приймаємо трубу з наступними параметрами: $d_{зов} = 30 \text{ мм}$; $d_{BH} = 27 \text{ мм}$;

Дійсна швидкість холодоагенту в прийнятій трубі:

$$w = \frac{4 \cdot M}{d_{BH}^2 \cdot \pi \cdot p} = \frac{4 \cdot 0,89}{0,027^2 \cdot 3,14 \cdot 1206} = 1,28 \text{ м/с}.$$

Камера зберігання яблук:

$$M_{T2} = 0,97 \text{ кг/с};$$

$$p = 1206 \text{ кг/м}^3;$$

$$d_{BH} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,97}{3,14 \cdot 1206 \cdot 1,25}} = 0,028 \text{ м}$$

Приймаємо трубу з наступними параметрами: $d_{зов} = 30 \text{ мм}$; $d_{BH} = 28 \text{ мм}$;

Дійсна швидкість холодоагенту в прийнятій трубі:

$$w = \frac{4 \cdot M}{d_{BH}^2 \cdot \pi \cdot p} = \frac{4 \cdot 0,97}{0,029^2 \cdot 3,14 \cdot 1206} = 1,21 \text{ м/с}.$$

Камера зберігання грейпфрутів:

$$M_{T3} = 0,46 \text{ кг/с};$$

$$p = 1206 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$$d_{\text{BH}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.46}{3.14 \cdot 1206 \cdot 1,25}} = 0.02 \text{ м}$$

Приймаємо трубу з наступними параметрами: $d_{\text{BH}} = 22 \text{ мм}$; $d_{\text{BH}} = 20 \text{ мм}$;

Дійсна швидкість холодоагенту в прийнятій трубі:

$$w = \frac{4 \cdot M}{d_{\text{BH}}^2 \cdot \pi \cdot p} = \frac{4 \cdot 0,46}{0,02^2 \cdot 3,14 \cdot 1206} = 1,21 \text{ м/с.}$$

Камера зберігання лаймів:

$$M_{\text{T4}} = 0,57 \text{ кг/с;}$$

$$p = 1206 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$$d_{\text{BH}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.57}{3.14 \cdot 1206 \cdot 1,25}} = 0.021 \text{ м}$$

Приймаємо трубу з наступними параметрами: $d_{\text{BH}} = 24 \text{ мм}$; $d_{\text{BH}} = 22 \text{ мм}$;

Дійсна швидкість холодоагенту в прийнятій трубі:

$$w = \frac{4 \cdot M}{d_{\text{BH}}^2 \cdot \pi \cdot p} = \frac{4 \cdot 0,57}{0,021^2 \cdot 3,14 \cdot 1206} = 1,36 \text{ м/с.}$$

9.2 Розрахунок гідравлічних втрат на лінії всмоктування.

Камера зберігання груш:

Втрати тиску від тертя на ділянці довжиною 15 м.

$$Re = \frac{w \cdot d_{BH}}{\nu}$$

$$Re = \frac{10,1 \cdot 0,076}{3,84 \cdot 10^{-7}} = 1998958,3$$

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

$$\alpha_{тр} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,001}{0,076} + \frac{64}{1998958,3} \right)^{0,25} = 0,0372$$

$$P_{тр} = \frac{0,0372}{0,076} \cdot \left(\frac{22,2 \cdot 10,1^2}{2} \right) \cdot 15 = 8313,5 \text{ Па};$$

Втрата тиску на місцевих опорах:

Визначаємо коефіцієнти місцевих опорів: вентиль запорний (1 шт.) $E = 1 \cdot 0,5 = 0,5$; коліно 90 (6 шт.) $E = 6 \cdot 0,5 = 3$.

$$E = 0,5 + 3 = 3,5;$$

$$P_{м.с.} = 3,5 \cdot \left(\frac{22,2 \cdot 10,1^2}{2} \right) = 3963,1 \text{ Па};$$

Загальна втрата тиску:

$$P = 8313,5 + 3963,1 + 22,2 \cdot 9,81 \cdot 2 = 12712 \text{ Па} = 12,7 \text{ кПа} = 0,127 \text{ бар}.$$

Для камер зберігання яблук виходять такі ж самі розрахунки.

					КР.142.008.032.РПЗ	Аркуш
						69
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Камера зберігання грейпфрутів:

Втрати тиску від тертя на ділянці довжиною 12 м.

$$Re = \frac{w \cdot d_{BH}}{\nu}$$

$$Re = \frac{10,1 \cdot 0,05}{3,84 \cdot 10^{-7}} = 1315104,1$$

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

$$\alpha_{тр} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,001}{0,05} + \frac{64}{1998958,3} \right)^{0,25} = 0,0414$$

$$P_{тр} = \frac{0,0414}{0,05} \cdot \left(\frac{28,5 \cdot 10,1^2}{2} \right) \cdot 12 = 14443,4 \text{ Па;}$$

Втрата тиску на місцевих опорах:

Визначаємо коефіцієнти місцевих опорів: вентиль запорний (1шт.) $E = 1 \cdot 0,5 = 0,5$; коліно 90 (6 шт.) $E = 6 \cdot 0,5 = 3$.

$$E = 0,5 + 3 = 3,5;$$

$$P_{м.с.} = 3,5 \cdot \left(\frac{28,5 \cdot 10,1^2}{2} \right) = 5087,7 \text{ Па;}$$

Загальна втрата тиску:

$$P = 14443,4 + 5087,7 + 28,2 \cdot 9,81 \cdot 2 = 20084 \text{ Па} = 20 \text{ кПа} = 0,2 \text{ бар.}$$

Для камер зберігання лаймів виходять такі ж самі розрахунки.

					КР.142.008.032.РПЗ	Аркуш
						70
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

10. Техніко-економічне обґрунтування

Більш детальний аналіз енергетичної ефективності охолоджувальних систем показує, що велика частка недоцільних витрат енергії припадає на етап використання виробленого холоду, тобто в процесах холодильної обробки та зберігання охолоджуваних об'єктів. Відхилення ж у режимах холодильної обробки та зберігання харчової сировини призводять, у свою чергу, до надмірних втрат маси сировини, а це вже проблеми ресурсозбереження, які оцінюються на порядок більшими фінансовими збитками, ніж невирішені проблеми енергозбереження. Крім втрат маси холодильна обробка та зберігання супроводжується втратами і харчової цінності продуктів (вітамінів та інших корисних речовин, що містяться в них) за умови збереження їх привабливого товарного вигляду. З цього приводу необхідно звернути увагу на висновки Міжнародного конгресу з холоду, проведеного у Вашингтоні (2003 рік), що рекомендують впровадження таких режимів холодильної обробки та зберігання харчової сировини, які характеризуються не тільки збереженням привабливого вигляду, меншою питомою енергоемністю, меншими значеннями питомих втрат маси, а й максимальним серед інших альтернативних режимів збереження їхньої харчової цінності. Такий підхід начебто не є новим, але слід підкреслити, що саме сьогодні, на відміну від минулих часів, він може бути ефективно реалізований. Максимальна кількість цінних у харчовому відношенні речовин міститься, безумовно, у свіжих (тільки з дерева) плодів, а серед тих, що зберігались, найчастіше у свіжозаморожених.

					КР.142.008.032.РПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Техніко-економічне обґрунтування	Літ.	Арк.	Аркушів
Розроб.		Шеремет І.В.						
Перевір.		Рябчук О.М.					71	90
Н. контр.						ХМ – 4 – 4		
Затверд.		Петренко В.П.						

Крім того, цей підхід веде до мінімізації обсягів використання сільськогосподарських угідь, необхідної кількості зібраного врожаю, витрат енергоносіїв, зменшення необхідних обсягів зберігання харчової сировини на душу населення тощо. Усі ці питання входять у коло проблем, які формулюються як загальна проблема забезпечення продовольчої безпеки держави.

Для отримання холоду використовуємо децентралізовану схему з безпосереднім охолодженням, яка складається з 4 установок. Холодоагент вибираємо R404A, тип холодильних установок: холодоагенти, одноступеневі, на одну температуру кипіння. Компресори підбираємо поршневі, фірми Bitzer. Повітроохолоджувачі та повітряні конденсатори фірми Güntner.

Порівняно з батарейним охолодженням повітроохолоджувачі є більш компактними, а отже менше займають вантажну площу, менш металоємні при однаковій холодопродуктивності, повітряні конденсатори в свою чергу не потребують додаткового обладнання та ресурсів.

Використання холодильних установок дало змогу зменшити загальну площу холодильника і в свою чергу зменшити капітальні затрати на будівництво.

Як відомо, харчова сировина та харчові продукти «рухаються» вздовж відомого холодильного ланцюга («від поля до прилавка»), окремі компоненти (ланки) якого складають попереднє охолодження безпосередньо на полі, холодильне транспортування до холодильника (охолодження, заморожування), зберігання у холодильнику, транспортування до торговельного холодильника, транспортування до холодильного прилавка супермаркету. Останніми ланками ланцюга є шлях від торговельного прилавка до побутового холодильника, сам побутовий холодильник. Не тільки рівні температур, але і їхні коливання визначають ефективність збереження концентрацій тих компонентів, які характеризують харчову цінність продукту. Відхилення ж у значеннях параметрів холодильної технології, хоча б у одній

					КР.142.008.032.РПЗ	Аркуш
						72
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ланці, може звести нанівець найкраще їх дотримання в інших ланках як за досягнутими показниками харчової цінності продукту, так і за енергетичною ефективністю функціонування холодильного ланцюга в цілому. Очевидно також, що при передачі продуктів, сировини з однієї ланки холодильного ланцюга в іншу необхідно надавати їм якісну і фінансову оцінку.

					КР.142.008.032.РПЗ	Аркуш
						73
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

11. Техніко-економічні показники

Мета економічного розрахунку полягає у визначенні вартості будівництва холодильника, вартості холодильного обладнання, витрат на використання енергії, витрат по оплаті праці виробничого персоналу, визначення амортизаційних відрахувань, визначення основних показників ефективності проекту.

При проектуванні фруктосховища виконуються наступні роботи:

- будівництво холодильника;
- будівництво компресорних площадок;
- вибір та придбання холодильного обладнання;
- укомплектування штату виробничого персоналу холодильної установки;
- інше.

11.1 Визначення кількості виробленого холоду:

$$Q = \sum Q_{\text{роб}} \cdot K_{\text{п}}, \text{ де}$$

$K_{\text{п}}$ – перевідний коефіцієнт, що враховує нерівноцінність витрат на виробництво холоду при різних температурах кипіння;

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

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

k – коефіцієнт, що враховує втрати в трубопроводах; (втрати в трубопроводах враховані раніше)

n – час роботи компресора (приймаємо по табл. 16.2, Свердлов, Явнель);

					КР.142.008.032.РПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Шеремет І.В.			Техніко-економічні показники	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		Рябчук О.М.					74	90
						ХМ – 4 – 4		
Н. контр.								
Затверд.		Петренко В.П.						

Приведена холодопродуктивність компресорного агрегату для камери зберігання яблук:

$$Q_{\text{роб}} = \frac{1.1 \cdot 112,6 \cdot 5400}{4,187} = 159743 \text{ кВт}$$

$$Q = 159743 \cdot 0,76 = 121404 \text{ кВт}$$

Приведена холодопродуктивність компресорного агрегату для камери зберігання груш:

$$Q_{\text{роб}} = \frac{1.1 \cdot 98,4 \cdot 5400}{4,187} = 139597 \text{ кВт}$$

$$Q = 139597 \cdot 0,76 = 106093 \text{ кВт}$$

Приведена холодопродуктивність компресорного агрегату для камери зберігання лимонів:

$$Q_{\text{роб}} = \frac{1.1 \cdot 68 \cdot 5400}{4,187} = 96470 \text{ кВт}$$

$$Q = 96470 \cdot 0,62 = 59871 \text{ кВт}$$

Приведена холодопродуктивність компресорного агрегату для камери зберігання апельсинів:

$$Q_{\text{роб}} = \frac{1.1 \cdot 55,6 \cdot 5400}{4,187} = 78878 \text{ кВт}$$

$$Q = 78878 \cdot 0,62 = 48904 \text{ кВт}$$

					КР.142.008.032.РПЗ	Аркуш
						75
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

11.2. Розрахунок витрат на придбання та монтаж обладнання.

Витрати на монтаж та транспортування приймаємо 10% від вартості обладнання.

Отримані дані заносимо до таблиці 11.2.1.

Таблиця 11.2.1. - Витрати на придбання обладнання

№ п/п	Назва обладнання	Кількість, шт	Ціна, тис. грн.	Монтаж та транспортування, тис. грн.	Вартість, тис. грн.
1.	Компресори 6FE-44Y	4	176,3	70,52	775,72
2.	Компресори 4PES-15Y	4	126,1	50,52	554,92
3.	Конденсатор GCHC RD 045.2/24-53	5	174,1	87,5	958
4.	Конденсатор GCHC RD 050.2/12-48	2	105,4	21,08	231,88
5.	Повіроохолоджувач GACC RX 050.1/4-70.A	4	170	68	748
6.	Повіроохолоджувач GaCC RX 044.01/4-70E	2	176,8	35,36	388,96
7.	Повіроохолоджувач GaCC RX 050.2/2-70E	2	174,3	34,86	383,46
8.	Ресивер Bitzer FS732N	2	32	6,4	70,4
9.	Ресивера Bitzer FS402	1	17,6	1,76	19,36
10.	Ресивера Bitzer FS302	1	15,9	1,59	17,49
11.	Віддільник рідини A20-613	4	6	2,4	26,4
12.	Віддільник рідини A17-613	4	6	2,4	26,4
13.	Маслиловіддільник OSH-413	4	6,9	2,76	30,36
14.	Маслиловіддільник OSH-409	4	6,2	2,48	27,28
15.	Віброгасник SD42	8	2,8	2,24	24,64
16.	Віброгасник SD54	4	4,3	1,72	18,92
17.	Віброгасник SD28	4	1,4	0,56	6,16
18.	Фільтр-осушник 4411/17A	4	5,2	2,08	22,88
19.	Фільтр-осушник 4411/M42A	4	5	2	22
20.	Регулятор тиску конденсації KVR	4	14,4	5,76	63,36
21.	Регулятор тиску конденсації NRD	4	3,1	1,24	13,64
22.	Зворотній клапан 3122/17	4	10,3	4,12	45,32
23.	Зворотній клапан 3122/M42	4	6,1	2,44	26,84
24.	Фільтр-осушник 4275/9S	4	5,2	2,08	22,88
25.	Фільтр мастила 4520/M18	8	0,8	0,64	7,04
26.	Індикатор вологості 3940/7	8	1	0,8	8,8
27.	Індикатор вологості 3770/M28	8	1,4	1,12	12,32
28.	Шаровий вентиль 6590/17	4	5,2	2,08	22,88
29.	Шаровий вентиль 6590/M42	4	5,2	2,08	22,88
30.	Соленіодний вентиль 1098/7	4	1,6	0,64	7,04
31.	Соленіодний вентиль 1099/9	4	1,6	0,64	7,04
32.	Трубопроводи та фітінги	к-т	45	4,5	49,5
Всього:					4662,77

11.3. Витрати на оплату електроенергії

По цій статті розраховують витрати на силову електроенергію для приводів компресорів та вентиляторів, що встановлені на основному холодильному обладнанні.

Річне споживання електроенергії визначається за формулою:

$$W = \sum N_e \cdot K_c \cdot n, \text{ кВт/год};$$

де N_e - номінальна потужність двигуна, кВт;

K_c - коефіцієнт використання;

n – час роботи обладнання при робочих умовах, для компресорів та вентиляторів в рік при відповідних робочих умовах, год, приймаємо 5400 год, час ТЕНів протягом доби приблизно 15 хв = 90 год/рік.

Таблиця 11.3 - Розрахунок витрат електроенергії

№ п/п	Назва обладнання	Кіл-сть, шт	Номінальна потужність, кВт	Час роботи, год.	Спожита електроенергія, тис. кВт·год
1.	Компресори 6FE-44Y	4	28	5400	604,8
2.	Компресори 4PES-15Y	4	19	5400	410,4
3.	Конденсатор GCHC RD 045.2/24-53	20	0,47	3000	28,2
4.	Конденсатор GCHC RD 050.2/12-48	4	0,72	3000	8,64
5.	Повітроохолоджувач GACC RX 050.1/4-70.A	16	0,62	3000	29,76
6.	Повітроохолоджувач GaCC RX 044.01/4-70E	8	0,19	3000	4,56
7.	Повітроохолоджувач GaCC RX 050.2/2-70E	4	0,75	3000	9
1.	Електровідтайка повітроохолодників	8	8	90	5,76
Всього:					1101,12

Тариф оплати за електроенергію складає 4,32 грн. за кВт/год. Тоді витрати на оплату електроенергії складатиме:

$$1101,12 \cdot 4,32 = 4756,83 \text{ тис. грн.}$$

11.4. Витрати на поповнення системи мастилом та холодоагентом.

Незважаючи на те, що після кожного компресору встановлено мастиловіддільники, мастило виноситься з компресів в систему. З часом мастило повертається до компресора, але якась кількість його залишається в трубах. Кількість мастила, що потрібно дозаправити в систему обумовлено розміром системи. Прийнемо, що кожного року будемо проводити заміну мастила в компресорах. Перша дозаправка мастила буде дорівнювати об'єму мастила в компресорах.

Тоді потреба в мастилі:

2 компресори 6GE-40Y (4,75 л)

$$M = 4,75 \cdot 4 = 19 \text{ л}$$

2 компресори 4PES-15Y (2,6 л)

$$M = 2,6 \cdot 4 = 10,4 \text{ л}$$

Витрати на поповнення системи мастилом BSE32 для поршневих компресорів, при ціні на мастило 1865 грн/л складатиме:

$$B_{\text{гв.мас.}} = (19 + 10,4) \cdot 1865 = 54,8 \text{ тис. грн.}$$

Холодоагент R404A коштує 290 грн. за 1кг. Необхідно 3680 кг що коштує $290 \cdot 3680 = 1067,2$ тис. грн.

					КР.142.008.032.РПЗ	Аркуш
						78
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

11.1 Визначення кількості виробленого холоду:

$$Q = \sum Q_{\text{роб}} \cdot K_{\text{п}}, \text{ де}$$

$K_{\text{п}}$ – перевідний коефіцієнт, що враховує нерівноцінність витрат на виробництво холоду при різних температурах кипіння;

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

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

k – коефіцієнт, що враховує втрати в трубопроводах; (втрати в трубопроводах враховані раніше)

n – час роботи компресора (приймаємо по табл. 16.2, Свердлов, Явнель);

Приведена холодопродуктивність компресорного агрегату для камери зберігання груш:

$$Q_{\text{роб}} = \frac{1.1 \cdot 101 \cdot 5400}{4,187} = 143286 \text{ кВт}$$

$$Q = 143286 \cdot 0,76 = 108897 \text{ кВт}$$

Приведена холодопродуктивність компресорного агрегату для камери зберігання яблук:

$$Q_{\text{роб}} = \frac{1.1 \cdot 110,64 \cdot 5400}{4,187} = 156962 \text{ кВт}$$

$$Q = 156962 \cdot 0,76 = 119291 \text{ кВт}$$

Приведена холодопродуктивність компресорного агрегату для камери зберігання грейпфрутів:

$$Q_{\text{роб}} = \frac{1.1 \cdot 54,95 \cdot 5400}{4,187} = 77956 \text{ кВт}$$

$$Q = 77956 \cdot 0,62 = 48332 \text{ кВт}$$

Приведена холодопродуктивність компресорного агрегату для камери зберігання лаймів:

$$Q_{\text{роб}} = \frac{1.1 \cdot 67,96 \cdot 5400}{4,187} = 96413 \text{ кВт}$$

$$Q = 96413 \cdot 0,62 = 59776 \text{ кВт}$$

11.5. Витрати на заробітну плату

Заробітну платню виробничих робітників розраховують по кожному розряду з врахуванням премії та доплат за роботу у нічний час і святкові дні.

Чисельність робочого персоналу компресорного цеху приймається в залежності від ступеня автоматизації установки, кількості компресорів та їх загальної продуктивності.

При комплексній автоматизації холодильної установки, з компресорів у кількості 8 шт. приймається лише 2 машиніста.

Фонд додаткової заробітної плати:

$$\Phi ДЗП = \Phi ОЗП \cdot 0,08$$

$$\Phi ДЗП = 115,8 \cdot 0,08 = 9,26 \text{ тис. грн.}$$

Повний фонд заробітної плати:

$$\Phi ЗП = \Phi ОЗП + \Phi ДЗП$$

$$\Phi ЗП = 115,8 + 9,26 = 125,06 \text{ тис. грн.}$$

Витрати на оплату праці робітників з нарахуваннями:

$$В ОП_x = 125,06 \cdot 0,3708 + 125,06 \text{ тис. грн.}$$

Таблиця 11.5.1. – Фонд по сплаті основної заробітної плати робітників.

Найменування професії та розряд	Тарифна ставка	Проект	Кіл-сть годин на місяць	Додаток за шкідливість, 10%	Місячний фонд заробітної плати	Річний фонд заробітної плати, тис. грн.
Машиніст V розряду	16	2	240	452,4	9,6	192
Всього:						192

11.7. Амортизація обладнання

Амортизаційні відрахування на обладнання становлять 22%:

$$4662 \cdot 0,22 = 1025,6 \text{ тис. грн.}$$

11.8. Витрати на поточні ремонти

Витрати на поточні ремонти складають 50% від амортизаційних витрат:

$$В_{\text{поточні}} = 1025,6 \cdot 0,5 = 512,8 \text{ тис. грн.}$$

11.9. Витрати на охорону праці

Фінансування заходів з охорони праці складає 0,2 % від фонду оплати праці. Ці кошти витрачають на реалізацію заходів для покращення умов праці, створення кращих побутових і соціальних умов на виробництві, підготовки підприємства до робіт, придбання засобів індивідуального захисту тощо:

$$B_{\text{оп}} = 171,4 \cdot 0,002 = 0,34 \text{ тис. грн.}$$

11.10. Визначення інших видів витрат

До інших витрат відносяться пускові витрати, витрати на утримання та експлуатацію обладнання, цехові витрати, які розраховуються як окремі статті.

Витрати на поточний ремонт обладнання приймаємо 20% від

Амортизаційних відрахувань на обладнання:

$$B_{\text{рем}} = A_{\text{обл}} \cdot 0,2 = 1025,6 \cdot 0,2 = 205,1 \text{ тис. грн.}$$

Пускові витрати приймаємо 2% від вартості обладнання:

$$B_{\text{пуск}} = B_{\text{обл}} \cdot 0,02 = 4662,7 \cdot 0,02 = 93,2 \text{ тис. грн.}$$

Інші витрати приймаємо 3% від загальної суми амортизаційних відрахувань:

$$B_{\text{інш}} = A_{\text{обл}} \cdot 0,03 = 205,1 \cdot 0,03 = 61,1 \text{ тис. грн.}$$

Загальна сума інших витрат складає:

$$EB = B_{\text{рем}} + B_{\text{пуск}} + B_{\text{інш}} = 205,1 + 93,2 + 61,1 = 359,4 \text{ тис. грн.}$$

Результати розрахунків зводимо у порівняльну таблицю собівартості енергії табл. 11.10.1.

Таблиця 11.10.1. - Економічні показники

Статті витрат	Значення витрат, тис. грн.
Електроенергія	4756,83
Мастило	54,8
Холодильний агент R404A	1067,2
Оплата праці	192
Амортизація	1025,6
Інші витрати	359,4
Разом	7455,83

Собівартість холоду:

$$C = \frac{7455,83 \cdot 10^3}{336296} = 22,1 \text{ грн}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$$

12. Охорона праці

Темою дипломного проекту передбачено будівництво нового фруктосховища місткістю 3500 тон у м. Одеса із сучасних якісних та високотехнологічних будівельних матеріалів. Виробництво штучного холоду буде здійснюватись за допомогою сучасного обладнання від провідних світових виробників, які постійно розвиваються, проводять дослідження для удосконалення існуючого та розробки нового обладнання для підтримки репутації бренду на світовій арені.

Технологічні рішення, які знайшли своє відображення у даній кваліфікаційній роботі, необхідні для стабільної роботи підприємства, забезпечення надійності роботи виробництва, запобігання виробничого травматизму та мінімізація рівня шкідливості, або їх виключення взагалі, умов роботи виробничого персоналу.

Опираючись на закон України "Про охорону праці", можна сказати, що охорона праці – це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і засобів, які спрямовані на збереження життя, здоров'я та працездатність людини в процесі її трудової діяльності.

12.1. Умови праці

Холодильник для зберігання фруктів знаходиться у м. Одеса, у якому будуть зберігатися груші, яблука, грейпфрути та лайми, проектується із використанням сучасного холодильного обладнання профільних світових виробників, з відповідним сучасним (майже роботизованим) рівнем автоматики. Холодильна установка, що забезпечує потребу підприємства у штучному холоді, влітку працюватиме не менше 22 годин на добу, а її робота є джерелом ряду шкідливих і небезпечних виробничих факторів, що діють на обслуговуючий персонал даної установки.

					КР.142.008.032.РПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Шермет І.В.			Охорона праці	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		Рябчук О.М.					83	90
						ХМ – 4 – 4		
Н. контр.								
Затверд.		Петренко В.П.						

12.2. Шкідливі та небезпечні виробничі фактори

Шкідливі виробничі фактори, які впливають на працівника фруктосховища:

- підвищена або понижена температура повітря робочої зони;
- підвищена або понижена відносна вологість повітря робочої зони;
- підвищення шуму, вібрації на робочому місці;
- підвищення запиленості, загазованості повітря;
- недостатній рівень освітленості робочої зони;

Небезпечні виробничі фактори на підприємстві:

- недотримання вимог безпеки до розміщення робочих місць, обладнання і технологічних майданчиків;
- рухомі машини та механізми, незахищені рухомі елементи рухомого обладнання;
- наявність посудин, що працюють під тиском;
- небезпечний рівень напруги в електричному колі;
- небезпечний рівень статичної електрики, атмосфера;
- електрика.

12.3. Аналіз шкідливих та небезпечних виробничих факторів

Розміщення устаткування холодильного обладнання у машинному відділенні відповідає усім вимогам нормативних документів галузі. Зони компресорних агрегатів знаходяться на достатній віддаленості один від одного, які достатні для сервісного огляду та експлуатації.

З компресорних площадок є виходи назовні. Двері відчиняються у бік виходу і не виходять безпосередньо у виробничі приміщення чи в зв'язані з ними коридори та сходові майданчики. Висота компресорних площадок до низу несучих конструкцій покриття або до виступаючих частин обладнання (трубопроводів) більше 2,2 м.

На території компресорного цеху встановлено вісім компресорів фірми Bitzer. На конденсаторній площадці встановлено випарні конденсатор.

					КР.142.008.032.РПЗ	Аркуш
						84
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Відстань між виступаючими частинами компресорних агрегатів – не менше 0,5 м, обладнанням та стіною — не менше 0,6 м.

Підлога даних відділень є рівною, неслизькою (так звана пром. підлога). Холодильне обладнання та трубопроводи пофарбовані у відповідності з діючими нормативами щодо раціонального фарбування поверхонь виробничих приміщень та технологічного обладнання промислових підприємств.

Фундаменти під компресори та їхні електродвигуни не зв'язані з фундаментами стін чи колон будівлі машинного відділення. Під камерами холодильника з від'ємними температурами передбачений захист ґрунтів від промерзання - електропідігрів підлоги.

12.3. Мікроклімат

Санітарно-гігієнічні норми параметрів повітря в робочій зоні закритих виробничих приміщень регламентується «ДСН 3.3.6.042-99. Санітарні норми мікроклімату в виробничих приміщеннях». В пункті управління — оптимальні параметри для категорій робіт середньої тяжкості – Іб (табл. 12.3.1.).

Таблиця 12.3.1. - оптимальні параметри

Період року	Температура повітря, °C	Відносна вологість, %	Швидкість руху повітря, м/с
Холодний ($t_3 < 10$ °C)	22–24	40–60	≤0,1
Теплий ($t_3 \geq 10$ °C)	23–25	40–60	≤0,1

Досягнення цих параметрів приміщення фруктосховища, а також машинного відділення забезпечується загальною обмінною механічною припливно-витяжною вентиляцією в теплий період року, з підігрівом повітря в холодний період року. В пункті управління передбачено систему повітряного опалення, суміщений з припливною вентиляцією, без рециркуляції повітря, кратність повітрообміну за годину: приток – 2 обсяги, витяжка – із перевищенням притоку на 1 обсяг. Повітря видаляється в атмосферу без очищення.

12.4. Чистота повітря

Очищення повітря виробничого середовища є важливим фактором підтримання стабільної працездатності та здоров'я працівників, формування у них позитивного ставлення до роботи, підвищення продуктивності праці. Значна частина виробничих процесів супроводжується утворенням дрібних часточок твердих або рідких речовин, які утримуються в повітрі. Кількість домішок – газів, парів, пилу, які містяться в одному літрі або одному кубічному метрі повітря у грамах, характеризує ступінь забруднення виробничого середовища.

Найбільшу небезпеку становить пил, розмір часток якого не перевищує 5 мікрон. Попадаючи разом з повітрям в органи дихання, пил викликає захворювання слизової оболонки носа, гортані, трахеї, бронхів і легенів (риніти, катарі бронхів, бронхіальна астма). З органів дихання пил поступово попадає в рот та органи травлення.

12.5. Шум

Основними джерелами шуму в холодильних установках є компресори, у даному проекті це компресори фірми Bitzer та рух холодоагенту по трубопроводах з великою швидкістю.

Допустимий рівень шуму на компресорній площадці, що не перевищує норм, які приведені у ДСН 3.3.6.037-99 «Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку», складає 75...103 дБ.

12.6. Вібрація

Рекомендації щодо загальної технологічної вібрації наступні: вона повинна не перевищувати гранично допустимого значення – 108 дБ (ГОСТ 12.1.012-90. ССБТ. “Вибрационная безопасность. Общие требования” ДСН 3.3.6.039-99. Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації).

					КР.142.008.032.РПЗ	Аркуш
						86
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Компресорні агрегати встановлено на віброопорах та окремих фундаментах, що відокремлені від несучих конструкцій будівлі. Для зменшення впливу вібрації, що викликані роботою компресорів, додержуються таких умов: трубопроводи, які приєднуються до холодильної машини, не жорстко кріпляться до конструкцій будинку; при необхідності застосування жорстких кріплень передбачено відповідні компенсаційні пристрої; трубопроводи, які з'єднують компресори з устаткуванням, мають достатню гнучкість, що компенсує деформації.

12.6. Освітлення

Вимоги до освітлення: рівень освітленості в приміщенні машинного відділення відповідає ДБН В.2.5-28-2006 Природне і штучне освітлення.

На підприємстві у компресорному цеху бічне одностороннє освітлення, при якому нормується максимальне значення КПО. $KPO = 0,2 \%$. Для компресорного цеху при загальному спостереженні за ходом роботи, при постійному перебуванні людей та VIII розряді зорової роботи освітленість становить 75 лк.

Для живлення світильників загального освітлення застосовується напруга 220В.

Світильники з люмінесцентними лампами на напругу 127-220 В встановлено на висоті 3,5 м від підлоги.

Світильники робочого та аварійного освітлення у виробничих будівлях та зонах роботи на відкритому просторі мають живлення від різних незалежних джерел.

Аварійне та ремонтне освітлення: машинного відділення, а також існуючі підземні прохідні тунелі з ам'ячними трубопроводами і розподільчою арматурою мають аварійне освітлення від незалежного джерела (у відповідності з ПУЕ). Воно автоматично включається при відключенні робочого освітлення.

					КР.142.008.032.РПЗ	Аркуш
						87
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

12.6. Пожежна безпека

Холодоагент – речовина, що утворює вибухонебезпечну суміш з повітрям. Її відносять до категорія вибухонебезпечної суміші - II А, група вибухонебезпечної суміші - II.

Холодильні камери з безпосереднім охолодженням, коридори з холодоагентовими трубопроводами та розподільчою арматурою, а також виробничі цехи з технологічним обладнанням, що містить холодоагент, не відносяться до вибухонебезпечних приміщень.

Температура у всіх холодильних камерах $0...+2\text{ }^{\circ}\text{C}$, тому вони відносяться до категорії В.

Система запобігання пожежі включає:

- дотримання пожежної безпеки при експлуатації електроустановок;
- надійна тепло та електроізоляція та її контроль;
- запобігання палінню у виробничих приміщеннях;
- дотримання вимог пожежної безпеки при виконанні ремонтних робіт.

Система пожежного захисту включає:

- виконання будівельних конструкцій з вогнестійких матеріалів (III ступень вогнестійкості);
- протипожежні розриви між будівлями;
- наявність двох незалежних евакуаційних виходів;
- використання засобів пожежної сигналізації оповіщення;
- наявність протипожежного водопостачання
- наявність плану евакуації.

					КР.142.008.032.РПЗ	Аркуш
						88
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

12.6. Техніка безпеки

Вимоги техніки безпеки регламентує ГОСТ 12.2.003-91. ССБТ. Оборудование производственное. Общие требования безопасности.

На фруктосховищі наказом відповідного начальника призначені 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 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.

Самостійне обслуговування холодильної установки можливе лише при умові, що 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.

Допускається обслуговування холодильної установки одним машиністом у зміну, якщо по умовам технологічного процесу споживача холоду можливе тимчасове припинення постачання холоду з вимкненням холодильної установки. В протилежному випадку холодильну установку повинні обслуговувати не менше двох машиністів в зміну.

					КР.142.008.032.РПЗ	Аркуш
						89
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Список використаної літератури

1. Б.К. Явнель. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1989. – 223 с., ил. – (Учебники и учеб. пособия для техникумов).

2. Методичні вказівки до виконання дипломних проектів (робіт) студентами спец. 7.090520 “Холодильні машини і установки” денної та заочної форм навчання. /Укл.; М.О.Прядко, А.В.Форсюк, М.М.Масліков.- К.; НУХТ, 2002.

3. Методичні вказівки до виконання розділу “Автоматизація виробничих процесів” в дипломному проекті для студентів спец. 0517. /Укл.; О.М.Баришніков, К.В. Коновалов.-К.; УДУХТ, 1999.

4. Методичні вказівки до виконання розділу курсового проекту, випускової та дипломної роботи (проекту) “Оцінка економічної ефективності інвестиційних проектів” з використанням комп’ютерної техніки для студентів економічних та технічних спеціальностей денної та заочної форми навчання /Укл.: Л.Г.Цимбалюк, О.Г.Дерев’янка – К.: УДУХТ, 1998.-16 с.

5. М.Фалес., А.М.Литвиненко. Охорона праці в галузі. Метод. Вказівки до вивчення дисципліни та виконання розділу дипломного проекту.- К.:НУХТ, 2009 – 58с.

6. Danfoss Автоматизация коммерческих холодильных установок [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.danfoss.ua>

7. Danfoss Thermostatic expansion valves [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.danfoss.ua>

8. Danfoss Сервоприводные клапаны с пилотным управлением. Тип ICS [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.danfoss.ua>

9. Danfoss Руководство по проектированию промышленных холодильных систем [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.danfoss.ua>

					КР.142.008.032.РПЗ	Аркуш
						90
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		