

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ**

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

«До захисту в ЕК»

Директор інституту

\_\_\_\_\_ Сергій БЛАЖЕНКО  
(підпис) (ім'я та прізвище)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2026 р.

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Валентин ПЕТРЕНКО  
(підпис) (ім'я та прізвище)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2026 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА  
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ БАКАЛАВРА**

зі спеціальності 142 Енергетичне машинобудування

(код та назва спеціальності)

освітньо-професійної програми \_\_\_\_\_

Холодильні техніка та технології

на тему: Проект фруктосховища місткістю 7000 тонн у місті Херсон

Виконав: здобувач 5 курсу, групи ЗХМ-5-4

\_\_\_\_\_ Галка Богдан Миколайович \_\_\_\_\_

(прізвище, ім'я, по батькові повністю)

(підпис)

Керівник Петренко Валентин Петрович

(прізвище, ім'я)

(підпис)

Консультант \_\_\_\_\_

(прізвище, ім'я)

(підпис)

Рецензент \_\_\_\_\_

(прізвище, ім'я)

(підпис)

Я як здобувач Національного університету харчових технологій розумію і підтримую політику університету з академічної доброчесності. Я не надавав і не одержував недозволеної допомоги під час підготовки цієї роботи. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідні джерела.

\_\_\_\_\_ (підпис та прізвище здобувача)

Київ – 2026 р.

# НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

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

Освітній ступінь бакалавр

Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування  
(код і назва)

Освітньо-професійна програма Холодильні техніка та технології

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри **ТЕХТ**

проф. Петренко В.П.

“03” листопада 2025 року

## З А В Д А Н Н Я

### НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Галка Богдана Миколайовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Проект фруктосховища місткістю 7000 тонн у місті Херсон

керівник роботи д.т.н., доц. Петренко Валентин Петрович

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

затверджені наказом закладу вищої освіти від 03.11.2025 року № 899-кв

2. Строк подання здобувачем роботи 05.02.2026 року

3. Вихідні дані до роботи Розрахунок виконується на задану продуктивність, а саме ємність холодильника: Яблука – 3 500 тон; Апельсини 1 500тон; Виноград 2 000тонн

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

1. Вступ

2. Техніко-економічне обґрунтування

3. Розробка технологічної схеми холодильного оброблення продукції

4. Розрахунок холодильника.

5. Економічна частина

Додатки

Список використаних джерел

5. Перелік графічного матеріалу

1. План будівлі

2. Гідравлічна схема 3. Розріз будівлі

6. Консультанти розділів роботи





## Abstract

This bachelor's thesis presents a comprehensive set of design solutions for a refrigeration system within a fruit storage facility located in the southern region. The project includes the design of the facility's geometry and the dimensions of all cooling chambers, alongside the calculation and selection of structural and insulation materials, the refrigeration plant, and auxiliary equipment.

Calculations are provided for heat gains from external walls into cooling chambers with varying spatial orientations, as well as heat loads resulting from product cooling. Total heat loads were calculated for each individual chamber and for the facility as a whole. The selection of refrigeration equipment was prioritized to achieve maximum energy efficiency, minimizing electricity consumption for refrigeration generation.

In accordance with the project requirements, the explanatory note includes sections on the techno-economic feasibility study, the development of the refrigeration system's process flow diagram, capacity calculations for storage areas and chambers, as well as the system's power supply, electrical equipment, and automation. Additionally, separate sections address occupational health and safety, civil protection, and economic analysis.

The calculation section is supplemented by technical drawings, including: the plan and cross-sections of the fruit storage facility, hydraulic piping diagrams.

Software packages used during the project include Microsoft Excel and Microsoft Word; drawings and schematics were created using AutoCAD 2014.

**Key words:** *fruit storage facility, refrigeration system, cooling chamber, heat gains, energy efficiency, thermal insulation*

зам. нів №							00.БКР.142.008.001-ПЗ		
Підпис і дата							Проект фруктосховища місткістю 7000 тонн у м. Херсон		
						Стадія			
інв.МФОРМЛН.	Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата	ТЕХТ, ННІТІ, НУХТ		
	Розроб.	Галка Б.М.							
	Перевір.	Петренко В.П.					2	82	
	Реценз.								
	Н.Контр.								
	Затверд.	Петренко В.П.							



# 1. Вступ

Україна має значний потенціал у вирощуванні плодовоовочевої продукції, яка потребує потужностей зі зберігання та розподілення в фруктосховищах. Існуючі фруктосховища, внаслідок технічної та морально застарілої потребують модернізації та технічного переоснащення.

Сучасні холодильні технології дозволяють охолоджувати, заморожувати, зберігати фрукти за мінімальної втрати якості, затратах енергії та коштів, з відповідним зниження собівартості продукції. Розширення мережі фруктосховищ дасть можливість збільшити об'єми вирощування та зберігання якісної харчової продукції, яка за відповідної якості дає можливість поповнення експортного потенціалу країни.

В дипломній роботі розроблено проєкт фруктосховища, що відповідає сучасним стандартам щодо збереження якості продукції в процесі холодильної обробки та зберігання.

зам. інв. №	Підпис і дата	00.БКР.142.008.001-ПЗ							
		Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		
інв.№оригін.	Розроб.	Галка Б.М.				Проект фруктосховища місткістю 7000 тонн у м. Херсон	Стадія	Аркуш	Аркушів
	Перевір.	Петренко В.П.					П	4	82
	Реценз.						ТЕХТ, ННІТІ, НУХТ		
	Н.Контр.								
	Затверд.	Петренко В.П.							



### 3. Розробка технологічної схеми холодильного оброблення продукції

Перелік фруктової продукції холодильника:

1. Яблука – 3 500 тонн;
2. Апельсини –1 500тонн;
3. Виноград –2 000тонн.

#### 3.1. Описання технологічної схеми.

##### Яблука

Яблука з температурою 15...17°C надходять автотранспортом до холодильника у контейнерах розміром (1200x1000x900 мм. Вага яблук нетто 350 кг, вага тари 37 кг [1]). Контейнери з яблуками перевозяться до приміщень сортування та фасування, де їх сортують, калібрують та упаковують у ті самі контейнери для зберігання, розміром 1200x1000x900 мм.

На наступному етапі яблука надходять на охолодження в камери, де температура повітря становить  $0 \div -2^{\circ}\text{C}$ . В камері підтримується кратність циркуляції 40 об'ємів за годину. Стадія охолодження продовжується до досягнення температури  $4 \div 7^{\circ}\text{C}$ , далі яблука у контейнерах направляються до камер зберігання, де температура повітря  $0 \div +2^{\circ}\text{C}$  та відносна вологість  $\phi = 85. .90\%$ . В камері зберігання температура в яблуках вирівнюється по товщині та досягає  $0 \div +2^{\circ}\text{C}$ . В камері зберігання кратність циркуляції повітря 10 об'ємів за годину. Внаслідок дихання органічних продуктів кратність повітрообміну повинна бути  $1 \div 3$  об'єми приміщення за добу.[2]. Контейнери складаються у 6 ярусів один на один.

Температура зберігання яблук  $0 \div +2^{\circ}\text{C}$ , відносна вологість  $\phi = 85. .90\%$ . Підвищення відносної вологості вище 96 % не допускається.

зам. інв. №							00.БКР.142.008.001-ПЗ			
	Підпис і дата									
інв. №оригін.	Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата	Проект фруктосховища місткістю 7000 тонн у м. Херсон	Стадія	Аркуш	Аркушів
	Розроб.				Галка Б.М.			П	6	87
	Перевір.				Петренко В.П.			ТЕХТ, ННІТІ, НУХТ		
	Реценз.									
	Н.Контр.									
Затверд.					Петренко В.П.					

Від стін до крайніх штабелів відступи – 0,3 м, між штабелями - 0,05м по ширині камери та 0,1м по довжині камери.

Повне завантаження камери зберігання по часу не повинно перевищувати п'ять діб.

### Апельсини

Апельсини постачаються автомобільним транспортом в армованих ящиках вагою 10 кг (нетто) (рис.4.1) розміром 490x290x225 при температурі +12...+15 °С. На охолодження апельсини направляють в камери з температурою 0 ÷ +2°С, де кратність циркуляції повітря 40 об'ємів за годину. Далі, після охолодження апельсини направляються в камери зберігання, в яких підтримуються наступні параметри:

1) температура + 6-8 ° С при  $\phi = 85. . .90\%$  (Протягом 1-2,5 місяці після збору плодів)

2) температура + 4...+5 ° С,  $\phi = 85. . .90\%$  при зберіганні і забезпеченні кратності циркуляції 10 об'ємів за годину.

Для зберігання апельсинів використовують піддони розмірами (1200x1000x154) мм.

Ящики з апельсинами складають у декілька рядів на піддонах рис. 4.2, які зберігаються на спеціалізованих стелажах – див. рис 4.3.



Рис 4.1 ящик для зберігання апельсинів

інв.№оригин.	зам. інв.№
Підпис і дата	

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

7

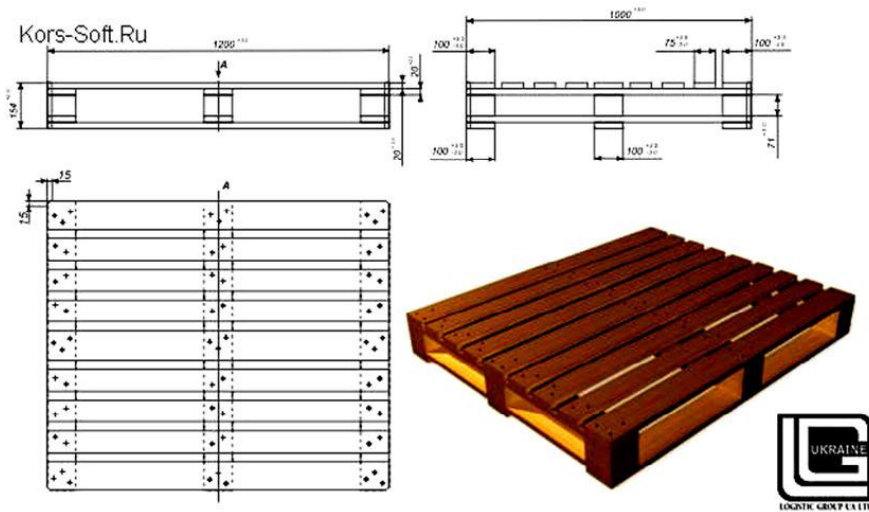


Рис 4.2 піддон для складування ящиків

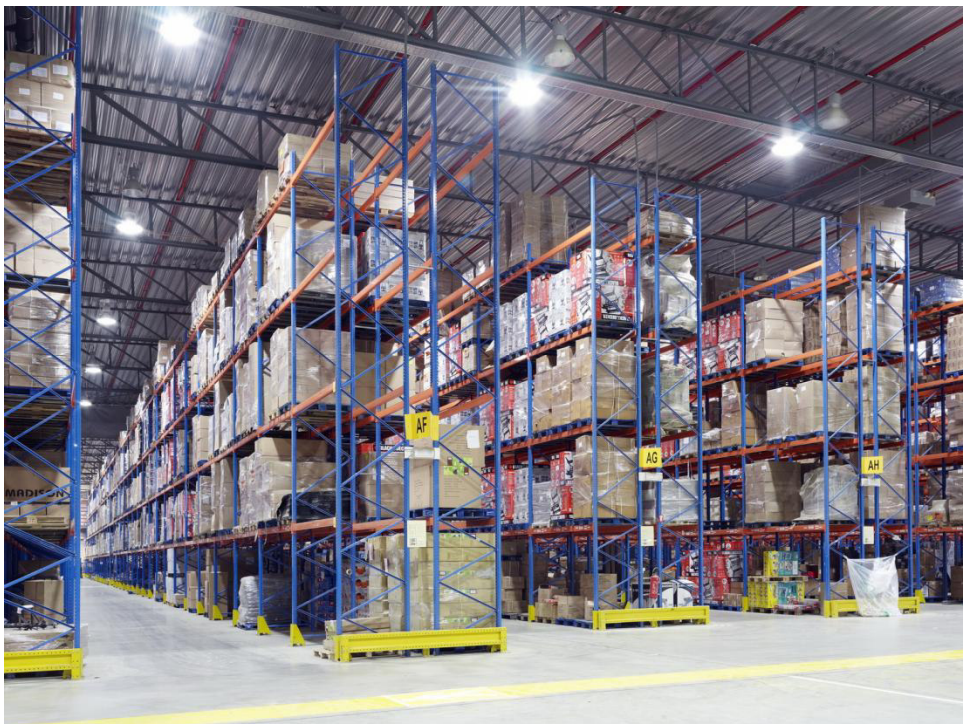
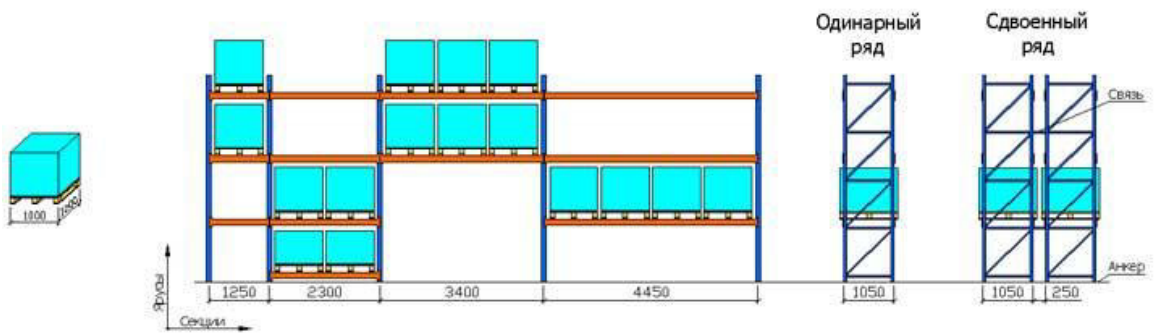


Рис 4.3 стелажі для піддонів

інв.№оригин.	Підпис і дата	зам. інв.№
--------------	---------------	------------

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата
-------	--------	------	-------	--------	------

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

8

## Виноград

В перфорованих по бокам картонних ящиках [Рис 4.3] з розмірами 560x380x150 мм постачається виноград на автомобільному транспорті. Виноградні грони вкладаються в один шар і надходять при температурі +15...+18 °С. [1] Потім виноград надходить на охолодження в камери охолодження з температурою повітря 0 ÷ +2°C, Кратність циркуляції витримується 40 об'ємів за годину. Далі охолоджений виноград надходить в камери зберігання. Параметри повітря в камерах зберігання:

Температура -0,5...+1 °С

Відносна вологість  $\phi=86.95\%$ .

Ящики з виноградом розміщують у декілька рядів на піддони рис. 4.2, які розташовуються на спеціалізованих стелажах – див. рис 4.3.

До заповнених виноградом камер через кожні два тижні виконують процедуру фумігації, спалюючи сірку з розрахунку 30 г/м<sup>3</sup> приміщення. Виноград із сірчистий газом контакт 40-50 хв., а потім сірчистий газ видаляють вентиляцією.



Рис. 4.4 ящик для зберігання винограду

інв.№оригин.	Підпис і дата	зам. інв.№
--------------	---------------	------------

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата
-------	--------	------	-------	--------	------

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

9

### Розрахунок часу охолодження яблук у ящиках.

Як правило, рух повітря між ящиками з яблуками буде нерівномірним тому вводимо коефіцієнт запасу 1,3.

Яблуко вважається має форму кулі.

Середньостатистичне яблуко має діаметр 6-10 см, за розрахунковий прийmemo 8 см.

Відповідно площа та об'єм яблука у формі кулі

$$S = 4 * \pi * R^2 = 4 * 3.14 * 0.04^2 = 0.02 \text{ м}^2$$

$$V = \frac{4}{3} \pi R^3 = \frac{4}{3} * 3.14 * 0.04^3 = 0.00027 \text{ м}^3$$

Визначаємо безрозмірний параметр форми  $\phi$

$$\phi = \frac{V}{S * R} = \frac{0.00027}{0.02 * 0.04} = 0.33$$

$$k = \frac{1}{\phi} - 1 = \frac{1}{0.33} - 1 = 2$$

$v_{\text{пов}}$  - кінематична в'язкість повітря.

$W_{\text{пов}} = 3,3 \frac{\text{м}}{\text{с}}$  - швидкість повітря

Визначаємо інтенсивність тепловіддачі між яблуком та повітрям

$$Re = \frac{W_{\text{пов}} \cdot d_{\text{пр}}}{\nu_{\text{пов}}} = \frac{3.3 \cdot 0.08}{13,99 \cdot 10^{-6}} = 18870 - \text{число Рейнольдса}$$

$$Nu = 0,17 \cdot Re^{0.7} = 0.17 \cdot 18870^{0.7} = 167.3 - \text{число Нусельта}$$

$$\alpha_{\text{пов}} = \frac{Nu \cdot \lambda_{\text{пвт}}}{d_{\text{пр}}} = \frac{167.3 \cdot 0.0241}{0,08} = 27 \frac{\text{Вт}}{\text{К м}^2} - \text{коефіцієнт тепловіддачі}$$

$$Bi = \frac{\alpha \cdot R}{\lambda_{\text{пр}}} = \frac{27 \cdot 0.04}{0.34} = 3,2 - \text{число Біо}$$

$R$  - радіус яблука;  $\lambda_{\text{пр}}$ ,  $C_{\text{пр}}$ ,  $\rho_{\text{пр}}$  - ( з [3]).

інв.№оригин.	Підпис і дата	зам. інв.№
--------------	---------------	------------

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата
-------	--------	------	-------	--------	------

$t_{\text{поч}} = 20^{\circ}\text{C}$  – температура продукту початкова.  $t_{\text{пов}} = 2^{\circ}\text{C}$  – температура продукту на поверхні.

$t_c$  – температура охолоджувального середовища  $t_c = 0^{\circ}\text{C}$ .

$$\chi = \frac{Bi(k+1)(k+5+2\sqrt{2k+6})(Bi+\sqrt{2k+6})}{4(\sqrt{2k+6}+2+Bi)Bi+\sqrt{2k+6}(k+5+2\sqrt{2k+6})} = 5.4$$

Знаходимо темп охолодження

$$m = \frac{\lambda}{c\rho R^2} \chi = 3.42 * 10^{-4}$$

Знаходимо час охолодження

$$\tau = \frac{1}{m} \ln \left( A \frac{t_{\text{поч}} - t_c}{t_{\text{пов}} - t_c} \right) = 4992 \text{ c} = 84 \text{ хв}$$

Розрахунковий час охолодження яблук становить 84 хвилини. При коефіцієнті запасу 1,3 час охолодження дорівнює  $t = 84 * 1.3 = 110 \text{ хв}$

Можливий і більший проміжок часу (зменшення навантаження на обладнання) на охолодження продукту.

Час охолодження винограду та апельсинів не перевищує часу охолодження яблук, тому розрахунок часу охолодження яблук опускаємо та приймаємо виходячи з умов оптимальної організації обігу продуктів, та максимально допустимого проміжку часу заповнення камер зберігання.

інв. №оригин.	Підпис і дата	зам. інв. №
---------------	---------------	-------------

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

11

## 4. Розрахунок холодильника.

### 4.1 Визначення основних розмірів та планування приміщень холодильника

Розрахунок виконується на задану продуктивність, а саме

Ємність холодильника: Яблука – 3 500 тон; Апельсини 1 500тон; Виноград 2 000тон.

Розташування холодильника – м. Херсон

Параметри повітря зовнішнього прийняті відповідно [4;5] , що відповідають найближчому обласному центру м. Херсон.

Місто	Географічна широта	Температура, °С				Розрах-ва відносна вологість, %	
		Середньо-річна	Розрах-ва літня	Абсолютний максимум	Розрах-ва зимня	Літня	Зимня
Херсон	48,04	+8,1	+31	+39	-22	48	80

Глибина промерзання суглинних ґрунтів і глиняних – 1,2 м

Холодильник проектуємо з каркасу металевого, стіни з самонесучих сандвіч панелей, дах з профнастилу. Встановлюємо допоміжні несучі колони в коридорі що збільшує міцність конструкції. Колони по осям знаходяться в коридорі для зменшення теплопритоків внаслідок теплових містків.

Холодильники, де здійснюється зберігання яблук, складається з головного корпусу, в якому міститься охолоджуваний склад, службові приміщення, машинне відділення. Останні локалізовані на площадках всередині основної будівлі холодильника.

зам. інв. №

Підпис і дата

інв. №оригин.

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата			
Розроб.		Галка Б.М.				Стадія	Аркуш	Аркушів
Перевір.		Петренко В.П.				П	12	82
Реценз.						ТЕХТ, ННІТІ, НУХТ		
Н.Контр.								
Затверд.		Петренко В.П.						

Проект фруктосховища місткістю 7000 тонн у м. Херсон

Проектуємо лише автомобільну платформу, оскільки продукцію звозять та вивозять лише автотранспортом; довжина 42м, ширина 8 м, висота 1,2 м. Над автомобільною платформою розташований навіс, який захищає платформу від атмосферного впливу, зменшує теплонадходження.

Холодильник проектуємо одноповерховим. Планування охолоджуваного складу приймаємо наступним: з одним розгалуженим внутрішнім коридором, оскільки в такого типу холодильнику двері камер виходять у коридор і не контактують зовнішнім повітрям. Перевага такого планування в зменшенні теплопритоків при відкритті дверей, але при цьому має місце більша довжина шляху від транспортної платформи до холодильних камер. Крім цього, зменшується ступінь використання площі будівельної для розміщення вантажів.

Приймаємо сітку колон розмірами 12 ×12 м, висота камер – 8 м. Ширина вантажних коридорів – 6 м, висота – 8 м. Висоту складування – 5,5...6,5 м., Холодильник будуємо із сандвіч панелей, тому стелі в камерах гладкі.



#### **Визначення необхідної площі основних камер.**

Вантажна висота камери 5500...6500 мм, розміри контейнеру 1200x1000 мм., розміри піддонів, на який складають ящики з апельсинами та виноградом 1200x1000x154. Відступ між ящиками по довжині 100 мм, по ширині 50 мм. Габарити контейнеру - 1250x1100мм. Проводимо розрахунок місткості камер способом «реального нанесення» на план ящиків. Креслимо сітку колон, розбиваємо приміщення на сектори, розставляємо необхідну кількість ящиків.

Результати планування:

Яблука розміщуються в ящику міститься 350 кг, розмірами 1200x1000x900мм. В штабелі –  $350 \times 6 = 2100$  кг. (висота штабеля  $5 \times 0,9 \text{ м} = 5,4 \text{ м}$ )

Виноград розміщуються на піддоні міститься 420 кг, розміри якого 1200x1000x900мм, вага штабелю  $6 \times 420 = 2520$  кг

зам. інв. №  
Підпис і дата  
інв. №оригин.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

13

Апельсини – на одному піддоні міститься 320кг, розміри піддону 1200x1000x900мм, вага штабелю  $6*320=1920$ кг

### Камери зберігання яблук

Враховуючи відступи від стін та колон по 300..500 мм. визначаємо розміри холодильних камер для зберігання яблук.

Приймаємо 4 типорозміри камер по місткості:

- №6

$$M = 3234 \times 0,35 = 1132 \text{ тони}$$

- №9

$$M = 2040 \times 0,35 = 714 \text{ тон}$$

- №10

$$M = 2760 \times 0,35 = 966 \text{ тон}$$

- №15;16

$$M = 1176 \times 0,35 = 411,6 \text{ тон, кожна}$$

Загальна ємність камер зберігання яблук становить 3635,2тон

$$\text{Відхилення від завдання становить } ((3635,5 - 3500) / 3500) \times 100\% = 3,9\%$$

Не перевищує 5%, похибка потрапляє в допустимий діапазон

### Камери зберігання винограду

Оскільки виноград є специфічним продуктом та потребує постійного контролю якості, обираємо тип складування на стелажах.

Приймаємо 3 типорозміри камер по місткості:

- №4;5

$$M = 984 \times 4,2 = 413,3 \text{ тон, кожна}$$

- №8

$$M = 1812 \times 4,2 = 761 \text{ тона}$$

- №11;12

$$M = 552 \times 4,2 = 231,8 \text{ тон}$$

зам. інв №	
Підпис і дата	
інв. №оригин.	

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

14

Загальна ємність камер зберігання винограду становить 2051,2тон

Відхилення від завдання становить  $((2051,2-2000)/2000) \times 100\% = 2,6\%$

Не перевищує 5%, похибка потрапляє в допустимий діапазон

### **Камери зберігання апельсинів**

Палети з ящиками апельсинів також складуються на спеціалізовані стелажі.

Приймаємо 3 типорозміри камер по місткості:

- №2;№3

$M = 984 \times 3,2 = 314,9$  тон, кожна

- №7;

$M = 1812 \times 3,2 = 579,8$  тон,

- №13;№14

$M = 552 \times 3,2 = 176,6$  тон, кожна

Загальна ємність камер зберігання апельсинів становить 1562,8 тон

Відхилення від завдання становить  $((1562,8-1500)/1500) \times 100\% = 4,2\%$

Не перевищує 5%, похибка потрапляє в допустимий діапазон

### **Камера охолодження**

Камера №1

Загальна ємність

Яблука – 67,2 тон

Виноград – 80,6 тон

Апельсини – 61,4 тон

Об'єм камери охолодження в загальній ємності холодильника не враховується.

**Загальний вміст - 7249,2 тон**

Відхилення від завдання становить  $((7249,2-7000)/7000) \times 100\% = 3,56\%$

Не перевищує 5%, похибка потрапляє в допустимий діапазон

зам. інв №	
Підпис і дата	
інв. №оригин.	

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

15

Планування холодильних камер зображено на рис. 5.1

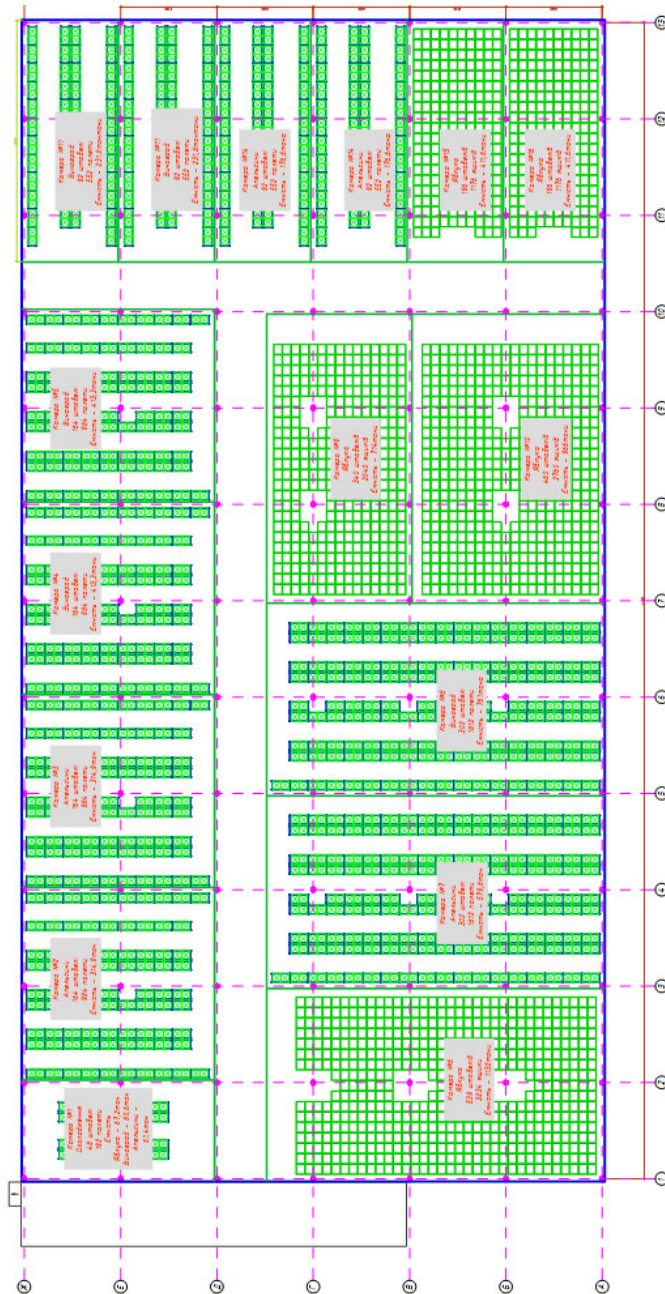


Рис. 5,1 Планування холодильних камер сховища

Схематичне зображення каркасу холодильника зображене на рис 5.2

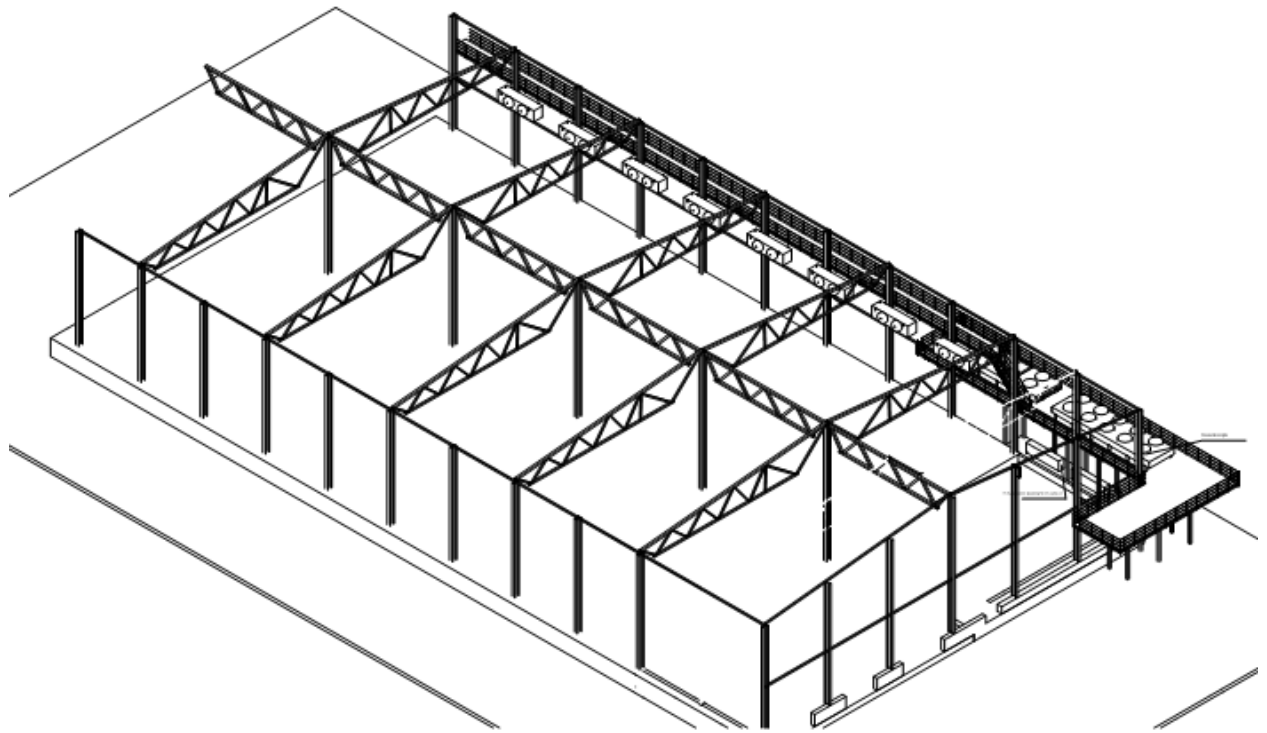
інв.№оригин.	Підпис і дата	зам. інв №
--------------	---------------	------------

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата
-------	--------	------	-------	--------	------

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

16



*Рис. 5,2 схематичне зображення каркасу приміщення холодильника*

інв. №оригин.	Підпис і дата	зам. інв №

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

17

#### 4.2. Розрахунок ізоляційних конструкцій заводу.

Утеплення завод виконуємо із піно поліуретанових (ППУ) сандвіч панелей які в свою чергу являються як і теплоізоляцією так і гідроізоляцією. Оскільки металевий лист має досить малий коефіцієнт паро проникності, а всі стики ізолюються герметиком, крім зазначених вище гідроізоляційних робіт більше ніяких проводити не потрібно. Характеристики панелей ППУ фірми «Pantek» наведені в табл. 5.1

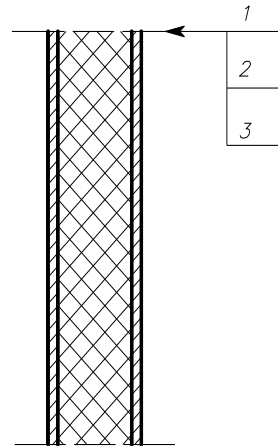


Табл.5.1

Сандвіч-панель	$\delta$ м	$\lambda$ Вт/мК	$\sum \delta_i / \lambda_i$ м <sup>2</sup> К/Вт	кд, Вт <sup>2</sup> /м*К
1. Стальний оцинкований лист	0,001	55,000	3.636*10 <sup>-5</sup>	6,9679
2. Теплоізоляція із пінополіуретана	-	0,035		
1. Стальний оцинкований лист	0,001	55,000		

#### Зовнішня стіна приміщень

Розрахунок проводимо для приміщення з найменшою температурою та приймаємо розрахункову товщину для всього периметра холодильника ( зменшення переходів з різними товщина ми панелей). Для камер зберігання винограду прийнята температура -0,5...+0,5 °С

при  $t_{в} = -0,5^{\circ} \text{C}$

зам. інв.№  
Підпис і дата  
інв.№орг.ін.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

18

склад стіни зображено в табл.3 1.Значення коефіцієнта теплопередачі для зовнішньої огорожі ізоляції приміщень з  $t_{в}=-3^{\circ}C$  заводу  $k_0^{mp} = 0,36 \text{ Вт/ м}^2\text{К}$  відповідно табл.8.2 [1]. Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо за табл. 8.1:

$$\alpha_n = 23 \text{ Вт/ м}^2\text{К}; \quad \alpha_a = 9 \text{ Вт/ м}^2\text{К}.$$

Визначаємо термічний опір окремих шарів будівельної конструкції  $R_i = \frac{\delta_i}{\lambda_i}$

Коефіцієнти теплопровідності матеріалів цих шарів приймаємо за додатком 3. Підраховуємо сумарний термічний опір усіх прошарків, крім теплоізоляції.

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 0,00003636 \text{ м}^2\text{К/Вт}$$

Необхідну товщину тепло ізолюючого шару знаходимо по формулі (8.2):

$$\delta_{в}^{тр} = \lambda_{в} \cdot \left( \frac{1}{k_0^{тр}} - \left( \frac{1}{\alpha_n} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_b} \right) \right)$$

$$\delta_{із}^{mp} = 0,035 \cdot \left( \frac{1}{0,36} - \left( \frac{1}{23} + 0,00003636 + \frac{1}{9} \right) \right) = 0,035 \cdot (2,5 - 0,155) = 0,092 \text{ м.}$$

Округлюємо до більшого значення типорозміру сандвіч панелей 100 мм  
Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^a = \frac{1}{0,155 + \frac{0,1}{0,035}} = 0,33 \text{ Вт/ м}^2\text{К}.$$

Задля зміцнення конструкції будівлі та з метою полегшення будівництва споруди. Приймаємо всі зовнішні стіни приміщень з товщиною теплоізоляції ППУ 100мм.

*Внутрішні стіни:*

стіна між приміщень ою №9  $t = -3^{\circ}C$  і коридором  $t = 20^{\circ}C$

$$(T_{кор} = T_k + T_z * 0,7 = 28 * 0,7 + 0 = 19,8 \text{ C})$$

$$K_0^{mp} = 0,43 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}}; \text{ (табл. 8.4) [1]}$$

:

зам. інв. №
Підпис і дата
інв. № оригін.

Змін.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

19

$$\alpha_1 = 9 \frac{Bm}{m^2 \times K}; \text{ (табл. 8.1)[6]}$$

$$\alpha_2 = 8 \frac{\hat{A}\delta}{i^2 \times \hat{E}};$$

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 0,00003636 \text{ м}^2\text{К/Вт}$$

Необхідна товщина теплоізоляції

$$\delta_{из.}^{mp.} = \lambda_{из.} \times \left[ \frac{1}{K_0^{mp.}} - \left( \frac{1}{\alpha_{зов.}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{вн.}} \right) \right];$$

$$\delta_{из.}^{mp.} = 0,035 \times \left[ \frac{1}{0,43} - \left( \frac{1}{8} + 0,00003636 + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,073 \text{ м};$$

При висоті приміщення не рекомендовано використовувати панелі товщиною менше 100мм

Приймаємо сандвіч-панелі товщиною 100 мм.

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^a = \frac{1}{0,236 + \frac{0,1}{0,035}} = 0,34 \text{ Вт/ м}^2\text{К}.$$

Внутрішні перегородки:

Аналогічним чином проводимо розрахунок для перегородки з найбільшим перепадом температур та приймаємо дану товщину для всіх інших

Стіна між приміщеннями зберігання винограду та коридором

$$K_0^{mp.} = 0,5 \frac{Bm}{m^2 \times K}; \text{ (табл. 8.4)[6]}$$

$$\alpha_1 = 9 \frac{\hat{A}\delta}{i^2 \times \hat{E}}; \text{ (табл. 8.1)[6]}$$

$$\alpha_2 = 9 \frac{\hat{A}\delta}{i^2 \times \hat{E}};$$

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 0,00003636 \text{ м}^2\text{К/Вт}$$

Необхідна товщина теплоізоляції:

$$\delta_{из.}^{mp.} = \lambda_{из.} \times \left[ \frac{1}{K_0^{mp.}} - \left( \frac{1}{\alpha_{зов.}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{вн.}} \right) \right];$$

зам. інв. №
Підпис і дата
інв. № оригін.

Змін.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ				
-----------------------	--	--	--	--

$$\delta_{из.}^{mp.} = 0,035 \times \left[ \frac{1}{0,5} - \left( \frac{1}{9} + 0,00003636 + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,062 м;$$

Аналогічно приймаємо панелі товщиною 100мм.

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

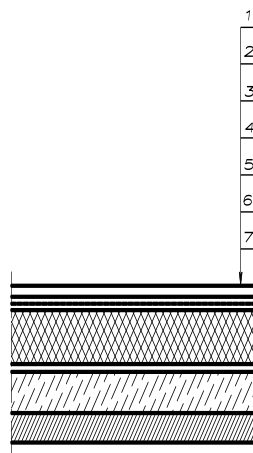
$$k_0^a = \frac{1}{0,22 + \frac{0,1}{0,035}} = 0,33 \text{ Вт/ м}^2\text{К.}$$

Для спрощення будівництва внутрішніх стін та зміцнення конструкції заводу приймаємо всі перегородки в приміщеннях з теплоізоляцією товщиною 100мм.

Підлога охолоджуємих :

Конструкція підлоги:

Теплоізоляцію підлоги приймаємо однакову для всіх охолоджуваних . В якості розрахункової конструкції приймаємо конструкцію підлоги в приміщенні ( $t_B = -0,5^\circ \text{C}$ ).



Конструкція підлоги:

1. Монолітне бетонне покриття з важкого бетону: товщина  $\delta_1 = 0,04 м$  ;

коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_1 = 1,86 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$  ; термічний опір

$$R_1 = \frac{\delta_1}{\lambda_1} = \frac{0,04}{1,86} = 0,022 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}} .$$

2. Армобетонна стяжка: товщина  $\delta_2 = 0,08 м$  ; коефіцієнт теплопровідності

$$\lambda_2 = 1,86 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} ; \text{ термічний опір } R_2 = \frac{\delta_2}{\lambda_2} = \frac{0,08}{1,86} = 0,043 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}} .$$

зам. інв.№
Підпис і дата
інв.№оригин.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

3. Пароізоляція - 1 шар пергаменту: товщина  $\delta_3 = 0,001\text{м}$ ; коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_3 = 0,15 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ ; термічний опір  $R_3$  - не враховуємо.

4. Теплоізоляція з керамзитового гравію:  $\delta_4$  - необхідно визначити; коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_4 = 0,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ ; термічний опір  $R_4 = \frac{\delta_4}{\lambda_4}$  - необхідно визначити.

5. Цементно-пісчаний розчин: товщина  $\delta_5 = 0,025\text{м}$ ; коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_5 = 0,98 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ ; термічний опір  $R_5 = \frac{\delta_5}{\lambda_5} = \frac{0,025}{0,98} = 0,026 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$ .

6. Утрамбований пісок: товщина  $\delta_6 = 0,25\text{м}$ ; коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_6 = 0,58 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ ; термічний опір  $R_6 = \frac{\delta_6}{\lambda_6} = \frac{0,25}{0,58} = 0,43 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$ .

7. Епоксидний шар (епоксидна смола + затверджувач)  $\delta_e = 0,005\text{м}$   
Термічний опір не враховуємо

Сумарний термічний опір всіх шарів, крім теплоізоляції:

$$R_{\text{сум.}} = R_1 + R_2 + R_5 + R_6 = 0,022 + 0,043 + 0,026 + 0,43 = 0,521 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$$

Значення коефіцієнта теплопередачі покриття підлоги  $k_0^{mp} = 0,34 \text{Вт/ м}^2 \text{К}$ .

Коефіцієнт тепловіддачі підлоги приймаємо рівним  $\alpha_A = 9 \text{Вт/ м}^2 \text{К}$  .[1]

Сумарний термічний опір шарівконструкції (крім теплоізоляції керамзитового гравію):

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 0,586 \text{ м}^2\text{К/Вт}$$

Необхідна товщина теплоізоляційного шару:

$$\delta_{iz}^{mp} = 02 \cdot \left( \frac{1}{0,34} - \left( \frac{1}{9} + 0,586 \right) \right) = 0,449 \text{ м}$$

Приймаємо шар ізоляції 450 мм (насипна ізоляція)

зам. інв. №
Підпис і дата
інв. №оригин.

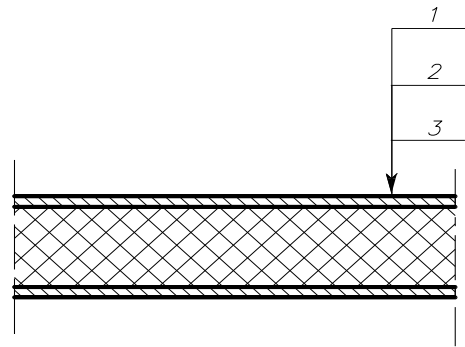
Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

22

Покриття охолоджуваних приміщень :



Теплоізоляцію покриття приймаємо однакою для всіх приміщень .  
 Значення коефіцієнта теплопередачі покриття для внутрішньої поверхні  $k_0^{mp} = 0,34 \text{ Вт/ м}^2 \text{ К}$ . Коефіцієнт тепловіддачі для внутрішньої поверхні приймаємо рівним  $\alpha_B = 9 \text{ Вт/ м}^2 \text{ К}$  .

Сумарний термічний опір усіх прошарків прийнятої конструкції покриття:

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 0,00003636 \text{ м}^2 \text{ К/Вт}$$

Необхідна товщина теплоізолюючого шару:

$$\delta_{iz}^{mp} = 0,035 \cdot \left( \frac{1}{0,34} - \left( \frac{1}{23} + 0,00003636 + \frac{1}{9} \right) \right) = 0,035 \cdot (5 - 0,26) = 0,098 \text{ м}$$

Підбираю сандвіч-панелі товщиною 100 мм.

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^o = \frac{1}{0,155 + \frac{0,1}{0,035}} = 0,33 \text{ Вт/ м}^2 \text{ К}$$

Всі дані розрахунків заносимо до табл. 5,2.

зам. інв. №
Підпис і дата
інв. № оригін.

Змін.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата

Табл. 5,2

Тип огороження	Найменування шарів огороження	Товщина $\delta_i$ , м	Коеф. теплопровідності $\lambda_i$ , Вт/(м·К)	Термічний опір $R_i = \delta_i / \lambda_i$ , м <sup>2</sup> ·К/Вт
Покриття	Сандвіч панель з наповненням ППУ	0,1	0,035	0,33
Підлога	1. Монолітне бетонне покриття з важкого бетону	0,04	1,86	0,34
	2. Армована стяжка	0,08	1,86	
	4. Керамзитовий ґравій	0,45	0,2	
		0,25	0,98	
	5. Цементно-пісчаний розчин	0,25	0,58	
	6. Ущільнюючий насип			
Зовнішні стіни	Сандвіч панель з наповненням ППУ	0,1	0,035	0,34
Внутрішні стіни	Сандвіч панель з наповненням ППУ	0,8	0,035	0,33

інв. № оригін.	Підпис і дата	зам. інв. №
----------------	---------------	-------------

Змін.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

24

#### 4.3. Розрахунок теплонадходжень та визначення навантажень на обладнання приміщень та компресори

Площу дверей приймаємо  $3 \times 3 = 6 \text{ м}^2$ . Значення коефіцієнта теплопередачі огорожуючих конструкцій розраховані раніше (див. табл. 5.2.). Для визначення теплопритоків через стіни приймаємо орієнтацію сховища згідно планування. Профнастил покрівлі захищає дах приміщень від попадання сонячних променів тобто  $\Delta t_c = 0^\circ \text{C}$ ).

Розрахунок теплопритоків виконуємо за формулами 9.2 – 9.7 [6] для літнього періоду. Результати розрахунку заносимо до табл. 5,3

Теплопритоки через зовнішнє огороження (формула 9.2.[6]):

$$Q_1 = Q_{1T} + Q_{1C}$$

Теплопритоки через стіни, перегородки, покриття (формула 9.3. [6]):

$$Q_{1T} = k_{\text{дійсн.}} \cdot F \cdot (t_H - t_B) \text{ Вт,}$$

де  $k_{\text{дійсн.}}$  - дійсний коефіцієнт теплопередачі огороження, визначений при розрахунку товщини теплоізоляції,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ ;

$F$  – розрахункова площа поверхонь охолодження,  $\text{м}^2$ ;

$t_H$  – зовнішня температура повітря,  $^\circ\text{C}$ ;

$t_B$  – температура повітря всередині охолоджуваного приміщення,  $^\circ\text{C}$ .

Теплопритоки через підлогу (формула 9.4. [6]):

$$Q_{1T} = k_\delta \cdot F \cdot (t_T - t_B) \text{ Вт,}$$

де  $k_\delta$  - коефіцієнт теплопередачі підлоги,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ ;

Теплопритоки від дії сонячної радіації (формула 9.7. [6]):

$$Q_{1C} = k_\delta \cdot F \cdot \Delta t_c \text{ Вт,}$$

де  $k_\delta$  - дійсний коефіцієнт теплопередачі огорожень,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ ;

зам. інв. №						Арк.	
							25
Підпис і дата						00.БКР.142.008.001-ПЗ	Арк.
інв.№оригин.	Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата	Арк.

$F$  – площа поверхні огородження, яка опромінюється сонцем,  $m^2$ ;

$\Delta t_c$  - надлишкова різниця температури від дії сонячної радіації (табл.

9.1.[6]),  $^{\circ}C$

Приміщення №1

Зовнішня стіна (західна)  $k_d=0,33 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  температура зовнішнього повітря  $t_z=31^{\circ}C$ . Внутрішня стіна (східна межує з коридором  $20^{\circ}C$  , північна з зовнішнім повітрям  $+31^{\circ}C$  ,південна з приміщенням №2  $+4^{\circ}C$

Площа стіни рівна

$$F=lh, m^2$$

де  $l$  – довжина стіни, а  $h$  – висота стіни.

Зовнішня стіна (західна):

$$k_d=0,34 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

$$t_n=31^{\circ}C$$

$$F=12,5 \times 8=100 m^2$$

$$Q_{1r}=0,34 \times 100 \times (31-0)/1000=1,1 \text{ кВт}$$

Теплопритоки від сонячної радіації (металеве пофарбоване облицювання сандвіч панелей можна вважати «білими поглазурованими плитами»), отже  $\Delta t_{1c}$  для західної стіни

$$\Delta t_{1c} = 4,7^{\circ}C$$

$$Q_{1c} = (0,34 \times 100 \times 4,7)/1000=0,16 \text{ кВт}$$

$$Q_1 = 2,03+0,31=1,26 \text{ кВт}$$

Покрівля(оскільки покрівля захищена проф. настилом з внутрішнім повітряним прошарком  $\Delta t_c=0^{\circ}C$ ):

$$k_d=0,33 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

$$t_n=31^{\circ}C$$

$$F=24,1 \times 12,6=303,66$$

$$\Delta t_c=0^{\circ}C$$

$$Q_{1r}=(0,33 \times 303,66 \times 31)/1000=3,11 \text{ кВт}$$

інв. №	зам. інв. №
Підпис і дата	
інв. №	зам. інв. №

Змін.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата
-------	--------	------	--------	--------	------

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

26

$$Q_{1c} = 0 \text{ кВт}$$

$$Q_1 = 3,11 \text{ кВт}$$

Внутрішні стіни:

Південна та східна стіни знаходяться в однакових умовах ( не опалювані суміжні приміщення, в разі якщо камера №2 не працює) тому доцільно буде порахувати тепло приток через дві стіни одразу

$$F = 24,1 \times 8 + 12,5 \times 8 = 292,8 \text{ м}^2$$

$$Q_{1T} = (0,33 \times 292,8 \times 20) / 1000 = 1,93 \text{ кВт}$$

Стіни внутрішні тому теплопритоків від сонячної радіації немає.

$$Q_{1c} = 0$$

Північна стіна:

$$k_d = 0,34 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

$$t_n = 31^\circ \text{C}$$

$$F = 24,1 \times 8 = 192,8 \text{ м}^2$$

$$Q_{1T} = 0,34 \times 192,8 \times (31 - 0) / 1000 = 2,03 \text{ кВт}$$

$$\Delta t_{1c} = 2^\circ \text{C}$$

$$Q_{1c} = (0,34 \times 192,8 \times 2) / 1000 = 0,13 \text{ кВт}$$

$$Q_1 = 2,03 + 0,13 = 2,16 \text{ кВт}$$

Підлога:

Оскільки підлога без нагрівників, то тепло надходження через неї визначаємо сумуванням тепло притоків через умовні зони шириною 2 метри

В підлозі є шар ізоляції, тому розраховуємо коефіцієнт який її враховує.

$$m = \frac{1}{1 + 1,25 \left( \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right)} = \frac{1}{1 + 1,25 * (2,25)} = 0,26$$

$$Q_{1T} = \sum (k_{\text{усл}} * F * (t_n - t_v) m * 10^{-3})$$

$k_{\text{усл}} = 0,47; 0,23; 0,12; 0,07$ . Умовний коефіцієнт теплопередачі для різних зон підлоги.

$$F_1 = 2 \times 24,1 + 2 \times 12,5 = 48,2 + 25 = 73,2 \text{ м}^2$$

Розраховуємо теплонадходження до першої двох метрової зони  $Q_{1T} =$

$$k_{\text{усл}} * F * (t_n - t_v) m * 10^{-3} = 0,47 * 73,2 * (20 - 0) * 0,26 * 10^{-3} = 0,2 \text{ кВт}$$

Для всіх інших зон розрахунки проводимо аналогічно.

$$Q_{2T} = 0,17 \text{ кВт}$$

$$Q_{1c} = 0 \text{ кВт}$$

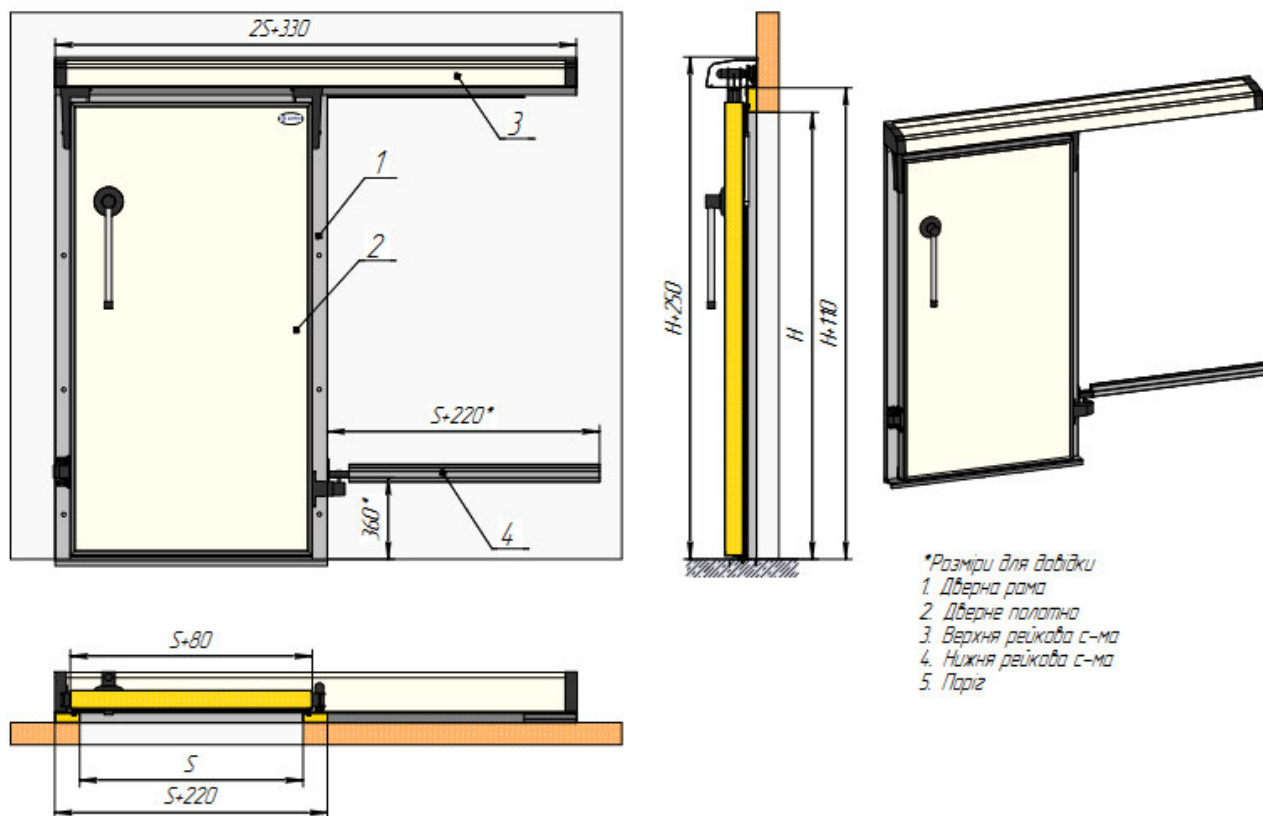
$$Q_1 = \Sigma Q \approx 0,65 \text{ кВт}$$

Сумарний тепло притік через огорожуючі конструкції для приміщень №1

$$Q_1 = 1,26 + 3,11 + 1,93 + 2,31 + 0,65 = 9,26$$

Двері сховища:

Для безперешкодного завантаження і вивантаження приміщень, вільного переміщення транспортних засобів у стінах повинні бути влаштовані прорізи відповідних розмірів, які зачиняються дверима. Двері повинні легко відкриватися і закриватися, забезпечувати щільне прилягання до коробки по всьому периметру для зменшення втрат холоду. Вибираємо двері відкатні :



$$k_d = 0,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

зам. інв. №

Підпис і дата

інв. №оригінал.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

28

Оскільки внутрішня стіна з коридору до приміщень зберігання  $k_d=0,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  двері враховувати не будемо, а тепло надходження враховуємо по всій площі стіни.

Далі розрахунки ведемо аналогічно, результати розрахунків теплонадходжень до охолоджуваних заносимо у Табл 5,3

Табл. 5,3.

Огородження	$k_o^{\text{дійсн}}, \text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$	Розмір стіни А, м	Розмір стіни В, м	Площа стіни F, $\text{м}^2$	$t_b, \text{°C}$	$t_n, \text{°C}$	$\theta, \text{°C}$	$Q_{1T}, \text{Вт}$	$\Delta t_c, \text{°C}$	$Q_{1c}, \text{Вт}$	$Q_{1\text{обл}}, \text{Вт}$
<b>Камера №1 Охолодження</b>											
Стіна східна	0,34	24,1	8	192,8	0	31	31	2032	4,7	308	2340
Стіна північна	0,34	12,5	8	100	0	31	31	1054	2	68	1122
Стіна західна	0,33	24,1	8	192,8	0	20	20	1272	0	0	1272
Стіна південна	0,33	12,5	8	100	0	20	20	660	0	0	660
Покриття	0,33	24,1	12,5	301,25	0	31	31	3082	0	0	3082
Підлога	0,34	24,1	12,5	301,25	0	20	20	650	0	0	650
Всього $Q_{1\text{обл}}=$										<b>9126</b>	
<b>Камера №2 Зберігання апельсинів</b>											
Стіна східна	0,34	24,1	8	192,8	4	31	27	1770	4,7	308	2078
Стіна північна	0,34	24,1	8	192,8	4	20	16	1049	0	0	1049
Стіна західна	0,33	24,1	8	192,8	4	20	16	1018	0	0	1018
Стіна південна	0,33	24,1	8	192,8	4	20	16	1018	0	0	1018
Покриття	0,33	24,1	12,5	301,25	4	31	27	2684	0	0	2684
Підлога	0,34	24,1	12,5	301,25	4	20	16	1639	0	0	1639
Всього $Q_{1\text{обл}}=$										<b>9486</b>	
<b>Камера №3 Зберігання апельсинів</b>											
Стіна східна	0,34	24,1	8	192,8	4	31	27	1770	4,7	308	2078
Стіна північна	0,34	24,1	8	192,8	4	20	16	1049	0	0	1049
Стіна західна	0,33	24,1	8	192,8	4	20	16	1018	0	0	1018
Стіна південна	0,33	24,1	8	192,8	4	20	16	1018	0	0	1018
Покриття	0,33	24,1	12,5	301,25	4	31	27	2684	0	0	2684
Підлога	0,34	24,1	12,5	301,25	4	20	16	1639	0	0	1639
Всього $Q_{1\text{обл}}=$										<b>9486</b>	
<b>Камера №4 Зберігання Винограду</b>											
Стіна східна	0,34	24,1	8	192,8	-1	31	32	2098	4,7	308	2406
Стіна північна	0,34	24,1	8	192,8	-1	20	21	1377	0	0	1377
Стіна західна	0,33	24,1	8	192,8	-1	20	21	1336	0	0	1336
Стіна південна	0,33	24,1	8	192,8	-1	20	21	1336	0	0	1336
Покриття	0,33	24,1	12,5	301,25	-1	31	32	3181	0	0	3181
Підлога	0,34	24,1	12,5	301,25	-1	20	21	2151	0	0	2151
Всього $Q_{1\text{обл}}=$										<b>11787</b>	

зам. інв. №  
Підпис і дата  
інв. №оригінал.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

29

Огородження	$K_o$ дійсн, Вт/ м <sup>2</sup> *К	Розмір стіни А, м	Розмір стіни В, м	Площа стіни F, м <sup>2</sup>	$t_b$ , °С	$t_n$ , °С	$\theta$ , °С	$Q_{1T}$ , Вт	$\Delta t_c$ , °С	$Q_{1C}$ , Вт	$Q_{1обл}$ , Вт
<b>Камера №5 Зберігання Винограду</b>											
Стіна східна	0,34	24,1	8	192,8	-1	31	32	2098	4,7	308	2406
Стіна північна	0,34	24,1	8	192,8	-1	20	21	1377	0	0	1377
Стіна західна	0,33	24,1	8	192,8	-1	20	21	1336	0	0	1336
Стіна південна	0,33	24,1	8	192,8	-1	20	21	1336	0	0	1336
Покриття	0,33	24,1	12,5	301,25	-1	31	32	3181	0	0	3181
Підлога	0,34	24,1	12,5	301,25	-1	20	21	2151	0	0	2151
Всього $Q_{1обл} =$											<b>11787</b>
<b>Камера №6 Зберігання яблук</b>											
Стіна східна	0,34	24,1	8	192,8	0	20	20	1311	0	0	1311
Стіна північна	0,34	48	8	384	0	31	31	4047	2	261	4308
Стіна західна	0,33	24,1	8	192,8	0	31	31	1972	6	382	2354
Стіна південна	0,33	48	8	384	0	20	20	2534	0	0	2534
Покриття	0,33	42	24	1008	0	31	31	10312	0	0	10312
Підлога	0,34	42	24	1008	0	20	20	6854	0	0	6854
Всього $Q_{1обл} =$											<b>27674</b>
<b>Камера №7 Зберігання апельсинів</b>											
Стіна східна	0,34	24,1	8	192,8	4	20	16	1049	0	0	1049
Стіна північна	0,34	48	8	384	4	20	16	2089	0	0	2089
Стіна західна	0,33	24,1	8	192,8	4	31	27	1718	6	382	2100
Стіна південна	0,33	48	8	384	4	20	16	2028	0	0	2028
Покриття	0,33	42	24	1008	4	31	27	8981	0	0	8981
Підлога	0,34	42	24	1008	4	20	16	5484	0	0	5484
Всього $Q_{1обл} =$											<b>21730</b>

<b>Камера №8 Зберігання апельсинів</b>											
Стіна східна	0,34	24,1	8	192,8	4	20	16	1049	0	0	1049
Стіна північна	0,34	48	8	384	4	20	16	2089	0	0	2089
Стіна західна	0,33	24,1	8	192,8	4	31	27	1718	6	382	2100
Стіна південна	0,33	48	8	384	4	20	16	2028	0	0	2028
Покриття	0,33	42	24	1008	4	31	27	8981	0	0	8981
Підлога	0,34	42	24	1008	4	20	16	5484	0	0	5484
Всього $Q_{1обл} =$											<b>21730</b>

<b>Камера №9 Зберігання яблук</b>											
Стіна східна	0,34	36	8	288	0	20	20	1958	0	0	1958
Стіна північна	0,34	18	8	144	0	20	20	979	0	0	979
Стіна західна	0,33	36	8	288	0	31	31	2946	0	0	2946
Стіна південна	0,33	18	8	144	0	20	20	950	0	0	950
Покриття	0,33	36	18	648	0	31	31	6629	0	0	6629
Підлога	0,34	36	18	648	0	20	20	4406	0	0	4406
Всього $Q_{1обл} =$											<b>17870</b>

зам. інв. №  
Підпис і дата  
інв. №оригінал.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

30

Огородження	$K_o^{дiйсн},$ Вт/ $m^2 \cdot K$	Розмір стіни А, м	Розмір стіни В, м	Площа стіни F, $m^2$	$t_b,$ $^{\circ}C$	$t_n,$ $^{\circ}C$	$\theta,$ $^{\circ}C$	$Q_{1T},$ Вт	$\Delta t_c,$ $^{\circ}C$	$Q_{1C},$ Вт	$Q_{1обл},$ Вт
<b>Камера №10 Зберігання яблук</b>											
Стіна східна	0,34	36	8	288	0	20	20	1958	0	0	1958
Стіна північна	0,34	24	8	192	0	20	20	1306	0	0	1306
Стіна західна	0,33	36	8	288	0	31	31	2946	6	570	3516
Стіна південна	0,33	24	8	192	0	20	20	1267	0	0	1267
Покриття	0,33	36	24	864	0	31	31	8839	0	0	8839
Підлога	0,34	36	24	864	0	20	20	5875	0	0	5875
<b>Всього <math>Q_{1обл} =</math></b>											<b>22762</b>
<b>Камера №11 Зберігання винограду</b>											
Стіна східна	0,34	30	8	240	-1	20	21	1714	4,7	384	2097
Стіна північна	0,34	12	8	96	-1	20	21	685	0	0	685
Стіна західна	0,33	30	8	240	-1	31	32	2534	0	0	2534
Стіна південна	0,33	12	8	96	-1	31	32	1014	10	317	1331
Покриття	0,33	30	12	360	-1	31	32	3802	0	0	3802
Підлога	0,34	30	12	360	-1	20	21	2570	0	0	2570
<b>Всього <math>Q_{1обл} =</math></b>											<b>13020</b>
<b>Камера №12 Зберігання винограду</b>											
Стіна східна	0,34	30	8	240	-1	20	21	1714	0	0	1714
Стіна північна	0,34	12	8	96	-1	20	21	685	0	0	685
Стіна західна	0,33	30	8	240	-1	20	21	1663	0	0	1663
Стіна південна	0,33	12	8	96	-1	31	32	1014	10	317	1331
Покриття	0,33	30	12	360	-1	31	32	3802	0	0	3802
Підлога	0,34	30	12	360	-1	20	21	2570	0	0	2570
<b>Всього <math>Q_{1обл} =</math></b>											<b>11765</b>
<b>Камера №13 Зберігання Апельсинів</b>											
Стіна східна	0,34	30	8	240	4	20	16	1306	0	0	1306
Стіна північна	0,34	12	8	96	4	20	16	522	0	0	522
Стіна західна	0,33	30	8	240	4	20	16	1267	0	0	1267
Стіна південна	0,33	12	8	96	4	31	27	855	10	317	1172
Покриття	0,33	30	12	360	4	31	27	3208	0	0	3208
Підлога	0,34	30	12	360	4	20	16	1958	0	0	1958
<b>Всього <math>Q_{1обл} =</math></b>											<b>9433</b>
<b>Камера №14 Зберігання Апельсинів</b>											
Стіна східна	0,34	30	8	240	4	20	16	1306	0	0	1306
Стіна північна	0,34	12	8	96	4	20	16	522	0	0	522
Стіна західна	0,33	30	8	240	4	20	16	1267	0	0	1267
Стіна південна	0,33	12	8	96	4	31	27	855	10	317	1172
Покриття	0,33	30	12	360	4	31	27	3208	0	0	3208
Підлога	0,34	30	12	360	4	20	16	1958	0	0	1958
<b>Всього <math>Q_{1обл} =</math></b>											<b>9433</b>
<b>Камера №15 Зберігання яблук</b>											
Стіна східна	0,34	30	8	240	0	20	20	1632	0	0	1632
Стіна північна	0,34	12	8	96	0	20	20	653	0	0	653
Стіна західна	0,33	30	8	240	0	20	20	1584	0	0	1584
Стіна південна	0,33	12	8	96	0	31	31	982	10	317	1299
Покриття	0,33	30	12	360	0	31	31	3683	0	0	3683
Підлога	0,34	30	12	360	0	20	20	2448	0	0	2448
<b>Всього <math>Q_{1обл} =</math></b>											<b>11298</b>

зам. інв. №

Підпис і дата

інв. №оригінал.

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

31

Змін. Кільк. Арк. №док. Підпис Дата

Огородження	$K_o$ дійсн, Вт/ $m^2 \cdot K$	Розмір стіни А, м	Розмір стіни В, м	Площа стіни F, $m^2$	$t_b$ , $^{\circ}C$	$t_n$ , $^{\circ}C$	$\theta$ , $^{\circ}C$	$Q_{1T}$ , Вт	$\Delta t_c$ , $^{\circ}C$	$Q_{1C}$ , Вт	$Q_{1обл}$ , Вт
Камера №16 Зберігання яблук											
Стіна східна	0,34	30	8	240	0	20	20	1632	0	0	1632
Стіна північна	0,34	12	8	96	0	20	20	653	0	0	653
Стіна західна	0,33	30	8	240	0	20	20	1584	6	475	2059
Стіна південна	0,33	12	8	96	0	31	31	982	10	317	1299
Покриття	0,33	30	12	360	0	31	31	3683	0	0	3683
Підлога	0,34	30	12	360	0	20	20	2448	0	0	2448
Всього $Q_{1обл} =$											<b>11774</b>

### Надходження теплоти від продуктів під час холодильної обробки

#### Розрахунок теплопритоків при термічній обробці продуктів

Розраховуємо теплоприток при термічній обробці продуктів за формулою:

$$Q_2 = Q_{2T} + Q_{2\partial} \cdot \Delta \partial$$

де  $Q_{2П}$  - теплоприток від продуктів, Вт;

$Q_{2T}$  - теплоприток від тари, Вт

Розраховуємо тепло притоки при термічній обробці для камери інтенсивного охолодження №1 (розрахунок проводимо для найбільш несприятливих умов – максимальне теплове навантаження, тобто охолодження винограду)

за формулою :

$$Q_{2П} = M_d \times (h_{П} - h_{К}) * \frac{1000 * 1000}{\tau \times 3600} = 80,6 \times (295 - 250) \times \frac{1000 * 1000}{6 \times 3600} = 167\,917 \text{ Вт}$$

де  $M_d$  - разове завантаження камери, т;

$i_{П}$  - ентальпія продукту при надходженні в камеру (додаток 10 [1]), кДж/кг при  $t=20^{\circ}C$ ;

$i_{К}$  - ентальпія продукту після холодильної обробки (додаток 10 [1]), кДж/кг при  $t=2-4^{\circ}C$ ;

1000·1000 - перевідні коефіцієнти із тон в кг, із кДж/кг в Дж;

$\tau$  - час холодильної обробки продукту, год;

Знаходимо теплоприток від тари за формулою III-5 [6]:

$$Q_{2T} = M_{dT} \times C_t \times (t_{П} - t_{К}) * \frac{1000 * 1000}{\tau \times 3600} = 8,06 \times 2,3(18 - 4) \times \frac{1000 * 1000}{6 \times 3600} = 12015 \text{ Вт}$$

зам. інв. №
Підпис і дата
інв. №оригин.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата
-------	--------	------	-------	--------	------

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

32

де  $M_{ДТ}$  - разове надходження тари в камеру, т;

$C_T$  - теплоємність тари, кДж/кг К

$t_{II}$  - температура тари при надходженні в камеру, °С;

$t_K$  - температура тари після холодильної обробки, °С.

У всіх інших камерах відбувається до охолодження продукту та вирівнювання температурного поля по товщі до температури зберігання згідно технологічної схеми. Розрахунки для інших камер проводимо аналогічно, але з часом термічної обробки 24год. Дані заносимо до таблиці 5,4

Табл. 5,4

№ камери	Прод.	Тобр, год	M <sub>пр,заг</sub> т	M <sub>пр</sub> , т/добу	Температура продукту, °С		Питома ентальпія продукту, кДж/кг		M <sub>т</sub> , т/добу	Q <sub>2пр</sub> , Вт	Q <sub>2т</sub> , Вт	Q <sub>2обл</sub> , Вт
					t <sub>п</sub>	t <sub>к</sub>	i <sub>п</sub>	i <sub>к</sub>				
1	В	6	80,6	80,6	18	4	295	250	8,06	167917	12015	<b>179932</b>
2	А	24	314,9	62,98	6	4	295	287	6,30	5831	335	<b>6167</b>
3	А	24	314,9	62,98	6	4	295	287	6,30	5831	335	<b>6167</b>
4	В	24	413,3	82,66	4	-0,5	250	236	8,27	13394	990	<b>14384</b>
5	В	24	413,3	82,66	4	-0,5	250	236	8,27	13394	990	<b>14384</b>
6	Я	24	1132	226,4	4	0	287	272	22,64	39306	2411	<b>41716</b>
7	А	24	579,8	116	6	4	295	287	11,60	10737	617	<b>11354</b>
8	В	24	761	152,2	4	-0,5	250	236	15,22	24662	1823	<b>26485</b>
9	Я	24	714	142,8	4	0	287	272	14,28	24792	1521	<b>26312</b>
10	Я	24	966	193,2	4	0	287	272	19,32	33542	2057	<b>35599</b>
11	В	24	231,8	46,36	4	-0,5	250	236	4,64	7512	555	<b>8067</b>
12	В	24	231,8	46,36	4	-0,5	250	236	4,64	7512	555	<b>8067</b>
13	А	24	176,6	35,32	6	4	295	287	3,53	3270	188	<b>3458</b>
14	А	24	176,6	35,32	6	4	295	287	3,53	3270	188	<b>3458</b>
15	Я	24	411,6	82,32	4	0	287	272	8,23	14292	877	<b>15168</b>
16	Я	24	411,6	82,32	4	0	287	272	8,23	14292	877	<b>15168</b>

### Теплонадходження при вентиляції приміщень.

Теплонадходження від зовнішнього повітря при вентиляції треба враховувати тільки при проектуванні камер для збереження фруктів чи овочів.

зам. інв. №  
Підпис і дата  
інв. №оригінал.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

33

Теплоприток від зовнішнього повітря розраховуємо по формулі:

$$Q_3 = M_{вз} \cdot (i_H - i_B)$$

де  $M_{вз}$  - масова витрата вентиляційного повітря, кг/с;

$i_H, i_B$  - питомі ентальпії зовнішнього повітря і повітря у камері, кДж/кг.

Масова витрата вентиляційного повітря  $M_{вз}$ , кг/с визначаємо, виходячи з необхідності забезпечення кратності повітрообміну декілька об'ємів у добу (для звичайних камер зберігання прийняте значення 3

$$M_{вз} = \frac{V_K \cdot a \cdot \rho_B}{24 \cdot 3600}$$

де  $V_K$  - об'єм вентилязованого приміщення, м<sup>3</sup> ;

$a$  - кратність повітрообміну;

$\rho_B$  - густина повітря при температурі і відносній вологості повітря в камері, кг/м<sup>3</sup>.

Теплонадходження від зовнішнього повітря для камери №2

$$M_{вз} = \frac{V_k \times a \times \rho}{24 \times 3600} = \frac{24 \times 24 \times 8 \times 3 \times 1.25}{24 \times 3600} = 0,2 \text{ кг/с}$$

$$t_H = 31^\circ\text{C}$$

$$t_B = 2^\circ\text{C}$$

$$\varphi_H = 45\%$$

$$\varphi_B = 85\%$$

$$i_H = 54 \text{ кДж/кг}$$

$$i_B = 9 \text{ кДж/кг} \quad \rho_B = 1,25 \text{ кг/м}^3$$

$$Q_3 = M_{вз} \times (i_H - i_B) \times 1000 = 0,2 \times (54 - 11) \times 1000 =$$

Розрахунки для інших камер проводимо аналогічно.

Всі розрахунки зводимо в таблицю 5,5

зам. інв №
Підпис і дата
інв. №оригин.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

34

Табл. 5,5

№ камери	Довж, м	Шир, м	Вис, м	V <sub>к</sub> , М <sup>3</sup>	Mв, кг/с	iв	iз	Q3, Вт	Q3, кВт
1	24	12,5	8	2400		54	9		
2	24	24	8	4608	0,20	54	9	9000	9,0
3	24	24	8	4608	0,20	54	9	9000	9,0
4	24	24	8	4608	0,20	54	9	9000	9,0
5	24	24	8	4608	0,20	54	9	9000	9,0
6	42	24	8	8064	0,35	54	9	15750	15,8
7	42	24	8	8064	0,35	54	9	15750	15,8
8	42	24	8	8064	0,35	54	9	15750	15,8
9	36	18	8	5184	0,23	54	9	10125	10,1
10	36	24	8	6912	0,30	54	9	13500	13,5
11	30	12	8	2880	0,13	54	9	5625	5,6
12	30	12	8	2880	0,13	54	9	5625	5,6
13	30	12	8	2880	0,13	54	9	5625	5,6
14	30	12	8	2880	0,13	54	9	5625	5,6
15	30	12	8	2880	0,13	54	9	5625	5,6
16	30	12	8	2880	0,13	54	9	5625	5,6

### Розрахунок експлуатаційних теплопритоків.

Ці теплонадходження виникають внаслідок освітлення камер, перебування в них людей, роботи електродвигунів і відкривання дверей. Теплонадходження визначають від кожного джерела теплонадходжень окремо.

Експлуатаційні теплонадходження визначаються, як сума теплонадходжень окремих видів:

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

Теплонадходження від освітлення  $q_1$  розраховуємо по формулі:

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

де  $A$  - теплота, яка виділяється джерелами освітлення в одиницю часу на 1 м<sup>2</sup> площі підлоги, Вт/м<sup>2</sup>; для камер зберігання  $A=2,3$  Вт/м<sup>2</sup> для камер охолодження та експедицій  $A=4,7$  Вт/м<sup>2</sup>.  $F$  - площа камери, м<sup>2</sup>.

Теплонадходження від перебування людей  $q_2$  :

зам. інв. №
Підпис і дата
інв. №оригин.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

35

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

де 0,35 - тепловиділення однієї людини при важкій фізичній роботі, кВт;

$n$  - кількість людей, що працюють у даному приміщенні.

Теплонадходження від працюючих електродвигунів  $q_3$  при розташуванні електродвигунів в охолоджуваному приміщенні визначаємо по формулі:

$$q_3 = N_e$$

де  $N_e$  - сумарна потужність електродвигунів, кВт.

Теплонадходження при відкриванні дверей  $q_4$  розраховують по формулі

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

де  $K$  - питомий приплив теплоти від відкривання дверей, Вт/м<sup>2</sup> (табл. 9.2);

$F$  - площа камери, м<sup>2</sup>.

Виконуємо розрахунок експлуатаційних теплопритоків для камери охолодження яблук №1:

Знаходимо теплопритік від освітлення за формулою 9.13 [6]:

$$q_1 = 4.7 \cdot 300 \cdot 10^{-3} = 1410 \text{ Вт}$$

Знаходимо теплопритік від перебування людей за формулою 9.14 [6]:

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

Знаходимо теплопритік від працюючих електродвигунів

за формулою 9.15 [6]:

$$q_3 = 12000 \text{ Вт}$$

де  $N_{\text{ел}}$  - сумарна потужність всіх електродвигунів (с.60 [6]), кВт;

1000 - перевідний коефіцієнт із кВт в Вт.

Знаходимо теплопритік від відкривання дверей за формулою 9.17 [6]:

де  $K$  - питомий теплопритік на 1 м<sup>2</sup> підлоги (таблиця 9.2 [6]), Вт/м<sup>2</sup>:

$$q_4 = 9 \cdot 72 =$$

$$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 = 340 + 700 + 4500 + 360 = 5870 \text{ Вт}$$

Розрахунки для інших камер проводимо аналогічно.

Всі розрахунки зводимо в таблицю 5,6

зам. інв. №	
Підпис і дата	
інв. №оригин.	

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

36

Табл. 5,6

№ камери	F <sub>к</sub> , м <sup>2</sup>	A, Вт/м <sup>2</sup>	q <sub>1</sub> , Вт	n, людей	q <sub>2</sub> , Вт	q <sub>3</sub> , Вт	k, Вт/м <sup>2</sup>	q <sub>4</sub> , Вт	Q <sub>4обл</sub> , Вт
1	300	4,7	1410	4	1400	12000	12	3600	<b>18410</b>
2	576	2,3	1325	1	350	4000	4	2304	<b>7979</b>
3	576	2,3	1325	1	350	4000	4	2304	<b>7979</b>
4	576	2,3	1325	1	350	4000	4	2304	<b>7979</b>
5	576	2,3	1325	1	350	4000	4	2304	<b>7979</b>
6	1008	2,3	2318	1	350	4000	4	4032	<b>10700</b>
7	1008	2,3	2318	1	350	4000	4	4032	<b>10700</b>
8	1008	2,3	2318	1	350	4000	4	4032	<b>10700</b>
9	648	2,3	1490	1	350	4000	4	2592	<b>8432</b>
10	864	2,3	1987	1	350	4000	4	3456	<b>9793</b>
11	360	2,3	828	1	350	4000	4	1440	<b>6618</b>
12	360	2,3	828	1	350	4000	4	1440	<b>6618</b>
13	360	2,3	828	1	350	4000	4	1440	<b>6618</b>
14	360	2,3	828	1	350	4000	4	1440	<b>6618</b>
15	360	2,3	828	1	350	4000	4	1440	<b>6618</b>
16	360	2,3	828	1	350	4000	4	1440	<b>6618</b>

### Теплонадходження від дихання продуктів.

Теплопритоки від фруктів і овочів при "диханні" Q<sub>5</sub> (у кВт) можна визначити по формулі:

$$Q_5 = V_K \cdot (0,1 \cdot q_{п} + 0,9 \cdot q_{збер}) \cdot 10^{-3}$$

де V<sub>к</sub> - місткість камери, т;

q<sub>п</sub>, q<sub>збер</sub> - тепловиділення плодів при температурах надходження і зберігання визначені по додатку 8, Вт/т;

Камера №1 : охолодження t<sub>в</sub>=4°C

Продукт поступає в камеру з початковою температурою t<sub>1</sub>=18°C охолоджується до температури t<sub>2</sub>=4°C.

$$Q_5 = V_K \cdot (0,1 \cdot q_n + 0,9 \cdot q_{збер}) \cdot 10^{-3} = 45 \cdot (0,1 \cdot 121 + 0,9 \cdot 21) = 1400 \text{ Вт}$$

$$Q_5 = 80,6 \cdot (0,1 \cdot 78 + 0,9 \cdot 24) \cdot 10^{-3} = 2370 \text{ Вт}$$

зам. інв. №  
Підпис і дата  
інв. №оригин.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

37

Розрахунки для інших камер проводимо аналогічно.

Всі розрахунки зводимо в таблицю 5,7

Табл. 5,7

№ камери	Прод.	M <sub>пр,заг</sub> Т	Температура продукту, °С		Питоме тепловиділення, Вт/т		Q <sub>5</sub> , Вт
			t <sub>п</sub>	t <sub>к</sub>	q <sub>п</sub>	q <sub>к</sub>	
1	В	80,6	18	4	78	24	<b>2370</b>
2	А	314,9	6	4	35	24	<b>7904</b>
3	А	314,9	6	4	35	24	<b>7904</b>
4	В	413,3	4	-0,5	24	9	<b>4340</b>
5	В	413,3	4	-0,5	24	9	<b>4340</b>
6	Я	1132	4	0	31	19	<b>22866</b>
7	А	579,8	6	4	35	24	<b>14553</b>
8	В	761	4	-0,5	24	9	<b>7991</b>
9	Я	714	4	0	31	19	<b>14423</b>
10	Я	966	4	0	31	19	<b>19513</b>
11	В	231,8	4	-0,5	24	9	<b>2434</b>
12	В	231,8	4	-0,5	24	9	<b>2434</b>
13	А	176,6	6	4	35	24	<b>4433</b>
14	А	176,6	6	4	35	24	<b>4433</b>
15	Я	411,6	4	0	31	19	<b>8314</b>
16	Я	411,6	4	0	31	19	<b>8314</b>

зам. інв. №
Підпис і дата
інв. №оригин.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

38

Всі теплопритоки зводимо до таблиці 5,7

Табл. 5,7

№ п/п	Продукт	F <sub>к</sub> , м <sup>2</sup>	Температура, °С		Навантаження на камерне обладнання, кВт					
			t <sub>в</sub>	t <sub>0</sub>	Q <sub>1обл</sub>	Q <sub>2обл</sub>	Q <sub>звент</sub>	Q <sub>4обл</sub>	Q <sub>5дих</sub>	ΣQ <sub>обл</sub>
6	Зберігання яблук	1008	0	-7	27,67	41,72	19,11	10,70	22,87	122,07
9	Зберігання яблук	648	0	-7	17,87	26,31	31,51	8,43	14,42	98,55
10	Зберігання яблук	864	0	-7	22,76	35,60	26,07	9,79	19,51	113,73
15	Зберігання яблук	360	0	-7	11,30	15,17	12,81	6,62	8,31	54,21
16	Зберігання яблук	360	0	-7	11,77	15,17	24,62	6,62	8,31	66,50
Всього при t <sub>0</sub> =-7					91,4	134,0	114,1	42,2	73,4	<b>455,1</b>
2	Зберігання апельсинів	576	0	-3	9,49	6,17	13,64	7,98	7,90	45,17
3	Зберігання апельсинів	576	0	-3	9,49	6,17	13,64	7,98	7,90	45,17
7	Зберігання апельсинів	1008	0	-3	27,67	41,72	19,11	10,70	22,87	122,07
13	Зберігання апельсинів	360	0	-3	9,43	3,46	11,41	6,62	4,43	35,35
14	Зберігання апельсинів	360	0	-3	9,43	3,46	12,81	6,62	4,43	36,75
Всього при t <sub>0</sub> =-3					65,5	61,0	70,6	39,9	47,5	<b>284,5</b>
4	Зберігання винограду	576	0	-5	11,79	14,38	13,64	7,98	4,34	52,13
5	Зберігання винограду	1008	0	-5	21,73	11,35	29,28	10,70	14,55	52,13
8	Зберігання винограду	1008	0	-5	21,73	26,49	29,28	10,70	7,99	96,18
11	Зберігання винограду	360	0	-5	13,02	8,07	22,71	6,62	2,43	52,85
12	Зберігання винограду	360	0	-5	11,76	8,07	22,71	6,62	2,43	51,60
Всього при t <sub>0</sub> =-5					80,0	68,4	117,6	42,6	31,8	<b>340,4</b>
1	Камера охолодження	300	0	-10	9,13	179,93	9,69	18,41	2,37	219,53
Всього при t <sub>0</sub> =-10					9,1	179,9	9,7	18,4	2,4	<b>219,5</b>

зам. інв. №  
Підпис і дата  
інв. №оригінал.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

39

#### 4.4 Розрахунок та підбір компресорів

Розрахунок навантаження на компресори (за спрощеною методикою):

- навантаження на компресори, які працюють при температурі кипіння  $-7^{\circ}\text{C}$ :

$$Q_{-7} = Q_1 + Q_2 + 0.7 \cdot Q_3 + 0.7 \cdot Q_4 + Q_5 = 408,2 \text{ кВт}$$

- навантаження на компресори, які працюють при температурі кипіння  $-3^{\circ}\text{C}$ :

$$Q_{-3} = Q_1 + Q_2 + 0.7 \cdot Q_3 + 0.7 \cdot Q_4 + Q_5 = 251,4 \text{ кВт}$$

- навантаження на компресори, які працюють при температурі кипіння  $-5^{\circ}\text{C}$ :

$$Q_{-5} = Q_1 + Q_2 + 0.7 \cdot Q_3 + 0.7 \cdot Q_4 + Q_5 = 292,3 \text{ кВт}$$

- навантаження на компресори, які працюють при температурі кипіння  $-10^{\circ}\text{C}$ :

$$Q_{-10} = Q_1 + Q_2 + 0.7 \cdot Q_3 + 0.7 \cdot Q_4 + Q_5 = 211,1 \text{ кВт}$$

Розрахункову (необхідну) холодопродуктивність для підбора компресорів (на кожну температуру кипіння окремо) визначають за формулою 9.20.[1]:

$$Q_{OT} = k \cdot \Sigma Q_{KM},$$

де  $k$ - коефіцієнт, котрий враховує втрати в трубопроводах та апаратах холодильної установки (в залежності від температури кипіння).

$$Q_{-7д} = 408,2 \cdot 1,05 = 428,6 \text{ кВт}$$

$$Q_{-3д} = 251,4 \cdot 1,05 = 263,9 \text{ кВт}$$

$$Q_{-5д} = 292,3 \cdot 1,05 = 306,9 \text{ кВт}$$

$$Q_{-10д} = 211,1 \cdot 1,05 = 221,7 \text{ кВт}$$

#### Вибір розрахункового робочого режиму

Правильно вибраний температурний режим роботи холодильної установки визначає її ефективність та економічність.

Режим роботи характеризується температурами кипіння, конденсації, переохолодження та всмоктування.

зам. інв. №
Підпис і дата
інв. №оригин.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

40

Температуру кипіння холодильного агенту обираємо для кожного типу продукту . Температури кипіння обрано згідно табл. 5,7.

Загальне навантаження теплове навантаження становить 1221 кВт. З такими потужностями на підприємствах харчової промисловості використовувати в якості холодоагенту допускається як аміак так і фреон. Для зменшення стартових капітало затрат, а також для зниження витрат на обслуговування обладнання в якості холодоагенту обрано Хладагент R507

Він є пожежобезпечною квазіазеотропною сумішшю двох компонентів R125 і R143a (50/50 мас%) з дуже низьким значенням  $\Delta T_{glide}$  (так званий глайд). Ця термодинамічна особливість спрощує обслуговування установок у порівнянні з установками, працюючими на трикомпонентних сумішевих хладагентах. Хладагент R507 відноситься до групи Гідрофторвуглеці (HFC-холодоагентів). У цього хладагента потенціал руйнування озонового шару, ODP = 0 і досить високий потенціал глобального потепління (GWP = 4600). Токсичність за показником TLV-TWA дорівнює 1000. За класифікацією ASHRAE цей холодоагент відноситься до класу A1/A1 (класифікація токсичності та безпеки хладагентів, тобто не токсичний, не пожежонебезпечний).

Пожежобезпечність R507 забезпечується присутністю в суміші хладагента R125. Тим не менш, присутність в R507 пожежонебезпечного хладагента R143a турбує багатьох виробників холодильного обладнання. Тому деякі з них додають до R507 до 4% R134a. Звичайно, при цьому з'являється незначний температурний глайд (неізотермічних, зміна температури при кипінні) - до 0,8 ° C. За характеристик азеотропної холодоагент R507 близький до R502 (див. табл.5,8). Хладагент R507 термічно і хімічно стабільний, а також сумісний зі стандартними використовуваними в холодильному обладнанні металами: сталь, мідь, алюміній і бронза. Однак слід уникати застосування цинку, свинцю та алюмінієвих сплавів з вмістом більш ніж 2% магнію. Як і всі HFC-холодоагенти, R507 розчиняється в поліефірних маслах.

інв. №	зам. інв. №
Підпис і дата	
інв. №	

Змін.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

41

Табл. 5,8

Опис	R507
Молекулярна маса, кг/кмоль	98,86
Нормальна температура кипіння, °С	-47,1
Критична температура, °С	70,9
Критичний тиск, МПа	3,79
Не ізотермичність (глайд), °С	0
Горючість	Нет
Токсичність, ПДК, ppm	1000
ODP	0
GWP(100років)	4600

В даний час налагоджено виробництво компресорів на R507 для температур випаровування в діапазоні від мінус 45 до плюс 10 ° С. Хладагент R507 використовуватися для нормального (звичайного) холодильного діапазону температур. Перевага такого застосування R507 полягає у великій об'ємній холодопродуктивності. Типові області використання R507: холодильні приміщень, холодильні установки для заводів, льодогенератори, транспортні заводу, комерційні та індустріальні холодильні установки.

### Побудова циклу та розрахунок холодильної машини

Раніше визначені навантаження на компресори становлять

$$Q_{-7д} = 408,2 * 1,05 = 428,6 \text{ кВт}$$

$$Q_{-3д} = 251,4 * 1,05 = 263,9 \text{ кВт}$$

$$Q_{-5д} = 292,3 * 1,05 = 306,9 \text{ кВт}$$

$$Q_{-10д} = 211,1 * 1,05 = 221,7 \text{ кВт}$$

Використовуємо на кожну температуру кипіння окремий одноступеневий цикл.

Оскільки температуру в приміщеннях потрібно підтримувати досить точно потрібно підбирати компресорне обладнання з розвантаженням продуктивності. Тому на кожну температуру кипіння підбираємо холодильні багато компресорні центральні.

зам. інв. №
Підпис і дата
інв. №оригин.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

42

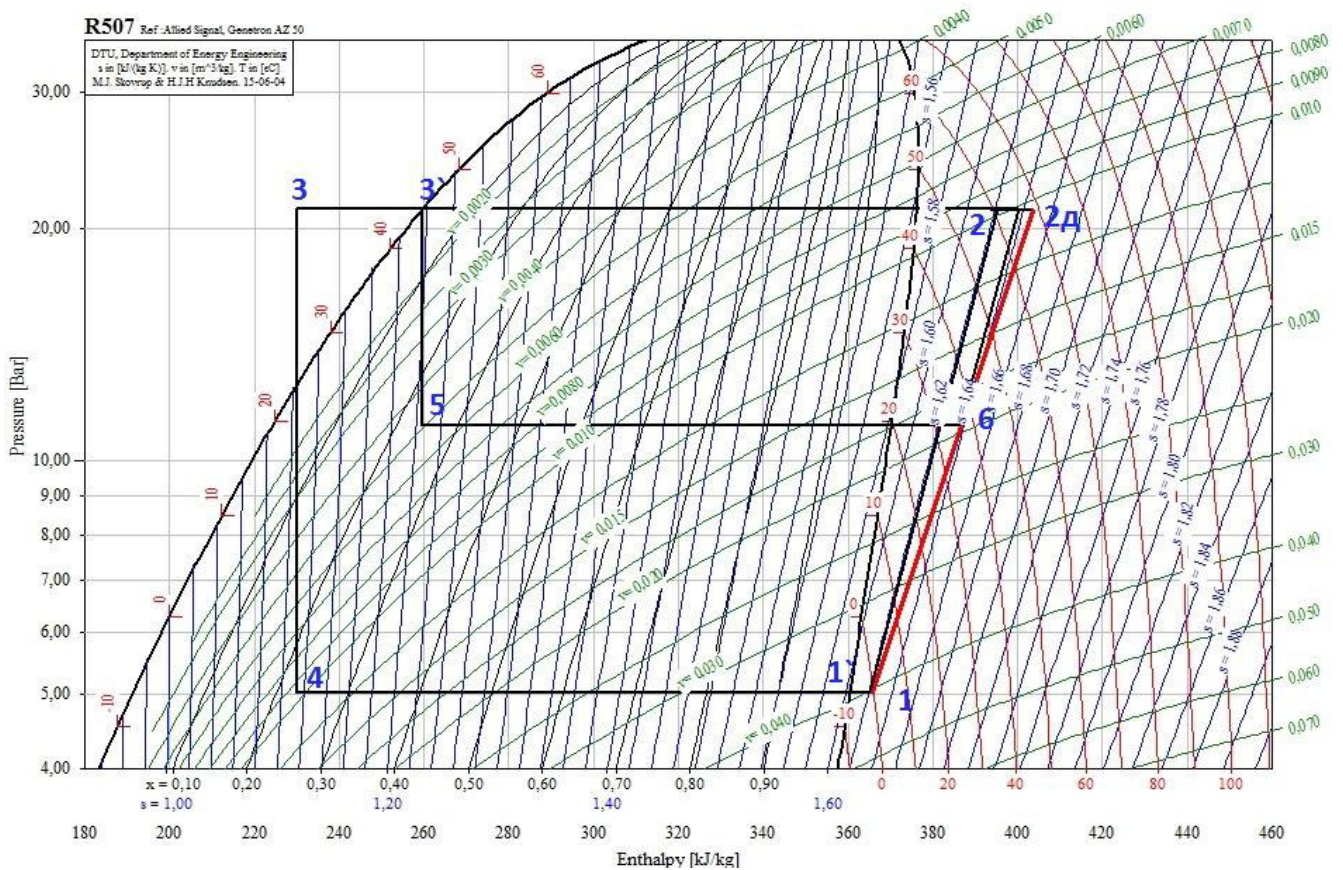
Температура конденсації залежить від температури навколишнього середовища (літня розрахункова температура). Температуру конденсації для повітряних конденсаторів приймаємо на 14°C вищу ніж  $t_{HC}$

$$t_k = t_{HC} + 14C = 31 + 14 = 45 C$$

Для м. Херсон розрахункова температура навколишнього середовища  $t_{HC} = 31$

Будуємо цикл  $\ln P-h$  діаграмі (рис 5,3) для R507A. Значення параметрів холодильного агента у вузлових точках циклу заносимо у таблицю 5,9.

Рис. 5,3  $\ln P-h$  діаграма циклу  $T_o = -8 C$



Величина перегрівання пари х.а.  $t_{\hat{a}\hat{n}} - t_{\hat{i}} = 6^{\circ}C$

Переохолодження в конденсаторі  $t_{\hat{i}\hat{i}} - t_{\hat{e}} = 21^{\circ}C$

зам. інв. №

Підпис і дата

інв. №оригінал.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

Табл. 5,9

№ точки	t, °C	P, МПа	υ, м³/кг	h, кДж/кг
<b>Температура кипіння -8 С</b>				
1'	-8	0,5	0,041	361
1	-1	0,5	0,040356	365
2	67,2	2,19	0,01	401
3	24	2,19	-	230
3'	42	2.19		255
4	-7	0,5	-	230
5	19	1.11	-	255
6	36	1.11	0.0195	386
<b>Температура кипіння -3 С</b>				
1'	-3	0,57	0,0365	365
1	+3	0,57	0,0355	367
2	67,2	2,19	0,01	401
3	20	2,19	-	225
3'	42	2.19		250
4	-3	0,57	-	225
5	19	0,97	-	250
6	30	0,97	0.02196	383

зам. інв. №

Підпис і дата

інв. №

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

44

№ точки	t, °C	P, МПа	υ, м <sup>3</sup> /кг	h, кДж/кг
<b>Температура кипіння -5 С</b>				
1'	-5	0,535	0,03786	364
1	+1	0,535	0,03783	366
2	67,2	2,19	0,01	401
3	26	2,19	-	225
3'	42	2.19		255
4	-5	0,535	-	233
5	19	1,16	-	255
6	39	1,16	0.0188	388
<b>Температура кипіння -10 С</b>				
1'	-10	0,453	0,0445	217
1	-4	0,453	0,0441	219
2	71	2,19	0,01	403
3	15	2,19	-	219
3'	42	2.19		255
4	-10	0,453	-	219
5	19	0,82	-	255
6	25	0,82	0.0261	380

інв. №оригін. Підпис і дата зам. інв №

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

45

## Розрахунок та підбір компресорів

### Компресор для системи з температурою кипіння -8 С

Масова витрата циркулюючого х.а. через низьку ступінь кг/с

$$M_{(-8)} = Q_{0(-8)} / (i_1 - i_4) = \frac{428}{(365 - 230)} = 3,17 \frac{\text{êã}}{\text{ñ}};$$

Масова витрата циркулюючого х.а. через високу ступінь (економайзер)

$$\text{кг/с } M_{(-8)2} = Q_{\dot{a}(-8)} / (i_6 - i_5) = \frac{111}{(386 - 255)} = 0,85 \frac{\text{êã}}{\text{ñ}};$$

Для визначення потрібної об'ємної продуктивності КМ знайдемо коефіцієнт подачі  $\lambda$ .

Згідно [6] рис. 11,2 коефіцієнт подачі гвинтового компресора при заданих параметрах  $\lambda = 0,92$

Об'єм парів відсмоктуваних компресором за одиницю часу :

$$V_T = M_{km} \times v_1 = 0,040356 \times 3,179 = 0,128 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Необхідний об'єм описаний гвинтами компресора :

$$V_D = \frac{V_T}{\lambda} = \frac{0,128}{0,92} = 0,139 \text{ м}^3 / \text{с} = 500 \text{ м}^3 / \text{год.}$$

Підбираємо три гвинтові компресори BITZER HSK6451- 50 подачею

$$V_{KM} = 520 \text{ м}^3 / \text{год} = 0,144 \text{ м}^3 / \text{с}, \text{технічні характеристики подані в додатках.}$$

Враховуючи те що підбір був виконаний на навантаження з урахуванням коефіцієнта робочого часу та коефіцієнта запасу модель підібрана вірно

Дійсна холодопродуктивність

$$Q_o = M_{KM} * q_o = M_{KM} * (q_4 - q_1) = 442 \text{ кВт}$$

Адіабатна потужність: кВт

$$N_A = M_{km} \times (i_4 - i_1) = 3,179 \times (401 - 365) = 114 \text{ кВт}$$

Дійсну точку в кінці стискання для гвинтових компресорів визначається в залежності температури мастила та температури випаровування високої ступені.

$$t_{2d} = 67,2 \text{ С}$$

Індикаторна потужність:

Приймаємо індикаторний КПД  $\eta_i = 0,85$

$$N_i = \frac{N_A}{\eta_i} = \frac{114}{0,85} = 134 \text{ кВт}$$

зам. інв. №
Підпис і дата
інв. №оригін.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

46

$P_{тр}$  - так званий «середній тиск» для для фреонів  $P_{тр} = 40$  кПа

Потужність тертя:  $N_{тр} = V_T \cdot P_{тр} = 0,034 \cdot 40 = 1,35$  кВт

Ефективна потужність:  $N_e = N_{тр} + N_i = 1,35 + 134 = 135,4$  кВт

$\eta_{ел.дв.} \cdot \eta_{мех}$  - ККД електричної та механічної передачі відповідно

Потужність двигуна:  $N_{дв} = \frac{N_e}{\eta_{ел.дв.} \cdot \eta_{мех}} = \frac{135,4}{0,95 \cdot 0,96} = 148,5$  кВт

В станції чотири компресори тобто потужність кожного двигуна повинна бути

$$\frac{N_{дв}}{4} = \frac{148,5}{4} = 37,2 \text{ кВт}$$

Встановлений на компресор двигун має потужність  $P_{км} = 50$  кВт отже двигуни підбрано вірно.

Дійсне навантаження на конденсатор

$$Q_{кд} = Q_0 + N_i = 428,6 + 148,5 = 577,1 \text{ кВт}$$

Аналогічно розраховуємо компресори на інші температури кипіння

Дані заносимо до таблиці 5,10

Система	To	Tк	Qo	i1	i2	i4	v	λ	Mт	Vт	Vд	Na	Ni
	°C	°C	кВт	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг	м3/кг		кг/с	м3/с	м3/с	кВт	кВт
№1	-7	45	428,6	365	401	230	0,04	0,92	3,17	0,128	0,139	114,3	134,5
№2	-3	45	263,9	367	401	225	0,036	0,92	1,89	0,067	0,073	67,9	79,8
№3	-5	45	306,9	366	401	225	0,034	0,92	2,19	0,074	0,080	78,9	92,8
№4	-10	45	221,7	219	403	219	0,044	0,92	1,52	0,067	0,073	57,7	67,9

Система	To	Nзаг	пкм	Nкм	Qкд	Модель	Qод
	°C	кВт	шт.	кВт	кВт	-	кВт
№1	-7	<b>148,9</b>	<b>4</b>	<b>37,2</b>	<b>577,5</b>	<b>HSK6451- 50</b>	<b>442,0</b>
№2	-3	<b>89,0</b>	<b>3</b>	<b>29,7</b>	<b>352,9</b>	<b>HSK5353- 35</b>	<b>280,0</b>
№3	-5	<b>103,3</b>	<b>3</b>	<b>34,4</b>	<b>410,2</b>	<b>HSK6451- 50</b>	<b>352,0</b>
№4	-10	<b>75,9</b>	<b>3</b>	<b>25,3</b>	<b>297,6</b>	<b>HSK5353- 35</b>	<b>226,0</b>

зам. інв. №  
Підпис і дата  
інв. №оригин.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

47

## 4.5. Розрахунок та підбір теплообмінного обладнання

### Підбір конденсатора

Навантаження на конденсатори було визначене в попередньому пункті та становить :

$$Q_{к д1} = 577 \text{ кВт}$$

Зазвичай конденсатори розраховують з врахуванням запасу 10-15% на непередбачене підвищення температури навколишнього середовища, отже

$$Q_{к д} = 577 * 1,1 = 635 \text{ кВт}$$

Середньо логарифмічний температурний напір

$$\Theta_m = \frac{t_{\text{вих}} + t_{\text{вх}}}{\ln \left( \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} \right)} = \frac{38 - 31}{\ln \left( \frac{45-31}{45-38} \right)} = 8 \text{ }^\circ\text{C}$$

Значення коефіцієнта теплопередачі (табл. 11.5 Б.К. Явнель)

$$k = 28,3 * 10^{-3} \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

Необхідна площа теплообмінної поверхні:

$$F = \frac{Q_{к д}}{k * \Theta_m} = \frac{635}{0,0283 * 8} = 2806 \text{ м}^2$$

Визначаємо необхідну продуктивність вентилятора.

Масова витрата повітря через конденсатор

$$G_m = \frac{Q_{к д}}{i_2 - i_1} = \frac{635}{69 - 63} = 105,9 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Де  $i_2 i_1$  відповідно ентальпія повітря на виході та на вході в конденсатор кДж/кг\*К (дані розраховані в h-dдіаграмі вологого повітря)

зам. інв. №

Підпис і дата

інв. №оригин.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

48

Для підбору конденсатора скористаємося програмою підбору обладнання фірми Guntner – «Guntner Product Calculator Customer»

Вводимо вихідні дані та проводимо перевірку на відповідність обладнання.

Перевіряємо відповідність площі теплообміну та об'ємної витрати повітря.

Обираємо конденсатор GVD 080.2C/2x5-MS.E Технічні характеристики конденсатора наведені в додатках

Конденсатор для інших систем розраховуємо аналогічно, дані заносимо до таблиці 5,11.

Система	To	Q <sub>кд</sub>	Q <sub>кдх1,1</sub>	Θ <sub>м</sub>	к	F <sub>p</sub>	G <sub>м</sub>
	°C	кВт	кВт	К	Вт/(м <sup>2</sup> *К)	м.кв.	кг/с
№1	-7	577,5	<b>635</b>	8	28,3	2806,0	105,9
№2	-3	352,9	<b>388</b>	8	28,3	1714,7	64,7
№3	-5	410,2	<b>451</b>	8	28,3	1992,9	75,2
№4	-10	297,6	<b>327</b>	8	28,3	1446,0	54,6

Система	To	Модель	F <sub>д</sub>	Q <sub>кдд</sub>
	°C	-	м.кв.	кВт
№1	-7	GVD 080.2C/2x5-MS.E	2826.2	640,8
№2	-3	GVD 080.2C/2x3-MS.E	1695.7	377,9
№3	-5	GVD 090.2D/2x3-LD.E	2133.9	444,9
№4	-10	GVD 090.1A/2x3-SD.E	1244.8	329,0

зам. інв.№

Підпис і дата

інв.№оригин.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

49

## Підбір повітроохолодників (випарники для холодильних камер)

Повітроохолодники повинні забезпечувати рівномірне розповсюдження холодного повітря по всьому приміщенню, (щоб не було застійних зон) тому у великих приміщеннях доцільно встановлювати по декілька повітроохолодників.

Підбір повітроохолодник для приміщень №1

Температура в приміщень і  $t_{\text{кам}} = 0^{\circ}\text{C}$

$$Q_{\text{№1}} = 220 \text{ кВт}$$

Проводимо розрахунок

Середньо логарифмічний температурний напір

$$\Theta_{\text{м}} = \frac{t_{\text{п1}} - t_{\text{п2}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_6}{\Delta t_{\text{м}}}\right)} = \frac{0 - (-3,8)}{\ln\left(\frac{7}{4,8}\right)} = 5,83^{\circ}\text{C}$$

Значення коефіцієнта теплопередачі беремо по Б.К. Явнелъ стор 92.

$$k = 55 * 10^{-3} \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

Необхідна площа теплообмінної поверхні:

$$F = \frac{Q_{\text{по}}}{k * \Theta_{\text{м}}} = \frac{220}{0,055 * 5,83} = 684,5 \text{ м}^2$$

Об'ємна витрата повітря через повітроохолодник:

$$G_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{по}}}{\rho_{\text{вз}} * (h_1 - h_2)} = \frac{220}{1,34 * (-2 - (-4,5))} = 65,5 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 23580 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Для підбору повітроохолодника скористаємося програмою підбору обладнання фірми Guntner – «Guntner Product Calculator Customer»

Вводимо вихідні дані та проводимо перевірку на відповідність обладнання.

Перевіряємо відповідність площі теплообміну та об'ємної витрати повітря.

Обираємо 3 повітроохолодники GFN 066C/612-E з площею  $F=622,8 \text{ м}^2$

Розрахунки повітроохолодників для інших камер проводимо аналогічно, результати заносимо до таблиці 5,12

зам. інв. №

Підпис і дата

інв. №оригин.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

50



## 4.6 Розрахунок трубопроводів

### Визначення діаметрів трубопроводів

Діаметри трубопроводів розраховуємо задаючись допустимими швидкостями холодильного агенту на різних ділянках системи. Витрата фреону в обох установках відома з попередніх розділів. Отже діаметр трубопроводу :

$$d_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{G_{\text{ха}} * 4}{\omega_{\text{доп}} * \pi}}$$

$G_{\text{ха}}$  – об'ємна витрата х. а

$\omega_{\text{доп}}$  – допустима швидкість х. а. на певних ділянках

Для всмоктувального трубопроводу  $\omega_{\text{доп}}=8\text{—}12$  м/с, оскільки діаметри можна обирати лише з стандартних розмірів. Треба провести перевірку щоб швидкість була не меншою 8м/с(можливість повернення мастила до компресора)

Нагнітальний трубопровід  $\omega_{\text{доп}}=10$  м/с

Рідинна лінія(злив з конденсатора до ресивера)  $\omega_{\text{доп}}=1$ м/с

Подача виноматеріалів до тех. обладнання  $\omega_{\text{доп}}=1$ м/с

### Розраховуємо діаметри трубопроводів

Установка на температуру кипіння -7С:

Всмоктувальний трубопровід:

$$d_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{V_{\text{ха}} * 4}{\omega_{\text{доп}} * \pi}} = \sqrt{\frac{M_{\text{км}} * 4}{\rho * \pi * \omega_{\text{доп}}}} = \sqrt{\frac{3,7 * 4}{22 * 10 * 3,14}} = 0,133\text{м}$$

Приймаємо трубопровід мідний діаметром  $d_{\text{в}} = 133\text{x}2$  мм

Проводимо перевірку швидкості в трубопроводі

$$\omega = \frac{G_{\text{ха}}}{S} = \frac{3,7}{\frac{3,14 * d^2}{4} * 22} = \frac{3,7}{0,04418} = 12,6 \text{ м/с}$$
 швидкість лежить в

допустимих межах умова виконується

зам. інв.№

Підпис і дата

інв.№оригин.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

52

Всі інші трубопроводи розраховуємо аналогічно.

$$\text{Нагнітальний } d_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{M_{\text{км}} * 4}{\rho * \pi * \omega_{\text{доп}}}} = 0,076 \quad \text{приймаємо} \quad d_{\text{в}} = 76 \times 2 \text{ мм}$$

$$\text{Рідинна лінія } d_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{M_{\text{км}} * 4}{\rho * \pi * \omega_{\text{доп}}}} = 0,79 \quad \text{приймаємо} \quad d_{\text{в}} = 76 \times 1 \text{ мм}$$

### Визначення гідравлічних втрат в компресорах

Метою гідравлічного розрахунку є визначення втрат тиску  $\Delta P$ , зумовлених гідравлічними опорами, що виникають при русі робочого середовища в трубах та теплообмінних апаратах. Значення величини  $\Delta P$  необхідні для вибору раціональних конструктивних характеристик апаратів та оптимізації їх режимів роботи. Надмірний гідравлічний опір призводить до зменшення тиску всмоктування і відповідно температури кипіння, що зменшує економічність роботи холодильної машини.

### Втрати тиску від тертя

Витрата холодильного агента була визначена в попередніх пунктах. Втрати тиску складаються з суми втрат від тертя та втрат у місцевих опорах.

$$\Delta p_{\text{тр}} = \frac{\lambda_{\text{тр}}}{d} * \frac{\rho * \omega^2}{2} * l = R * l$$

$\lambda_{\text{тр}}$ -коефіцієнт тертя (безрозмірна величина) яка залежить від числа  $Re$

$$Re = \frac{\omega * d_{\text{вн}} * \rho}{\mu}$$

Де —  $\mu$ - динамічна в'язкість, Па\*с

$l$ - довжина труби, м

$R$ - питомі втрати тиску

$\frac{\rho * \omega^2}{2}$ - динамічний тиск, Па

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

$k=0,001$  мм- жорсткість мідних труб

$k=0,2$  мм- жорсткість сталевих гладких труб

### Втрати тиску в місцевих опорах

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

Де— $\xi_m$ - коефіцієнт місцевого опору

Розраховуємо втрати тиску на прикладі подачі і повернення холодоагенту у випарник

На схемі видно що це кільце подачі R507а до приміщень охолодження продукції №2.

Розраховуємо втрати тиску від тертя на кожній ділянці потім всі місцеві опори і за сумарними втратами визначаємо гідравлічну характеристику системи. Ділянка №1 трубопроводу рідкого х. а.  $t=42$  Спісля ресивера з колектора до повітроохолодника

Число Рейнольда:

$$Re = \frac{\omega \cdot d_{\text{вн}} \cdot \rho}{\mu} = \frac{1,3 \cdot 0,035 \cdot 943,6}{26,5 \cdot 10^{-3}} = 1623;$$

Коефіцієнт тертя:

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,11 \cdot \left( \frac{k}{d_{\text{вн}}} + \frac{64}{Re} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left( \frac{0,001}{35} + \frac{64}{1623} \right)^{0,25} = 0.049;$$

Втрати тиску від тертя по довжині 1м:

$$\Delta P_{\text{тр}} = R = \frac{0,056}{0,035} \cdot \frac{945 \times 1,3^2}{2} \cdot 1 = 1120 \frac{\text{Па}}{\text{м}};$$

Втрати тиску на тертя на ділянці довжиною  $l = 5\text{м}$ :

$$\Delta P_{\text{тр}} = R \times l = 1120 \cdot 5 = 5.6 \cdot \text{кПа};$$

Коефіцієнт місцевого опору:

$$\sum \xi_m = \xi_{\text{фільтр}} + 2 \cdot \xi_{\text{вентиль}} + \xi_{\text{коліно}} = 15 + 6 + 5 + 4 = 30;$$

Втрата тиску на місцевих опорах:

$$Z = 20 \times \frac{945 \times 1,3^2}{2} = 16 \text{кПа};$$

Загальна втрата тиску:

$$\Delta P = 5,6 + 15 = 20,6 \text{кПа}.$$

Аналогічно розраховуємо всі інші ділянки труб та визначаємо сумарні втрати в трубопроводах.

#### 4.7 Підбір допоміжного обладнання

##### Підбір лінійного ресивера.

Лінійний ресивер встановлюється на стороні високого тиску після конденсатора. Він звільнює від рідкого холодильного агента поверхню конденсатора та створює рівномірний потік фреону до регулюючого вентиля перед повітроохолодником.

Отже підбираємо ресивер для установки що працює з температурою кипіння  $-7\text{ C}$

$$V_{л.р.} = \frac{V_{т.о.}}{0,8};$$

$$V_{то} = V_{во} + V_{кд} = \frac{274 + 295}{1000} = 0,57$$

$$V_{лр} = \frac{0,57}{0,9} = 0,632$$

Для всіх систем підбираємо ресивери з міркувань того що в літній період система може консервуватись і буде необхідно збирати весь фреон в ресиверах.

Підбираємо два вертикальні ресивери FS3102 фірми Bitzer об'ємом  $V=0,32\text{м}^3$  кожен.

Розрахунок інших систем проводимо аналогічно, дані заносимо до таблиці

Система	$T_o$	Модель	$Q_{кдд}$	$V_{кд}$	$V_{во}$	$V_{лр}$	Модель	$V_{д}$
	$^{\circ}\text{C}$							
№1	-7	GVD 080.2C/2x5-MS.E	640,8	295,0	274,0	0,63	2xFS3102	0,64
№2	-3	GVD 080.2C/2x3-MS.E	377,9	178,0	165,5	0,38	2xFS2202	0,46
№3	-5	GVD 090.2D/2x3-LD.E	444,9	266,0	247,4	0,57	2xFS3102	0,64
№4	-10	GVD 090.1A/2x3-SD.E	329,0	162,0	150,7	0,35	2xFS2202	0,46

##### Підбір мастиловіддільника

Мастиловіддільник підбирається по діаметру нагнітального трубопроводу. Встановлюємо масловіддільники на кожну централізовану установку.

Установка №1

Діаметр нагнітального трубопроводу 76мм

Встановлюємо мастиловіддільник фірми Bitzer ОАО 91111

Об'єм 228 літрів

Проводимо перевірку по спеціалізованій програмі

Розрахунок інших систем проводимо аналогічно, дані заносимо до таблиці

Модель	Qод	Модель МО	Об'єм
-	кВт	-	м. куб.
<b>HSK6451- 50</b>	<b>442,0</b>	1x OA9111	228
<b>HSK5353- 35</b>	<b>280,0</b>	1xOA4188	88
<b>HSK6451- 50</b>	<b>352,0</b>	1xOA4188	88
<b>HSK5353- 35</b>	<b>226,0</b>	1xOA4188	88



Таблиця 8.1. Проектне споживання електроенергії

№	Найменування обладнання	К-ть, шт	$P_n$ , кВт	$P_{ел}$ , кВт	$\sum P_{ел}$ , кВт	Рік, тис. кВт год
1	Компресори Bitzer HSK6451- 50	7	76,2	37	259	1513
2	Компресори Bitzer HSK5353- 35	6	67,5	32,8	196,8	1149
3	Вентилятори ПО GACA RX 063.1F/37-END53.E	56	2,0	0,98	54,88	320
4	Вентилятори ПО S-GACA RX 071.1F/27-END53.E	40	2,0	0,98	39,2	229
5	Витяжний вентилятор КМ-цеху(робочий)	2	30,9	15	30	175
6	Приточний вентилятор КМ-цеху	1	10,3	5	5	29
7	Тени відтайки	20	9,7	4,7	94	549
8	Тени відтайки	20	9,7	4,7	94	549
Річна витрата електроенергії						4514

### Розрахунок капітальних витрат

Визначаємо капітальні витрати на реалізацію проекту:

$$K = V_{пр} + V_{буд} + V_{обл} - V_d - L,$$

де  $V_{п.р}$  - затрати на проектні роботи (4-5% загальної кошторисної вартості об'єкта;

$V_{буд}$  - затрати на будівельні роботи;

$V_{обл}$  - затрати на придбання обладнання;

$V_{т.з}$  - транспортно-заготівельні затрати (транспортні 4-5%, заготівельні 1- 1,25% від вартості обладнання);

$$V_{ін} := 0.02 \quad V_{п.р} := 0.05 \quad V_{буд} := 1 \quad V_{обл} := 1$$

$$V_{т.з} := 0.06 \quad V_{н.р} := 1 \quad V_{т.у} := 1 \quad V_M := 0.1$$

зам. інв.№

Підпис і дата

інв.№оригин.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

58

Розрахунок затрат на теплоізоляцію холодильника, табл. 8.2.

Таблиця 8.2. Витрати на теплоізоляцію

№	Назва	Розмір-ність	Зовнішні і внутрішні стіни, перегородки, стеля (сандвіч)	Каркас з гарячекатаної сталі (покрівля, ферми, балки)	Двері відкатні, шт	Підлога	Разом
1	Загальна вартість матеріалів	тис. грн.	13040	15360	2290	5800	36490
2	Вартість монтажних робіт	тис. грн.	1953	2304	345	870	5472
3	Загальна вартість	тис. грн.	14993	17664	2635	6670	41962

Розрахунок затрат на будівництво машинного відділення наведено в грн. 7.3.

Таблиця 8.3. Вартість будівництва машинного відділення

№	Назва	Розмір-ність	Сендвіч-панелі	Підлога	Покриття	Разом
1	Площа	м <sup>2</sup>	1149,6	688	688	-
2	Загальна вартість матеріалу	тис. грн..	522	390	228	1140
3	Вартість монтажних робіт	тис. грн..	69	48	30	147
4	Загальна вартість	тис. грн..	591	438	258	1287

зам. інв.№

Підпис і дата

інв.№оригин.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

59

Розрахунок витрат на придбання та монтаж обладнання наведено в табл. 7.4.

Таблиця 7.4. Витрати на придбання обладнання

№	Найменування обладнання	К-ть, шт	Витрата на одиницю обладнання, тис. грн			Загальна вартість, тис. грн
			Ціна обладнання	Монтаж обладнання	Тара і упаковка	
1	Bitzer HSK6451- 50	7	375	30	-	2835
	Bitzer HSK5353- 35	6	245	25	-	1620
2	GACA RX 063.1F/37- END53.E	14	77	12	-	1246
3	S-GACA RX 071.1F/27- END53.E	10	70,1	12	-	821
6	Bitzer F1602N	1	20	4	-	24
7	Bitzer AO4188	4	11	0,46	-	45,84
8	Bitzer FS1122	4	11,85	0,64	-	49,96
13	R507A	170	0,36	0	-	61,2
Разом						6705

Витрати на проектні роботи в розмірі 5% від кошторисної вартості будівель холодильника і машинного відділення, та вартості обладнання, його транспортування і монтажу:

$$B_{n.p} = 0,05(\sum B_{\text{буд}} + \sum B_{\text{обс}}) = 0,05(41962 + 1287 + 6705) = 0,05(43249 + 6705) = 2498 \text{ тис.грн.}$$

Інші витрати в розмірі 1,5% від загальних витрат:

$$B_{n.p} = 0,015(\sum B_{\text{буд}} + \sum B_{\text{обс}}) = 0,015(43249 + 6705) = 749 \text{ тис.грн.}$$

Загальна сума капітальних затрат становитиме:

$$K = B_{n.p} + \sum B_{\text{буд}} + \sum B_{\text{обл}} + B_{in} = 2498 + (43249 + 6705) + 749 = 53200 \text{ тис.грн.}$$

### Виробництво і використання енергії

Річне споживання електроенергії холодильником та машинним відділенням холодильника становить  $E_p = 4514 \times 10^3$  кВт год. Ціна за 1 кВт\*год електроенергії становить.  $C_{el} = 9,0$  грн/кВт.год Визначаємо витрати на споживання електричної енергії за проектними розрахунками:

$$B_{el.p} = E_p \times C_{el} = 4514 \times 9,0 = 40626 \text{ тис.грн.}$$

### Розрахунок витрати на оплату праці

зам. інв.№

Підпис і дата

інв.№оригін.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата
-------	--------	------	-------	--------	------

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

60

Фонд основної заробітної плати робітників компресорного цеху наведено в табл. 7.5.

Таблиця 7.5. Фонд заробітної плати робітників

№	Професія	Розряд	Тарифна ставка, грн/год	Чисельність, чол	Місячний фонд	Річний фонд, грн..
1	Машиніст ХУ	III	12	3	9600	115200
2	Машиніст ХУ	IV	14	3	11200	134400
3	Слюсар ремонтник	II	10	3	8000	96000
Разом				9	28800	345600

Визначаємо додатковий фонд заробітної плати за формулою:

$$\Phi ЗП_{\text{доп}} = \Phi ЗП_{\text{осн}} \times Д = 345600 \times 0,15 = 51,84 \text{ тис.грн};$$

де Д - прийнятий коефіцієнт доплат (приймаємо Д = 15%).

Розраховуємо повний фонд заробітної плати за формулою:

$$\Phi ЗП_{\text{пр}} = \Phi ЗП_{\text{осн}} + \Phi ЗП_{\text{доп}} = 345,6 + 51,84 = 397,44 \text{ тис.грн};$$

Визначаємо нарахування на заробітну плату за формулою:

$$НЗП_{\text{доп}} = \Phi ЗП_{\text{пр}} \times В = 345,6 \times 0,37 = 147,76 \text{ тис.грн};$$

де в - коефіцієнт нарахувань на заробітну плату (в=37,18%)

Витрату на оплату праці визначаємо за формулою:

$$ВОП_{\text{р}} = \Phi ЗП_{\text{пр}} + НЗП_{\text{доп}} = 397,44 + 147,76 = 545,2 \text{ тис.грн};$$

Фонд основної заробітної плати апарату управління наведено в табл. 7.6.

Таблиця 7.6. Фонд заробітної плати апарату управління

№	Професія	Посадовий оклад грн.	Чисельність, чол	Місячний фонд	Річний фонд, грн..
1	Механік	2500	2	5000	60000
2	Начальник цеху	4000	1	4000	48000
Разом			3	14000	108000

інв.№оригин. Підпис і дата зам. інв.№

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата
-------	--------	------	-------	--------	------

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

61

Визначаємо додатковий фонд заробітної плати апарату управління за формулою:

$$\Phi ЗП_{\text{до}} = \Phi ЗП_{\text{осн}} \times Д = 108000 \times 0,15 = 16,2 \text{ тис.грн};$$

де Д - прийнятий коефіцієнт доплат (приймаємо Д = 15.%).

Розраховуємо повний фонд заробітної плати апарату управління:

$$\Phi ЗП_{\text{пу}} = \Phi ЗП_{\text{осн}} + \Phi ЗП_{\text{до}} = 108000 + 16200 = 124,2 \text{ тис.грн};$$

Визначаємо нарахування на заробітну плату за формулою:

$$НЗП_{\text{пу}} = \Phi ЗП_{\text{пу}} \times В = 124200 \times 0,37 = 46 \text{ тис.грн};$$

де в - коефіцієнт нарахувань на заробітну плату (в=37,18% ).

Витрату на оплату праці визначаємо за формулою:

$$ВОП_{\text{у}} = \Phi ЗП_{\text{пу}} + НЗП_{\text{пу}} = 124200 + 46000 = 170,2 \text{ тис.грн};$$

Загальні витрати на оплату праці по машинному відділенні визначаємо за формулою:  $ВОП_{\text{заг}} = ВОП_{\text{р}} + ВОП_{\text{у}} = 545200 + 170200 = 715,4 \text{ тис.грн};$

### Визначення амортизаційних відрахувань

Стаття амортизаційних відрахувань розраховується як елемент собівартості.

Приймаємо норми амортизаційних відрахувань:

- для основного обладнання - 22% від вартості обладнання;
- для будівель - 5% від вартості будівель.

Витрати на амортизацію будівель складають:

для холодильника та машинного відділення

$$A_{\text{хол}} = 0,05 \sum B_{\text{хол}} = 0,05 \cdot 43249 = 2162 \text{ тис.грн}$$

Витрати на амортизацію основного технологічного обладнання:

$$A_{\text{обл}} = \sum B_{\text{обл}} \times 22\% = 6705 \times 22\% = 1475 \text{ тис.грн};$$

Загальна сума амортизаційних витрат:

$$\sum A = A_{\text{хол}} + A_{\text{обл}} = 2162 + 1475 = 3637 \text{ тис.грн}$$

### Визначення інших видів витрат

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

зам. інв.№  
Підпис і дата  
інв.№оригин.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

62

Витрати на поточний ремонт обладнання приймаємо 14% від амортизаційних відрахувань на обладнання:

$$B_{i,рем} = A_{обл} \times 14\% = 1475 \times 14\% = 207 \text{ тис.грн};$$

Пускові витрати приймаємо 2% від вартості обладнання:

$$B_{i,пуск} = \sum B_{обл} \times 2\% = 6705 \times 2\% = 134 \text{ тис.грн};$$

Інші витрати приймаємо 3% від загальної суми амортизаційних відрахувань:

$$B_{i,ін} = 0,03 \cdot 3637 = 109 \text{ тис.грн.}$$

Загальна сума інших витрат складає:

$$\sum B_i = B_{i,рем} + B_{i,пуск} + B_{i,ін} = 207 + 134 + 109 = 450 \text{ тис.грн}$$

### Визначення основних показників економічної ефективності проекту

Результати розрахунків зводимо у порівняльну таблицю (табл. 7.7.).

Таблиця 7.7 Порівняльна таблиця собівартості

№	Статі витрат	Значення показників, тис.грн
1	Електроенергія	40626
2	Оплата праці	715,4
4	Амортизація	3637
5	Інші витрати	450
Разом, $\sum 3_{затрат}$		45428

Сумарна холодопродуктивність машин по камерам складає 1221 кВт

$$\sum Q_o = 428,6 + 263,9 + 306,9 + 221,6 = 1221 \text{ кВт}$$

Індикаторні потужності машин складають відповідно

$$\sum N_i = 134 + 79,8 + 92,8 + 67,9 = 374,5 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність при електромеханічному к.к.д 0,96%

$$\sum N_e = \frac{\sum N_i}{\eta_{e.m}} = \frac{374,5}{0,96} = 390 \text{ кВт}$$

зам. інв.№

Підпис і дата

інв.№оригин.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

63

Річне виробництво холоду

$$\sum Q_o \cdot 24 \cdot 365 = 1221 \cdot 24 \cdot 365 = 10696 \text{ тис. кВт.год}$$

Собівартість холоду

$$C_{хол} = \frac{\sum Z_{запрат}}{\sum Q_o} = \frac{45428}{10696} = 4,25 \frac{\text{грн}}{\text{кВт.год}}$$

інв.№оригин.	Підпис і дата	зам. інв.№					00.БКР.142.008.001-ПЗ	Арк.
								64
Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата			

# Додатки



BITZER Software v6.4.3 rev1302

09.06.2015 / All data subject to change.

## Compressor Selection: Semi-hermetic Screw Compressors HS

### Input Values

Compressor type	Screws, semi-hermetic
Refrigerant	R507A
Reference temperature	Dew point temp.
Liq. subc. (in condenser)	0 K
Difference Tcu - Tms	5,00 K
Suct. gas superheat	10,00 K
Operating mode	Economizer
Power supply	400V-3-50Hz
Useful superheat	100%
Additional cooling	Automatic
Max. discharge gas temp.	80,0 °C

### Overview

	A			
Evaporating SST	-7,00	°C		
Condensing SDT	45,0	°C		
	Qe	Pe	EER	Ratio
	kW	kW	W/W	%
<b>Total</b>	<b>442</b>	<b>169,7</b>	<b>2,60</b>	<b>--</b>
HSK6451-50-40P	110,4	42,4	2,60	25,0
HSK6451-50-40P	110,4	42,4	2,60	25,0
HSK6451-50-40P	110,4	42,4	2,60	25,0
HSK6451-50-40P	110,4	42,4	2,60	25,0

зам. інв. №	
Підпис і дата	
інв. №оригин.	

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

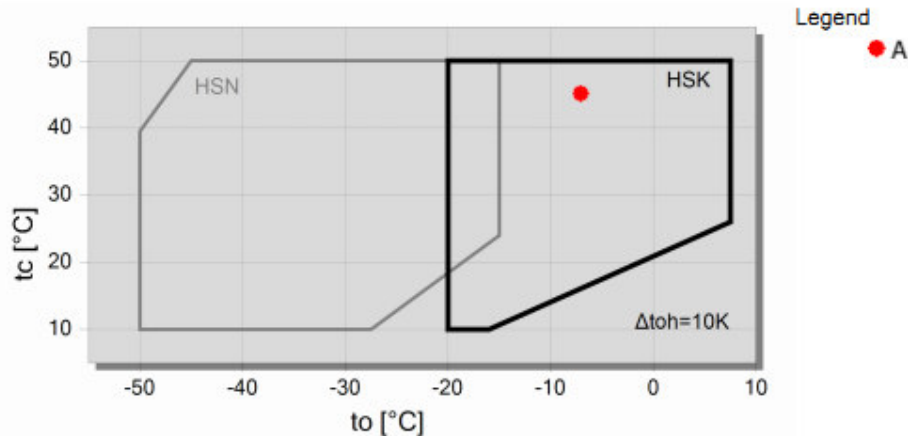
65



Application Limits

HSK6451-50

ECO



		<b>A</b>			
Evaporating SST	-7,00 °C				
Condensing SDT	45,0 °C				
<b>Compressor</b>	<b>Total</b>	<b>HSK6451- 50</b>	<b>HSK6451- 50</b>	<b>HSK6451- 50</b>	<b>HSK6451- 50</b>
Capacity steps		100%	100%	100%	100%
Cooling capacity	442 kW	110,4 kW	110,4 kW	110,4 kW	110,4 kW
Cooling capacity *	--	110,4 kW	110,4 kW	110,4 kW	110,4 kW
Evaporator capacity	442 kW	110,4 kW	110,4 kW	110,4 kW	110,4 kW
Ratio	--	25,0 %	25,0 %	25,0 %	25,0 %
Power input	169,7 kW	42,4 kW	42,4 kW	42,4 kW	42,4 kW
Current (400V)	271 A	67,7 A	67,7 A	67,7 A	67,7 A
Voltage range	--	--	--	--	--
Condenser Capacity	601 kW	150,3 kW	150,3 kW	150,3 kW	150,3 kW
COP/EER	2,60	2,60	2,60	2,60	2,60
COP/EER *	--	2,60	2,60	2,60	2,60
Mass flow LP	12015 kg/h	3004 kg/h	3004 kg/h	3004 kg/h	3004 kg/h
Mass flow HP	15561 kg/h	3890 kg/h	3890 kg/h	3890 kg/h	3890 kg/h
Operating mode	Economizer	Economizer	Economizer	Economizer	Economizer
Liquid temp. (sc)	--	24,2 °C	24,2 °C	24,2 °C	24,2 °C
Mass flow ECO	3546 kg/h	886 kg/h	886 kg/h	886 kg/h	886 kg/h
sub cooler load	111,2 kW	27,8 kW	27,8 kW	27,8 kW	27,8 kW
sat. ECO Temp.	19,24 °C	19,24 °C	19,24 °C	19,24 °C	19,24 °C
ECO pressure	--	11,05 bar(a)	11,05 bar(a)	11,05 bar(a)	11,05 bar(a)
Oil volume flow	5,29 m³/h	1,32 m³/h	1,32 m³/h	1,32 m³/h	1,32 m³/h
Cooling method	--	--	--	--	--
Discharge gas temp. w/o cooling	67,2 °C	67,2 °C	67,2 °C	67,2 °C	67,2 °C

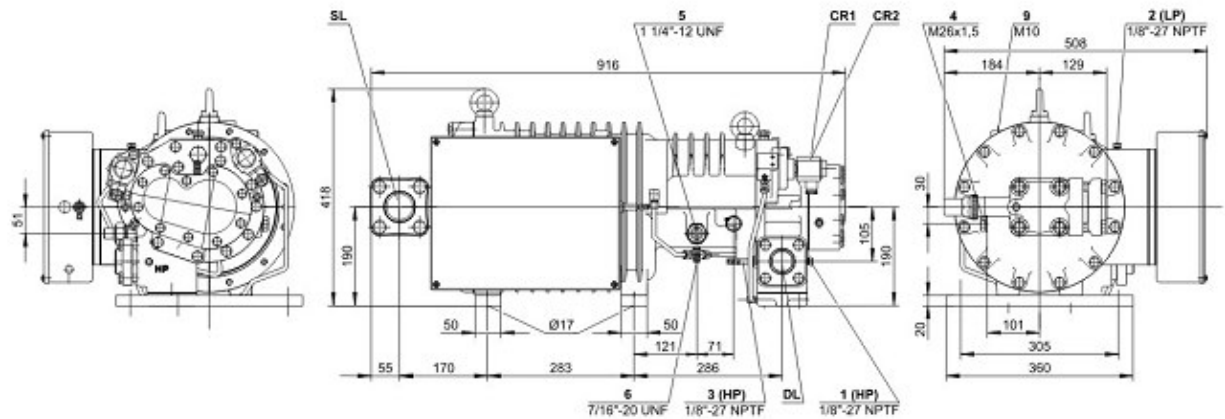
зам. інв.№  
Підпис і дата  
інв.№оригін.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

# Technical Data: HSK6451-50

## Dimensions and Connections



## Technical Data

### Technical Data

Displacement (2900 RPM 50 Hz)	140 m <sup>3</sup> /h
Displacement (3500 RPM 60 Hz)	168 m <sup>3</sup> /h
Weight	238 kg
Max. pressure (LP/HP)	19 / 28 bar
Connection suction line	54 mm - 2 1/8"
Connection discharge line	42 mm - 1 5/8"
Adapter/shut-off valve for ECO	22 mm - 7/8" (Option)
Adapter for liquid injection	16 mm - 5/8" (Option)
Oil type R22	B150SH, B100 (Option)
Oil type R134a/R404A/R507A	BSE170 (Option)

### Motor data

Motor voltage (more on request)	380-415V PW-3-50Hz
Max operating current	79.0 A
Starting current (Rotor locked)	206.0 A D / 355.0 A DD
Max. Power input	50,0 kW

### Extent of delivery (Standard)

Discharge gas temperature sensor	Standard
Start unloading	Standard
Oil flow control	SE-B2 (Standard)
Motor protection	SE-E1 (Standard), INT69VSY-II(Standard for 660-690V)
Suction shut-off valve	Standard
Capacity control	100-75-50% (Standard)
Enclosure class	IP54

### Available Options

Discharge shut-off valve	Option
ECO connection with shut-off valve	Option
Motor protection	SE-C1 (Option)

### Sound measurement

Sound power level (-10°C / 45°C)	86,0 dB(A)
Sound pressure level @ 1m (-10°C / 45°C)	78,0 dB(A)

зам. інв.№

Підпис і дата

інв.№оригін.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

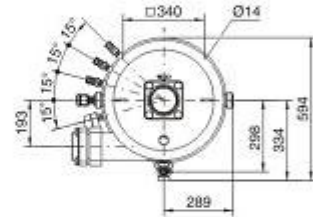
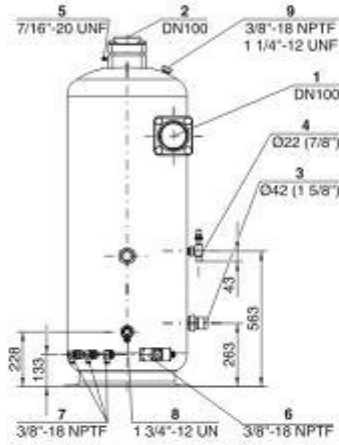
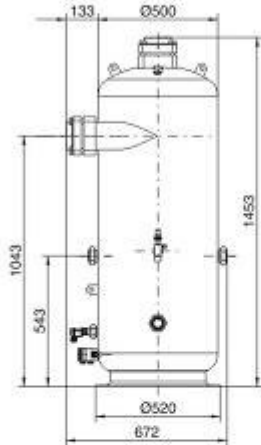
67





## Technical Data: OA9111

### Dimensions and Connections



### Technical Data

#### Technical Data

Weight	180 kg
Total width	594 mm
Total depth	672 mm
Total height	1453 mm
Oil charge	90 l
Receiver volume refrigerant	228 l
Max. no. of compressor	6
Refrigerant inlet	DN 100
Refrigerant outlet	DN 100
Oil outlet	42 mm - 1 5/8"
Max. pressure	28 bar
Max. Operating Temperature	120°C
Crankcase heater	3x140 W
Oil level switch	Standard
Connection for pressure relief valve	1 1/4" - 12 UNF
*According PED 97/23/EC	Standard

зам. інв. №

Підпис і дата

інв. №оригін.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

69



BITZER Software v6.4.3 rev1302

09.06.2015 / All data subject to change.

## Compressor Selection: Semi-hermetic Screw Compressors HS

### Input Values

Compressor type	Screws, semi-hermetic
Refrigerant	R507A
Reference temperature	Dew point temp.
Liq. subc. (in condenser)	0 K
Difference Tcu - Tms	5,00 K
Suct. gas superheat	10,00 K
Operating mode	Economizer
Power supply	400V-3-50Hz
Useful superheat	100%
Additional cooling	Automatic
Max. discharge gas temp.	80,0 °C

### Overview

	A			
Evaporating SST	-3,00	°C		
Condensing SDT	45,0	°C		
	Qe	Pe	EER	Ratio
	kW	kW	W/W	%
<b>Total</b>	<b>280</b>	<b>101,6</b>	<b>2,76</b>	<b>--</b>
HSK5353-35-40P	93,4	33,9	2,76	33,3
HSK5353-35-40P	93,4	33,9	2,76	33,3
HSK5353-35-40P	93,4	33,9	2,76	33,3

зам. інв. №

Підпис і дата

інв. №оригін.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

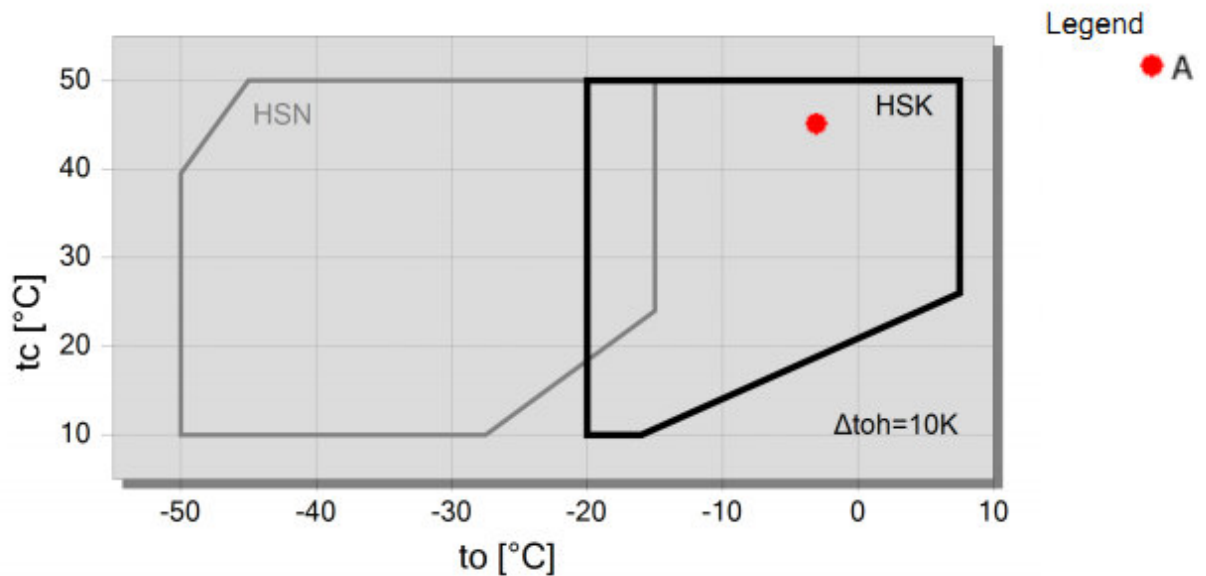
Арк.

70

# Application Limits

## HSK5353-35

### ECO



	A			
Evaporating SST	-3,00 °C			
Condensing SDT	45,0 °C			
<b>Compressor</b>	<b>Total</b>	<b>HSK5353-35</b>	<b>HSK5353-35</b>	<b>HSK5353-35</b>
Capacity steps		100%	100%	100%
Cooling capacity	280 kW	93,4 kW	93,4 kW	93,4 kW
Cooling capacity *	--	93,4 kW	93,4 kW	93,4 kW
Evaporator capacity	280 kW	93,4 kW	93,4 kW	93,4 kW
Ratio	--	33,3 %	33,3 %	33,3 %
Power input	101,6 kW	33,9 kW	33,9 kW	33,9 kW
Current (400V)	156,4 A	52,1 A	52,1 A	52,1 A
Voltage range	--	--	--	--
Condenser Capacity	376 kW	125,2 kW	125,2 kW	125,2 kW
COP/EER	2,76	2,76	2,76	2,76
COP/EER *	--	2,76	2,76	2,76
Mass flow LP	7144 kg/h	2381 kg/h	2381 kg/h	2381 kg/h
Mass flow HP	9719 kg/h	3240 kg/h	3240 kg/h	3240 kg/h
Operating mode	Economizer	Economizer	Economizer	Economizer
Liquid temp. (sc)	--	19,85 °C	19,85 °C	19,85 °C
Mass flow ECO	2575 kg/h	858 kg/h	858 kg/h	858 kg/h
sub cooler load	79,2 kW	26,4 kW	26,4 kW	26,4 kW
sat. ECO Temp.	14,85 °C	14,85 °C	14,85 °C	14,85 °C
ECO pressure	--	9,79 bar(a)	9,79 bar(a)	9,79 bar(a)
Oil volume flow	2,96 m³/h	0,99 m³/h	0,99 m³/h	0,99 m³/h
Cooling method	--	--	--	--
Discharge gas temp. w/o cooling	67,2 °C	67,2 °C	67,2 °C	67,2 °C

зам. інв.№

Підпис і дата

інв.№оригин.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

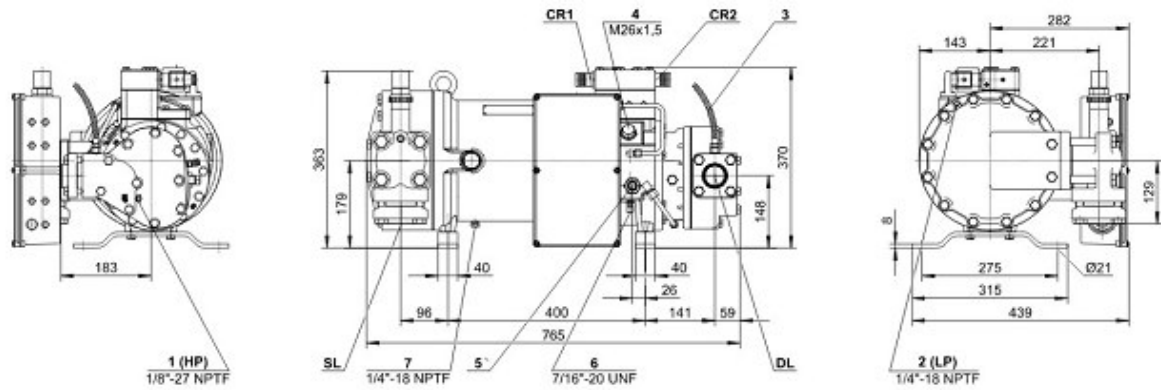
00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

71

# Technical Data: HSK5353-35

## Dimensions and Connections



## Technical Data

### Technical Data

Displacement (2900 RPM 50 Hz)	100 m <sup>3</sup> /h
Displacement (3500 RPM 60 Hz)	121 m <sup>3</sup> /h
Weight	178 kg
Max. pressure (LP/HP)	19 / 28 bar
Connection suction line	54 mm - 2 1/8"
Connection discharge line	42 mm - 1 5/8"
Adapter/shut-off valve for ECO	22 mm - 7/8" (Option)
Adapter for liquid injection	16 mm - 5/8" (Option)
Oil type R22	B150SH, B100 (Option)
Oil type R134a/R404A/R507A	BSE170 (Option)

### Motor data

Motor voltage (more on request)	380-415V PW-3-50Hz
Max operating current	58.0 A
Starting current (Rotor locked)	153.0 A D / 266.0 A DD
Max. Power input	37,3 kW

### Extent of delivery (Standard)

Discharge gas temperature sensor	Standard
Start unloading	Standard
Oil flow control	SE-B2 (Standard)
Motor protection	SE-E1 (Standard), INT69VSY-II(Standard for 660-690V)
Suction shut-off valve	Standard
Capacity control	100-85-60% (Standard)
Enclosure class	IP54

### Available Options

Oil flow control	OFC (Option)
Discharge shut-off valve	Option
ECO connection with shut-off valve	Option

### Sound measurement

Sound power level (-10°C / 45°C)	82,0 dB(A)
Sound pressure level @ 1m (-10°C / 45°C)	74,0 dB(A)

зам. інв. №

Підпис і дата

інв. №оригін.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

72

# Oil separator

## Input Values

Common Yes  
 Operating point Auto

## Operating Points

A  
 to [°C] -3  
 tc [°C] 45

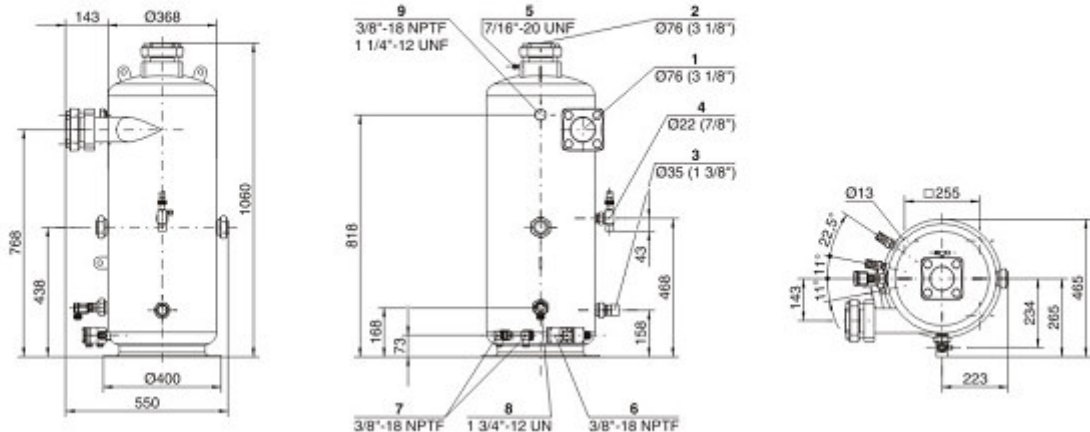
## Result

Compressor: (all)  
 Recommendation: OA4188  
**Selection: OA4188**  
 Recommended operating point: A  
 Selected operating point: A  
 Number 1  
 Max. HP mass flow 14172 kg/h  
 Mass flow load 68,58 %  
 Max. oil volume flow 6,75 m<sup>3</sup>/h  
 Oil volume flow load 43,88 %

#1: Selection for direct expansion systems. Flooded systems require individual selection.

## Technical Data: OA4188

### Dimensions and Connections



### Technical Data

#### Technical Data

Weight	95 kg
Total width	465 mm
Total depth	550 mm
Total height	1060 mm
Oil charge	40 l
Receiver volume refrigerant	88 l
Max. no. of compressor	5
Refrigerant inlet	76 mm - 3 1/8"
Refrigerant outlet	76 mm - 3 1/8"
Oil outlet	35 mm - 1 3/8"
Max. pressure	28 bar
Max. Operating Temperature	120°C
Crankcase heater	2x100 W
Oil level switch	Standard
Connection for pressure relief valve	1 1/4" - 12 UNF
*According PED 97/23/EC	Standard

зам. інв.№

Підпис і дата

інв.№оригін.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

73

# Compressor Selection: Semi-hermetic Screw Compressors HS

## Input Values

Compressor type	Screws, semi-hermetic
Refrigerant	R507A
Reference temperature	Dew point temp.
Liq. subc. (in condenser)	0 K
Difference Tcu - Tms	5,00 K
Suct. gas superheat	10,00 K
Operating mode	Economizer
Power supply	400V-3-50Hz
Useful superheat	100%
Additional cooling	Automatic
Max. discharge gas temp.	80,0 °C

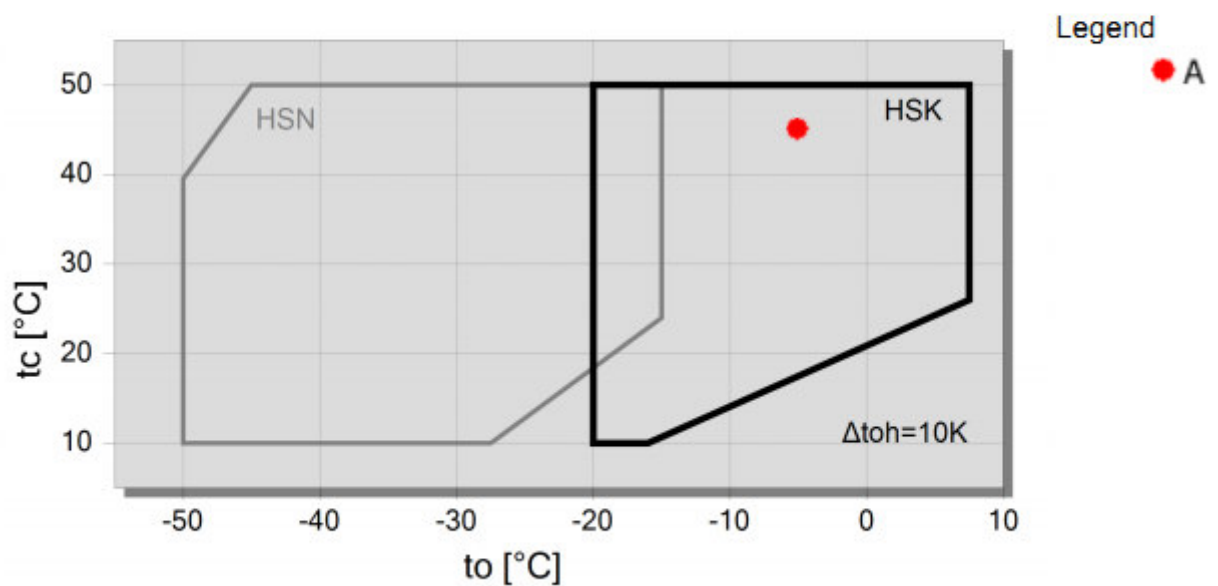
## Overview

	A			
Evaporating SST	-5,00	°C		
Condensing SDT	45,0	°C		
	Qe	Pe	EER	Ratio
	kW	kW	W/W	%
<b>Total</b>	<b>352</b>	<b>127,2</b>	<b>2,77</b>	<b>--</b>
HSK6451-50-40P	117,4	42,4	2,77	33,3
HSK6451-50-40P	117,4	42,4	2,77	33,3
HSK6451-50-40P	117,4	42,4	2,77	33,3

## Application Limits

HSK6451-50

## ECO



зам. інв.№  
Підпис і дата  
інв.№оригін.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

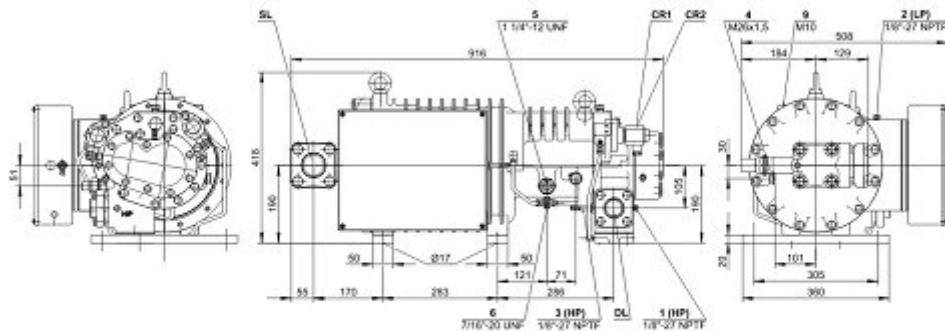
74

## Result

		A		
Evaporating SST	-5,00 °C			
Condensing SDT	45,0 °C			
Compressor	Total	HSK6451-50	HSK6451-50	HSK6451-50
Capacity steps		100%	100%	100%
Cooling capacity	352 kW	117,4 kW	117,4 kW	117,4 kW
Cooling capacity *	--	117,4 kW	117,4 kW	117,4 kW
Evaporator capacity	352 kW	117,4 kW	117,4 kW	117,4 kW
Ratio	--	33,3 %	33,3 %	33,3 %
Power input	127,2 kW	42,4 kW	42,4 kW	42,4 kW
Current (400V)	203 A	67,6 A	67,6 A	67,6 A
Voltage range	--	--	--	--
Condenser Capacity	471 kW	157,1 kW	157,1 kW	157,1 kW
COP/EER	2,77	2,77	2,77	2,77
COP/EER *	--	2,77	2,77	2,77
Mass flow LP	9661 kg/h	3220 kg/h	3220 kg/h	3220 kg/h
Mass flow HP	12306 kg/h	4102 kg/h	4102 kg/h	4102 kg/h
Operating mode	Economizer	Economizer	Economizer	Economizer
Liquid temp. (sc)	--	25,7 °C	25,7 °C	25,7 °C
Mass flow ECO	2645 kg/h	882 kg/h	882 kg/h	882 kg/h
sub cooler load	83,5 kW	27,8 kW	27,8 kW	27,8 kW
sat. ECO Temp.	20,7 °C	20,7 °C	20,7 °C	20,7 °C
ECO pressure	--	11,49 bar(a)	11,49 bar(a)	11,49 bar(a)
Oil volume flow	3,92 m³/h	1,31 m³/h	1,31 m³/h	1,31 m³/h
Cooling method	--	--	--	--
Discharge gas temp. w/o cooling	66,2 °C	66,2 °C	66,2 °C	66,2 °C

### Technical Data: HSK6451-50

#### Dimensions and Connections



#### Technical Data

<b>Technical Data</b>	
Displacement (2900 RPM 50 Hz)	140 m³/h
Displacement (3500 RPM 60 Hz)	168 m³/h
Weight	238 kg
Max. pressure (LP/HP)	19 / 28 bar
Connection suction line	54 mm - 2 1/8"
Connection discharge line	42 mm - 1 5/8"
Adapter/shut-off valve for ECO	22 mm - 7/8" (Option)
Adapter for liquid injection	16 mm - 5/8" (Option)
Oil type R22	B150SH, B100 (Option)
Oil type R134a/R404A/R507A	BSE170 (Option)
<b>Motor data</b>	
Motor voltage (more on request)	380-415V PW-3-50Hz
Max operating current	79.0 A
Starting current (Rotor locked)	206.0 A D / 355.0 A DD
Max. Power Input	50.0 kW
<b>Extent of delivery (Standard)</b>	
Discharge gas temperature sensor	Standard
Start unloading	Standard
Oil flow control	SE-B2 (Standard)
Motor protection	SE-E1 (Standard), INT69VSY-II(Standard for 660-690V)
Suction shut-off valve	Standard
Capacity control	100-75-50% (Standard)
Enclosure class	IP54
<b>Available Options</b>	
Discharge shut-off valve	Option
ECO connection with shut-off valve	Option
Motor protection	SE-C1 (Option)
<b>Sound measurement</b>	
Sound power level (-10°C / 45°C)	86,0 dB(A)
Sound pressure level @ 1m (-10°C / 45°C)	78,0 dB(A)

зам. інв.№

Підпис і дата

інв.№оригін.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата
-------	--------	------	-------	--------	------

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

75



# Compressor Selection: Semi-hermetic Screw Compressors HS

## Input Values

Compressor type	Screws, semi-hermetic
Refrigerant	R507A
Reference temperature	Dew point temp.
Liq. subc. (in condenser)	0 K
Difference Tcu - Tms	5,00 K
Suct. gas superheat	10,00 K
Operating mode	Economizer
Power supply	400V-3-50Hz
Useful superheat	100%
Additional cooling	Automatic
Max. discharge gas temp.	80,0 °C

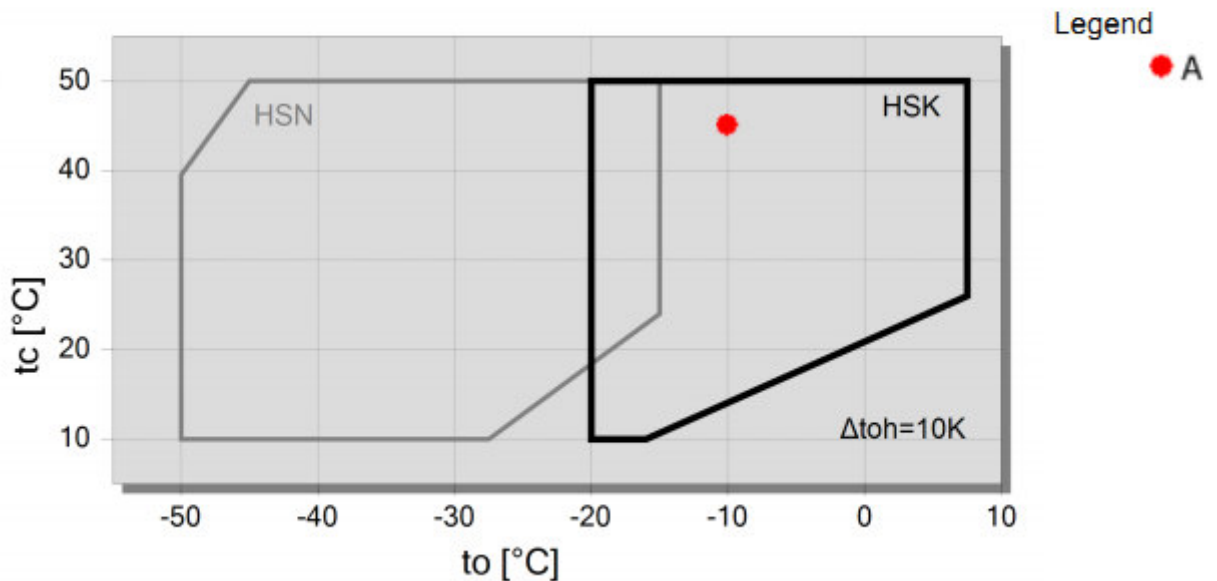
## Overview

		A			
Evaporating SST	-10,00	°C			
Condensing SDT	45,0	°C			
	Qe	Pe	EER	Ratio	
	kW	kW	W/W	%	
<b>Total</b>	<b>226</b>	<b>101,2</b>	<b>2,24</b>	<b>--</b>	
HSK5353-35-40P	75,4	33,7	2,24	33,3	
HSK5353-35-40P	75,4	33,7	2,24	33,3	
HSK5353-35-40P	75,4	33,7	2,24	33,3	

## Application Limits

HSK5353- 35

## ECO



зам. інв.№  
Підпис і дата  
інв.№оригин.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

77

# Result

	A			
Evaporating SST	-10,00 °C			
Condensing SDT	45,0 °C			
Compressor	Total	HSK5353-35	HSK5353-35	HSK5353-35
Capacity steps		100%	100%	100%
Cooling capacity	226 kW	75,4 kW	75,4 kW	75,4 kW
Cooling capacity *	--	75,4 kW	75,4 kW	75,4 kW
Evaporator capacity	226 kW	75,4 kW	75,4 kW	75,4 kW
Ratio	--	33,3 %	33,3 %	33,3 %
Power input	101,2 kW	33,7 kW	33,7 kW	33,7 kW
Current (400V)	155,9 A	52,0 A	52,0 A	52,0 A
Voltage range	--	--	--	--
Condenser Capacity	323 kW	107,5 kW	107,5 kW	107,5 kW
COP/EER	2,24	2,24	2,24	2,24
COP/EER *	--	2,24	2,24	2,24
Mass flow LP	5596 kg/h	1865 kg/h	1865 kg/h	1865 kg/h
Mass flow HP	8098 kg/h	2699 kg/h	2699 kg/h	2699 kg/h
Operating mode	Economizer	Economizer	Economizer	Economizer
Liquid temp. (sc)	--	14,22 °C	14,22 °C	14,22 °C
Mass flow ECO	2502 kg/h	834 kg/h	834 kg/h	834 kg/h
sub cooler load	75,0 kW	25,0 kW	25,0 kW	25,0 kW
sat. ECO Temp.	9,22 °C	9,22 °C	9,22 °C	9,22 °C
ECO pressure	--	8,33 bar(a)	8,33 bar(a)	8,33 bar(a)
Oil volume flow	3,07 m³/h	1,02 m³/h	1,02 m³/h	1,02 m³/h
Cooling method	--	--	--	--
Discharge gas temp. w/o cooling	70,7 °C	70,7 °C	70,7 °C	70,7 °C

зам. інв. №  
 Підпис і дата  
 інв. №оригин.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

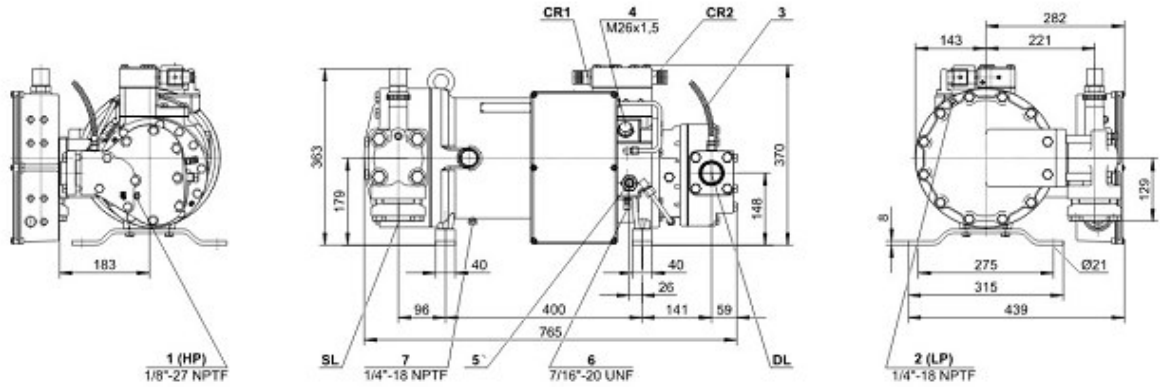
00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

78

# Technical Data: HSK5353-35

## Dimensions and Connections



## Technical Data

### Technical Data

Displacement (2900 RPM 50 Hz)	100 m <sup>3</sup> /h
Displacement (3500 RPM 60 Hz)	121 m <sup>3</sup> /h
Weight	178 kg
Max. pressure (LP/HP)	19 / 28 bar
Connection suction line	54 mm - 2 1/8"
Connection discharge line	42 mm - 1 5/8"
Adapter/shut-off valve for ECO	22 mm - 7/8" (Option)
Adapter for liquid injection	16 mm - 5/8" (Option)
Oil type R22	B150SH, B100 (Option)
Oil type R134a/R404A/R507A	BSE170 (Option)

### Motor data

Motor voltage (more on request)	380-415V PW-3-50Hz
Max operating current	58.0 A
Starting current (Rotor locked)	153.0 A D / 266.0 A DD
Max. Power input	37,3 kW

### Extent of delivery (Standard)

Discharge gas temperature sensor	Standard
Start unloading	Standard
Oil flow control	SE-B2 (Standard)
Motor protection	SE-E1 (Standard), INT69VSY-II(Standard for 660-690V)
Suction shut-off valve	Standard
Capacity control	100-85-60% (Standard)
Enclosure class	IP54

### Available Options

Oil flow control	OFC (Option)
Discharge shut-off valve	Option
ECO connection with shut-off valve	Option

### Sound measurement

Sound power level (-10°C / 45°C)	82,0 dB(A)
Sound pressure level @ 1m (-10°C / 45°C)	74,0 dB(A)

## Oil separator

### Input Values

Common	Yes
Operating point	Auto

### Operating Points

A	
to [°C]	-5
to [°C]	45

### Result

Compressor:	(all)
Recommendation:	OA4188
Selection	OA4188
Recommended operating point:	A
Selected operating point:	A
Number	1
Max. HP mass flow	13698 kg/h
Mass flow load	89,84 %
Max. oil volume flow	6,75 m <sup>3</sup> /h
Oil volume flow load	58,14 %

#1: Selection for direct expansion systems. Flooded systems require individual selection.

зам. інв. №

Підпис і дата

інв. №оригін.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

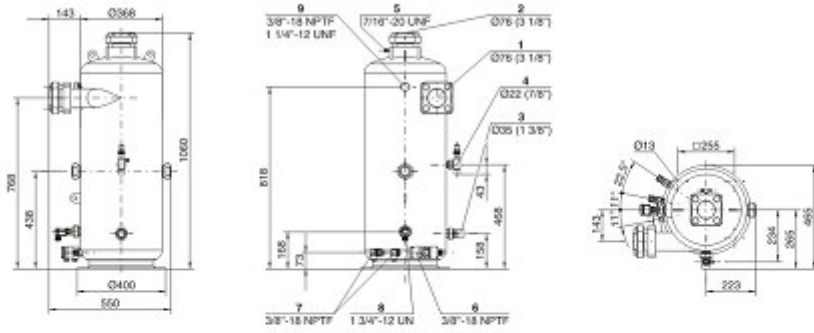
00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

79

# Technical Data: OA4188

## Dimensions and Connections



## Technical Data

### Technical Data

Weight	95 kg
Total width	465 mm
Total depth	550 mm
Total height	1060 mm
Oil charge	40 l
Receiver volume refrigerant	88 l
Max. no. of compressor	5
Refrigerant inlet	76 mm - 3 1/8"
Refrigerant outlet	76 mm - 3 1/8"
Oil outlet	35 mm - 1 3/8"
Max. pressure	28 bar
Max. Operating Temperature	120°C
Crankcase heater	2x100 W
Oil level switch	Standard
Connection for pressure relief valve	1 1/4" - 12 UNF
*According PED 97/23/EC	Standard

зам. інв. №

Підпис і дата

інв. № оригін.

Змін.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ

Арк.

80



[https://elartu.tntu.edu.ua/bitstream/123456789/17282/1/metodychnyy\\_posibnyk\\_praktych\\_y\\_roboty\\_Holodylna%20technika.pdf](https://elartu.tntu.edu.ua/bitstream/123456789/17282/1/metodychnyy_posibnyk_praktych_y_roboty_Holodylna%20technika.pdf)

12. Мнацаканов, Г.К. Основи проектування холодильників: навч. пос. / Г.К. Мнацаканов. – Одеса.: ОДАХ, 2004.- 71 с.

13. Гетун, Г.В. Основи проектування промислових будівель: Навч. посіб. / Г.В. Гетун. – К.: Кондор, 2003. – 210 с.

14. Пилипенко, О.Ю. Проектування холодильних установок і систем [Електронний ресурс]: метод. рекомендації до вивч. дисц. та викон. контрольної роботи для здобувачів освітнього ступеня «Магістр» спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування» освітньо-професійної програми «Холодильні техніка та технології» ден. та заоч. форм навч. / уклад.: О.Ю. Пилипенко. – К.: НУХТ, 2021. – 22 с. (№ 33.129-16.09.2021)

15. Пилипенко, О.Ю. Проектування холодильних установок і систем [Електронний ресурс]: конспект лекцій для здобувачів освітнього ступеня “Магістр” спец. 142 “Енергетичне машинобудування” освітньо-професійної програми «Холодильні техніка та технології» ден. та заоч. форм навч. / О.Ю. Пилипенко. – К.: НУХТ, 2021. – 62 с. (№ 33.130-16.09.2021)

16. Хмельнюк, М.Г. Проектування холодильників для зберігання плодоовочевої продукції : підручник / М.Г. Хмельнюк, В.П. Кочетов, А.В. Форсюк; під загальною редакцією М.Г. Хмельнюк. – Херсон.: ФОП Гринь Д.С., 2015. – 162 с.

17. Хмельнюк, М.Г. Холодильні установки та сфери їх використання. Підручник / М.Г. Хмельнюк, О.С. Помазко, І.О. Помазко – Херсон: Гринь Д.С., 2014. - 484 с.

18. Хмельнюк, М.Г. Холодильні установки спеціального призначення. Підручник / М.Г. Хмельнюк, О.С. Помазко – Херсон: Гринь Д.С., 2013. - 488 с.

19. Тітлов О. С., Горикін С. Ф. Холодильне обладнання підприємств харчової промисловості : навч. посібник. Львів : Новий Світ - 2000, 2012. 286 с.

20. Домарецький В. А., Остапчук М. В., Українець А. І. Технологія харчових продуктів : підручник. Київ : НУХТ, 2003. 572 с.

21. Масліков М. М. Холодильна технологія харчових продуктів : навч. посіб. Київ : НУХТ, 2007. 335 с.

зам. інв.№  
Підпис і дата  
інв.№оригин.

Змін.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

00.БКР.142.008.001-ПЗ