

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)

« ____ » _____ 2025 р.

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Валентин Петренко
(підпис) (ім'я та прізвище)

« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ БАКАЛАВРА

зі спеціальності 142 Енергетичне машинобудування
(код та назва спеціальності)

освітньо-професійної програми _____

Холодильні техніка та технологія

на тему: Проект холодильника консервного заводу місткістю 2000 т. у м. Київ.

Виконав: здобувач 4 курсу, групи ХМ-4-4

_____ Романчук Олександр Анатолійович
(прізвище, ім'я, по батькові повністю)

(підпис)

Керівник Іващенко Наталія
(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 – 2025 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.

“10” квітня 2025 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Романчука Олександра Анатолійовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Проект холодильника консервного заводу місткістю 2000 т. у м. Київ.

керівник роботи к.т.н., доц. Іващенко Н.В.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від 10.04.2025 року № 218-кв

2. Строк подання здобувачем роботи 05.06.2025 року

3. Вихідні дані до роботи Для сировини передбачено 2 камери, для консервів 3 камери, теплоізоляція холодильних камер – ППУ. Система охолодження аміачна безпосередня.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Розробка технологічної схеми холодильного оброблення продукції на підприємстві 2. Розрахунок тривалості холодильного оброблення продукції 3. Техніко-економічне обґрунтування прийнятих технічних рішень 4. Визначення основних розмірів та планування холодильника 5. Розрахунок ізоляційних конструкцій холодильника 6. Розрахунок теплонадходжень до охолоджених приміщень 7. Визначення теплового навантаження на обладнання камер та компресор 8. Вибір структури системи охолодження та типу холодильної установки 9. Вибір розрахункового робочого режиму, побудова циклу та розрахунок холодильної машини 10. Вибір теплообмінних апаратів (випарник, конденсатор) 11. Розрахунок та вибір теплообмінного обладнання холодильних камер 12. Розрахунок та вибір допоміжного обладнання 13. Визначення гідравлічного опору 14. Вибір насосів та вентиляторів 15. Розрахунок техніко-економічних показників 16. Охорона праці 17. Список використаної літератури

5. Перелік графічного матеріалу

1. План будівлі

2. Гідравлічна схема 3. Розріз будівлі

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання 10.04.2025

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів виконання кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
	Отримання завдання на кваліфікаційну роботу	10.04-16.04.2025	
	Виконання розділів кваліфікаційної роботи	16.04.25-26.05.25	
	Оформлення ПЗ, презентація, консультація з розділів	26.05-05.06.2025	

Здобувач _____
(підпис)

Керівник роботи _____
(підпис)

Романчук О.А. _____
(прізвище та ініціали)

Грищенко Р.В. _____
(прізвище та ініціали)

Анотація

Проект холодильника консервного заводу місткістю 2000 тонн у місті Києві, передбачає зберігання замороженої сировини, а також консервів. Структура включає дві камери для сировини та три для консервів, організовані для мінімізації зовнішніх стін і периметру холодильного контуру. Всі камери з'єднані з вантажним тамбуром для зручного доступу до експедиції та транспортування. Теплоізоляція камер здійснена за допомогою матеріалу ППУ, розраховано теплові навантаження для вибору основного та допоміжного обладнання. Система охолодження на базі аміачної безпосередньої системи використовує сучасне обладнання GEA Grasso, з повітряними охолоджувачами та випарним конденсатором.

Ключові слова: консервний завод, аміак, R717, теплоізоляція ППУ, замороження.

Abstract

The project of a refrigeration facility for a canned food factory with a storage capacity of 2,000 tons in Kyiv is designed to accommodate both frozen raw materials and canned products. The layout includes two chambers for raw materials and three for canned goods, arranged to minimize the surface area of external walls and the perimeter of the refrigeration circuit. All chambers are connected to a loading vestibule, ensuring convenient access to the dispatch area and transport platforms. The chambers are insulated using polyurethane foam (PUF), and thermal loads have been calculated to support the selection of primary and auxiliary equipment. The cooling system is based on a direct ammonia cycle, utilizing modern GEA Grasso equipment, with air coolers and an evaporative condenser.

Keywords: canned food factory, ammonia, R717, PUF insulation, freezing.

					00.KP.142.008.004.ПЗ			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розробив</i>		<i>Романчук О.А.</i>			<i>Проект холодильника консервного заводу місткістю 2000 т. у м. Київ</i>	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Керівник</i>		<i>Іващенко Н.В.</i>					4	54
<i>Консультант</i>						<i>НУХТ, ТЕХТ, ХМ-4-4</i>		
<i>Рецензент</i>								
<i>Затвердив</i>		<i>Петренко В.П.</i>						

Зміст

1. Технологічна схема холодильника консервного заводу	6
2. Розрахунок тривалості холодильного оброблення продукції	9
3. Техніко-економічне обґрунтування прийнятих технічних рішень	11
4. Визначення основних розмірів та планування холодильника	13
5. Розрахунок ізоляційних конструкцій холодильника	15
6. Розрахунок теплонадходжень до охолоджених приміщень	18
7. Визначення теплового навантаження на обладнання камер та компресор	23
8. Вибір структури системи охолодження та типу холодильної установки	25
9. Вибір розрахункового робочого режиму, побудова циклу та розрахунок холодильної машини	26
10. Вибір теплообмінних апаратів (випарник, конденсатор)	31
11. Розрахунок та вибір теплообмінного обладнання холодильних камер	32
12. Розрахунок та вибір допоміжного обладнання	34
13. Визначення гідравлічного опору	36
14. Вибір насосів та вентиляторів	40
15. Розрахунок техніко-економічних показників	41
16. Охорона праці	49
17. Список використаної літератури	53

					00.KP.142.008.004.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

1. Технологічна схема холодильника консервного заводу

Проект холодильного комплексу консервного заводу передбачає повний цикл обробки м'ясної продукції — від приймання та короткочасного зберігання сировини до виготовлення консервів, їх охолодження та тривалого зберігання.

Находження та приймання сировини

Заморожена сировина (яловичина і свинина в напівтушах або чвертинах) надходить автотранспортом з м'ясопереробних підприємств. Після розвантаження проводиться зважування, верифікація товарно-супровідних документів, перевірка санітарного стану та температури продукції. Допустима температура приймання — до -15°C .

Всі операції здійснюються у приміщенні експедиції з такими параметрами:

- температура повітря: -12°C ;
- відносна вологість: 80–85%;
- швидкість повітряного потоку: 0,1–0,15 м/с (природна вентиляція);
- відсутність штучного охолодження.

Охолодження забезпечується за рахунок тепловтрат із суміжних холодильних камер та допустимого теплонадходження від продукції. Обсяг добового приймання — до 50 тонн (1/40 загальної місткості холодильника).

Зберігання сировини

Сировина зберігається в замороженому стані не більше 180 діб при наступних параметрах:

- температура: -20°C ;
- відносна вологість: 80–85%;
- швидкість повітря: 0,1–0,15 м/с (природна вентиляція).

Загальна місткість камер зберігання сировини — 800 тонн (40% від загальної місткості холодильника).

Розподіл за видами м'яса:

- яловичина — 25%;
- свинина — 25%;

					00.KP.142.008.004.ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- курятина — 50%.

Переробка сировини

Переробка здійснюється у спеціалізованих виробничих приміщеннях, обладнаних системами охолодження. Параметри повітряного середовища:

- температура: +12 °С;
- відносна вологість: 40–60%;
- швидкість повітря: 0,1–0,15 м/с.

Результатом технологічного процесу є консерви, які далі направляються на охолодження і зберігання.

Охолодження консервів відбувається у камерах зберігання

Консерви охолоджуються у спеціалізованих камерах за таких умов:

- температура: 0 °С;
- відносна вологість: 80–85%;
- швидкість повітря: 1,2–1,5 м/с;
- охолодження: штучне, централізоване.

Зберігання готової продукції (охолоджених консервів)

Місткість камер зберігання готової продукції становить 1 200 тонн (60% загальної місткості холодильника).

Продукція надходить з температурою +15 °С, упакована у вантажні пакети розміром 800×1200×1000 мм на піддонах. У камерах пакети розміщуються на стелажах. Параметри зберігання:

- температура: 0 °С;
- вологість: 80–85%;
- швидкість повітря: 1,2–1,5 м/с;
- охолодження: штучне, централізоване.

Максимальний термін зберігання — до 12 місяців.

Відпуск готової продукції

Відвантаження продукції здійснюється через експедиційне приміщення, де проводиться фінальний контроль. Умови експедиції:

- температура: +12 °С;
- вологість: 80–85%;

					<i>00.KP.142.008.004.ПЗ</i>	Арк.
						7
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

- швидкість повітря: 1,2–1,5 м/с;
- охолодження: відсутнє (без централізованої системи).

Для здійснення вантажних операцій передбачена автомобільна платформа. Завантаження/розвантаження відбувається за допомогою електричних навантажувачів і штабелерів із орієнтовною потужністю 5 кВт.

Таблиця 1. Температурні режими приміщень холодильника.

Назва продукту	Температура повітря, °С	Відносна вологість повітря, %	Температура продукту, що надходить, °С	Час зберігання, доба	Тип камерного обладнання
Експедиція сировини	-12	80-85	-15	-	Без штучного охолодження
Камера зберігання готової продукції	0	80-85	+15	360	Повітро-охолоджувачі
Приміщення технологічної обробки	+12	40-60	0	-	Кондиціонування повітря
Камера зберігання сировини	-20	80-85	-10	180-360	Повітро-охолоджувачі
Експедиція готової продукції	+12	80-85	0	-	Без штучного охолодження

2. Розрахунок тривалості холодильного оброблення продукції

Розрахунок тривалості охолодження консерви

Передбачається, що консерви надходять до камер зберігання з початковою температурою +15 °С, за умов температури в камерах 0 °С. У процесі охолодження температура продукції знижується до +5 °С.

Визначаю теплофізичні характеристики продукту (свинини):

- коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{\text{пр}}=0,46 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$,
- питому теплоємність $c_{\text{пр}}=3,35 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$,
- коефіцієнт температуропровідності, $a_{\text{пр}}=11,8\cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$.

Визначаю теплофізичні характеристики повітря для температури у камері:

- коефіцієнт теплопровідності повітря $\lambda_{\text{пвт}}=0,0217 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$,
- коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря $\nu_{\text{пвт}}=11,13\cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$,
- коефіцієнт температуропровідності повітря, $a_{\text{пвт}}=13,24\cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Розраховую коефіцієнти тепловіддачі з поверхні консерви до рухомого повітря:

$$\alpha = \text{Nu}\lambda_{\text{пвт}} / \delta$$

де δ – товщина котлети, приймаю 0,1 м; Nu – критерій Нуссельта, порядок визначення якого залежить від руху повітря.

Для рухомого повітря:

$$\text{Nu} = 0,17\text{Re}^{0,7}$$

де Re – критерій Рейнольдса для повітря:

$$\text{Re} = w_{\text{пвт}}\delta / \nu_{\text{пвт}}$$

де w – швидкість руху повітря, приймаю 3 м/с.

$$\text{Re}=3\cdot 0,1/11,13\cdot 10^{-6}=26954,2.$$

$$\text{Nu}=0,17\cdot 26954,2^{0,7}=214,7$$

$$\alpha=214,7\cdot 0,0217/0,1=46,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К}).$$

									Арк.
									9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.КР.142.008.004.ПЗ				

Визначальним розміром буде половина товщини консерви (пластини, оскільки діаметр значно більше за висоту)

$$R = \delta/2 = 0,1/2 = 0,05 \text{ м.}$$

Розраховую критерій Біо: $Bi = \alpha R / \lambda_{пр}$.

$$Bi = 46,6 \cdot 0,05 / 0,46 = 0,51.$$

Розраховую безрозмірнісну температуру на поверхні консерви в кінці охолодження, попередньо прийнявши температуру поверхні консерви $+5^\circ\text{C}$:

$$\theta_R = \frac{t_{пов} - t_{кам}}{t_0 - t_{кам}}$$

$$\theta_R = \frac{+5 - 0}{+15 - 0} = 0,33$$

За графіком безрозмірної температури на поверхні пластини знаходжу число Фур'є: $Fo = 25$.

Час охолодження: $\tau = FoR^2/a_{пр}$.

$$\tau = 2 \cdot 0,05^2 / (11,8 \cdot 10^{-8}) = 42372 \text{ с.} = 11,8 \text{ години}$$

Розрахунок витрату холоду на заморожування

Розраховую витрату холоду на охолодження:

$$Q = m(h_{поч} - h_{кін}), \text{кВт.}$$

де m - маса продукт, що надходить на зберігання $m = 2000/40 = 50$ т/добу = $0,58$ кг/с; $h_{поч}$, $h_{кін}$ – початкова і кінцева ентальпія продукту, кДж/кг.

Початкова ентальпія продукту для температури $+5^\circ\text{C}$ становитиме:

$$h_{поч} = 228 \text{ кДж/кг}$$

$$Q = 0,58 \cdot (280 - 247) = 19,1 \text{ кВт.}$$

					00.КР.142.008.004.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

3. Техніко-економічне обґрунтування прийнятих технічних рішень

Вибір холодильного агенту

Для проектованої холодильної установки обрано аміак (NH_3) як робочий холодильний агент. Даний вибір обґрунтовується низкою переваг:

- **Економічна ефективність:** аміак є найбільш економічно вигідним холодильним агентом серед усіх доступних альтернатив
- **Екологічна безпека:** має нульовий потенціал руйнування озонового шару ($\text{ODP} = 0$) та незначний потенціал глобального потепління ($\text{GWP} = 0$), що робить його екологічно нейтральним при незначних витоках
- **Високі термодинамічні характеристики:** забезпечує максимальний коефіцієнт енергетичної ефективності, що призводить до суттєвого зниження енергоспоживання
- **Природна індикація витоків:** характерний різкий запах аміаку дозволяє швидко виявити місця розгерметизації системи

Конфігурація системи охолодження

Централізована система

Прийнято рішення про використання централізованої системи охолодження з наступних міркувань:

- **Наявність великогабаритних камер зберігання** робить недоцільним застосування децентралізованих систем високої потужності
- **Концентрація всього холодильного обладнання в єдиному машинному приміщенні** забезпечує:
 - Спрощення технічного обслуговування та ремонту
 - Підвищення рівня безпеки експлуатації
 - Покращення контролю над роботою системи
 - Зниження експлуатаційних витрат

					00.KP.142.008.004.ПЗ	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Безпосередня система охолодження

Обрано систему безпосереднього охолодження (direct expansion system), що забезпечує:

- Підвищення енергетичної ефективності завдяки відсутності проміжного теплоносія
- Зниження температури кипіння холодильного агента на 5°C порівняно з системами з проміжним охолодженням
- Мінімізацію теплових втрат у системі

Система повітророзподілу

Для охолодження камер зберігання застосовано систему примусової циркуляції повітря, що обґрунтовується:

- Необхідністю забезпечення інтенсивного теплообміну
- Постійним виділенням теплоти плодоовочевою продукцією внаслідок процесів дихання
- Потребою у рівномірному розподілі температури по об'єму камери

Тип конденсатора

Для відведення теплоти конденсації обрано випарний конденсатор, що забезпечує ефективне охолодження холодильного агента при мінімальних енергетичних витратах.

					00.KP.142.008.004.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

4. Визначення основних розмірів та планування

ХОЛОДИЛЬНИКА

Розрахунок будівельної площі камер проводиться за наступною формулою:

$$F_k = \frac{E_k}{q_v \cdot h \cdot \beta}, \text{ м}^2;$$

де E_k – місткість камери, т; q_v – норма завантаження на 1 м^3 камери, т/ м^3 ; h – висота вантажного штабелю, м; β – коефіцієнт використання будівельної площі.

Норма завантаження для умовного вантажу $q_v=0,35$ т/ м^3 .

Висота вантажного штабелю приймаю $h=4,5$ м. Будівельна висота 6000 мм.

Коефіцієнт використання: $\beta =0,85$.

Кількість будівельних прямокутників, з урахуванням сітки колон 6х6м:

$$n_p = F_k / (6 \cdot 6), \text{ шт};$$

Для всіх камер зберігання продукції на підставі однакової норми завантаження:

$$F_k = \frac{2000}{0,35 \cdot 4,6 \cdot 0,85} = 1461,5 \text{ м}^2, n_p = 1461,5 / (6 \cdot 6) = 40,5 \text{ шт.}$$

Приймаю п'ять камер: $F=8 \cdot 36=288$ м^2 кожна.

Приймаю дві камери зберігання сировини: $F=8 \cdot 36=288$ м^2 кожна.

Приймаю три камери зберігання готової продукції: $F=8 \cdot 36=288$ м^2 кожна.

Дійсна місткість камер:

$$E_k = F \cdot h_{\text{ван}} \cdot \beta \cdot q_v, \text{ т};$$

де норма навантаження для м'яса $q_v=0,35$ т/ м^3 , для консервів $q_v=0,65$ т/ м^3 .

Для камери зберігання м'яса:

Камера №1, 2 $E_k=288 \cdot 4,5 \cdot 0,85 \cdot 0,35=385,6$ т.

									Арк.
									13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.KP.142.008.004.ПЗ				

Для камер зберігання консервів:

Камера №3, 4, 5 $E_k=288 \cdot 4,5 \cdot 0,85 \cdot 0,65=716$ т.

• Крім того, до складу об'єкта включаю: цех товарної обробки, машинне відділення та службово-допоміжні приміщення.

• Машинне відділення приймається з орієнтовною площею, що становить 15% від загальної площі холодильних камер:

$288 \times 6 \times 0,15 = 216$ м² (площа округлена до цілої кількості будівельних модулів/прямокутників).

• Службові та допоміжні (виробничі) приміщення приймаються з площею, яка становить 50% від площі холодильних камер:

$288 \times 6 \times 0,5 = 1\,080$ м² (також округлено до відповідної кількості будівельних прямокутників).

Планування приміщень холодильника – рис.1.

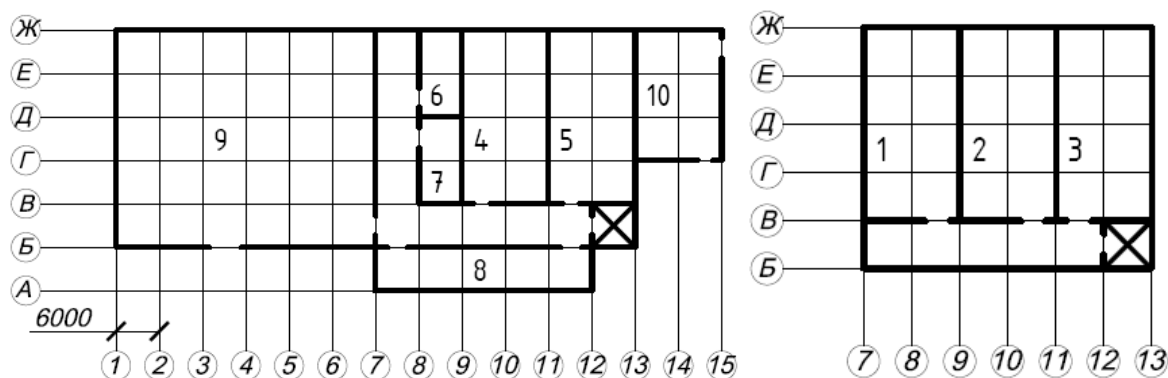


Рис. 1. Планування холодильника:

1, 2 – камери зберігання замороженої сировини -20⁰С; 3, 4, 5 - камера зберігання готової продукції 0⁰С; 6, 7 – експедиції замороженої та охолодженої продукції 0/-20⁰С; 8 – автомобільна платформа; 9 – службові та виробничі приміщення; 10 – машинне відділення.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

00.КР.142.008.004.ПЗ

Арк.

14

5. Розрахунок ізоляційних конструкцій

ХОЛОДИЛЬНИКА

Розрахунок теплоізоляційного шару проведено у відповідності з температурними режимами камер.

Приймаю зовнішні стіни залізобетонні (згідно завдання), а внутрішні з цегли.

У якості теплоізоляційного матеріалу приймаю: для зовнішніх та внутрішніх стін – плити ППУ. Технічна характеристика: коефіцієнт теплопередачі $0,035 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Потрібна товщина теплоізоляційного шару:

$$\delta_{\text{із}} = \lambda_{\text{із}} \left[\frac{1}{k_0} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{н}}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} \right) \right], \text{ м};$$

де $\delta_{\text{із}}$, δ_i - товщини теплоізоляційного та будівельного шарів відповідно, м; $\alpha_{\text{в}}, \alpha_{\text{н}}$ - коефіцієнти тепловіддачі внутрішньої та зовнішньої поверхні стін відповідно, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $\lambda_{\text{із}}$, λ_i - коефіцієнти теплопровідності теплоізоляційного та будівельних шарів відповідно, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; k_0 – коефіцієнт теплопровідності огорож, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Розрахункове значення теплоізоляційного шару треба збільшити до стандартного (25 мм, 50мм, 100мм), тоді дійсний коефіцієнт теплопровідності:

$$k_{\text{д}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{в}}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}} + \frac{\delta_{\text{із}}^{\text{пр}}}{\lambda_{\text{із}}}}, \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$$

- де $\delta_{\text{із}}^{\text{пр}}$ - прийнята, або стандартна товщини теплоізоляції, м.

Конструкції та властивості прошарків зведено до таблиці 1.

					00.KP.142.008.004.ПЗ	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2. Склад та теплофізичні властивості огорожі холодильника.

Тип огороження	Найменування шарів огороження	Товщина δ_i , м	Коеф. тепло- провідності λ_i , Вт/(м·К)	Термічний опір $R_i = \delta_i / \lambda_i$, м ² ·К/Вт
Покриття	1. 5 шарів гідроізолю на бітумній мастиці	0,012	0,3	0,04
	2. Бетонна стяжка	0,04	1,86	0,0215
	3. Гідроізоляція	0,004	0,3	0,013
	4. Плита ППУ	-	0,035	-
	5. Залізобетонна плита	0,22	2,04	0,108
			Разом:	0,182
Підлога	1. Тяжкий бетон	0,04	1,86	0,0215
	2. Армована стяжка	0,08	1,86	0,043
	3. Плита ППУ	-	0,035	-
	4. Залізобетонна плита з електропідігрівачем	0,22	1,86	0,118
	5. Ущільнюючий насип	0,04	-	-
			Разом:	0,183
Зовнішня стіна	1. Плита залізобетонна	0,014	1,86	0,02
	2. Пароізоляція	0,004	0,3	0,013
	3. Плита ППУ	-	0,035	-
	4. Штукатурка	0,02	0,98	0,02
			Разом:	0,108
Внутрішня стіна	1. Штукатурка	0,02	0,98	0,02
	2. Цегла	0,25	0,81	0,309
	3. Штукатурка	0,02	0,98	0,02
	2. Пароізоляція	0,004	0,3	0,013
	3. Плита ППУ	-	0,035	-
	4. Штукатурка	0,02	0,98	0,02
			Разом:	0,382

Розрахунок товщини теплоізоляційного шару таблиці 3 та 4.

					00.KP.142.008.004.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Таблиця 3. Розрахунок товщини теплоізоляційного шару для камер зберігання охолоджених продуктів.

Назва огорожі	$\alpha_{\text{зов.к.}}$	$\alpha_{\text{внр.к.}}$	k^0	R^0 , м ² ·К/Вт	λ_i	$\sigma_{\text{из.м}}$	$\sigma_{\text{из.нр.м}}$	$k_{\text{н}}$
	Вт/(м ² ·К)	Вт/(м ² ·К)	Вт/(м ² ·К)		Вт/(м·К)			Вт/(м ² ·К)
Покриття	23	11	0,37	0,182	0,035	0,084	0,1	0,32
Підлога	-	11	0,41	0,183	0,035	0,076	0,1	0,32
Зов. Стіна	23	11	0,4	0,108	0,035	0,079	0,1	0,32
Внтр. Стіна	8	11	0,47	0,382	0,035	0,054	0,075	0,36
Перегородка	8	11	0,58	0,382	0,035	0,039	0,05	0,49

Таблиця 4. Розрахунок товщини теплоізоляційного шару для камер зберігання охолоджених продуктів.

Назва огорожі	$\alpha_{\text{зов.к.}}$	$\alpha_{\text{внр.к.}}$	k^0	R^0 , м ² ·К/Вт	λ_i	$\sigma_{\text{из.м}}$	$\sigma_{\text{из.нр.м}}$	$k_{\text{н}}$
	Вт/(м ² ·К)	Вт/(м ² ·К)	Вт/(м ² ·К)		Вт/(м·К)			Вт/(м ² ·К)
Покриття	23	11	0,22	0,182	0,035	0,148	0,15	0,22
Підлога	-	11	0,21	0,183	0,035	0,157	0,175	0,19
Зов. Стіна	23	11	0,23	0,108	0,035	0,144	0,15	0,22
Внтр. Стіна	8	11	0,27	0,382	0,035	0,109	0,125	0,24
Перегородка	8	11	0,58	0,382	0,035	0,039	0,05	0,49

6. Розрахунок теплонадходжень до охолоджених приміщень

Теплотехнічний розрахунок холодильних камер, на основі якого визначено необхідну холодопродуктивність установки та підбрано відповідне камерне обладнання, виконано згідно з установленими рекомендаціями.

У загальному випадку кількість теплоти, яку необхідно відвести для забезпечення заданого температурного режиму в охолоджуваному приміщенні, відводиться за допомогою повітроохолоджувачів. Під час розрахунку теплового навантаження враховано такі джерела теплонадходжень:

- Через огорожувальні конструкції приміщення Q_1 ;
- Від продукції Q_2 ;
- Від різноманітних джерел при експлуатації камер Q_4 з врахуванням технології зберігання.

Навантаження на камерне обладнання визначаю як суму всіх тепло надходжень до камери:

$$\sum Q = Q_1 + Q_2 + Q_4, \text{ Вт.}$$

Теплонадходження через конструкції огорож:

$$Q_1 = k_d \cdot F \cdot \theta, \text{ Вт.}$$

- де k_d – дійсний коефіцієнт теплопередачі огорожі з розрахунків товщини ізоляційного шару, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; F – розрахункова площа поверхні огорожі, м^2 ; θ - розрахункова різниця температур:

$$\theta = \Delta t_T + \Delta t_c, \text{ } ^\circ\text{C};$$

- де Δt_T - розрахункова різниця температур між зовнішнім та внутрішнім повітрям, $^\circ\text{C}$; Δt_c - надлишкова різниця температур за рахунок

									Арк.
									18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.KP.142.008.004.ПЗ				

дії сонячної радіації (якщо поверхня огорожі має контакт з зовнішнім повітрям), °С.

Температура ґрунту під камерами приймається +1°С, оскільки там є підігрівач.

Температура зовнішнього середовища приймається для літнього періоду +31°С.

Розрахунок площі огорожі проводиться по вісям огорож, тому розрахункова довжина збільшується на товщину огорожі, а розрахункова висота буде становити 6,5 м.

Різниця температур для внутрішніх огорож розраховується як 70% від різниці температур для зовнішніх огорож.

Розрахунок теплонадходжень Q_1 таблиця 4.

Тепло надходження від продукції:

$$Q_2 = Q_{2\text{ван}} + Q_{2\text{тар}}, \text{ Вт};$$

- де $Q_{2\text{ван}}$ - тепло надходження від холодильної обробки продуктів, Вт; $Q_{2\text{тар}}$ - тепло надходження від холодильної обробки тари, Вт.

Теплонадходження від холодильної обробки продуктів

$$Q_{2\text{ван}} = M_{\text{пр}} \cdot \Delta i \cdot \frac{1}{24 \cdot 3600}, \text{ кВт};$$

- де $M_{\text{пр}}$ - добове надходження продуктів, прийняте 50 т/добу для камер зберігання консервів, для камер зберігання сировини 33% від місткості камери; Δi - різниця питомих ентальпій за початкової та кінцевої температур, кДж/кг.

Теплонадходження від холодильної обробки тари

$$Q_{2\text{тар}} = M_{\text{т}} \cdot c_{\text{т}} \cdot (t_1 - t_2) \cdot \frac{1}{24 \cdot 3600}, \text{ кВт};$$

- де $M_{\text{т}}$ - добове надходження тари, т/доб [2]:

$$M_{\text{т}} = 0.15 \cdot M_{\text{пр}}, \text{ т.}$$

					<i>00.KP.142.008.004.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

c_T – питома теплоємність (картонної або дерев'яної) тари, кДж/(кг·К)
[2]:

$$c_T = 2,3 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

Розрахунок теплонадходжень від холодильної обробки продуктів та тари таблиця 5.

Теплонадходження експлуатаційні:

$$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4, \text{ Вт};$$

- де q_1 - теплонадходження від людей, що перебувають у камері, Вт; q_2 - теплонадходження від відкриття дверей, Вт; q_3 - теплонадходження від освітлення, Вт; q_4 - теплонадходження від електродвигунів, Вт.

$$q_1 = 350 \cdot n, \text{ Вт};$$

де n – кількість працюючих людей, $n=3$.

$$q_2 = V \cdot F, \text{ Вт};$$

де V – питома теплонадходження від відкриття дверей, Вт/м²; F - площа камери, м².

$$q_3 = A \cdot F, \text{ Вт};$$

де A – питома теплонадходження від освітлення, Вт/м². Для камер зберігання $A=2,3$ Вт/м², для експедиції, приміщення фасування та приміщення розташування апарату $A=4,7$ Вт/м².

$$q_4 = N_{\text{ел}}, \text{ Вт};$$

де $N_{\text{ел}}$ – потужність працюючих електродвигунів, Вт.

Розрахунок експлуатаційних теплонадходжень таблиця 6.

					00.КР.142.008.004.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

Таблиця 4. Розрахунок теплонадходжень Q₁.

Назва огорожі	Напрямок	k_d , Вт/(м ² ·К)	F, м ²	Δt_r , °C	Δt_c , °C	θ , °C	Q ₁ , Вт
Камера №1 (-20)							
Стіна вн.	пн	0,24	81,3	35,7	0	35,7	697
Перегородка	сх	0,49	159,3	0	0	0	0
Стіна зовн.	пд	0,22	81,3	51	4,9	55,9	1000
Перегородка	зх	0,49	159,3	20	0	20	1561
Покриття		0,22	306,3	51	14,9	65,9	4441
Підлога		0,19	306,3	20	0	20	1164
						Разом:	8862
Камера №2 (-20)							
Стіна вн.	пн	0,24	81,3	35,7	0	35,7	697
Стіна зовн.	сх	0,22	159,3	51	7,2	58,2	2040
Стіна зовн.	пд	0,22	81,3	51	4,9	55,9	1000
Перегородка	зх	0,49	159,3	0	0	0	0
Покриття		0,22	306,3	51	14,9	65,9	4441
Підлога		0,19	306,3	20	0	20	1164
						Разом:	9341
Камера №3 (0)							
Стіна вн.	пн	0,36	81,3	22,4	0	22,4	656
Перегородка	сх	0,49	159,3	12	0	12	937
Стіна зовн.	пд	0,32	81,3	31	4,9	35,9	934
Стіна зовн.	зх	0,49	159,3	31	6	37	2888
Покриття		0,32	306,3	31	14,9	45,9	4499
Підлога		0,32	306,3	0	0	0	0
						Разом:	9913
Камера №4 (0)							
Стіна вн.	пн	0,36	81,3	22,4	0	22,4	656
Перегородка	сх	0,49	159,3	0	0	0	0
Стіна вн.	пд	0,36	81,3	22,4	0	22,4	656
Стіна зовн.	зх	0,32	159,3	31	6	37	1886
Покриття		0,32	306,3	0	0	0	0
Підлога		0,32	306,3	1	0	1	98
						Разом:	3295
Камера №5 (0)							
Стіна вн.	пн	0,36	81,3	22,4	0	22,4	656
Перегородка	сх	0,49	159,3	-20	0	-20	-1561
Стіна вн.	пд	0,36	81,3	22,4	0	22,4	656
Перегородка	зх	0,49	159,3	0	0	0	0
Покриття		0,32	306,3	0	0	0	0
Підлога		0,32	306,3	1	0	1	98
						Разом:	-152

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

00.KP.142.008.004.ПЗ

Арк.

21

Таблиця 5. Розрахунок теплонадходжень від холодильної обробки продуктів та тари.

Назва камери	$M_{пр}$ т	$i_{поч}$ кДж/кг	$i_{кон}$ кДж/кг	Δi кДж/кг	$Q_{2пр}$ Вт	Δt , °C	c_p кДж/ (К·кг)	M_T т	Q_{2T} Вт	Q_2 Вт
Камера №1	29,3	13	0	13	4409	5	2,3	4,4	585	4994
Камера №2	33	13	0	13	4965	5	2,3	5,0	659	5624
Камера №3	50	280	247	33	19097	5	2,3	7,5	998	20095
Камера №4	50	280	247	33	19097	5	2,3	7,5	998	20095
Камера №5	50	280	247	33	19097	-5	2,3	7,5	-998	18099

Таблиця 6. Розрахунок експлуатаційних теплонадходжень.

Назва камери	n	q_1 , Вт	B_1 , Вт/м ²	F_1 , м ²	q_2 , Вт	A_1 , Вт/м ²	q_3 , Вт	$N_{ель}$, Вт	q_4 , Вт	Q_4 , Вт
Камера №1	2	700	8	288	2304	2,3	662	1500	1500	5166
Камера №2	2	700	8	288	2304	2,3	662	1500	1500	5166
Камера №3	3	1050	12	288	3456	2,3	662	1500	1500	6668
Камера №4	3	1050	12	288	3456	2,3	662	1500	1500	6668
Камера №5	3	1050	12	288	3456	2,3	662	1500	1500	6668

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

00.KP.142.008.004.ПЗ

Арк.

22

7. Вибір структури системи охолодження та типу холодильної установки

Структура системи охолодження холодильника консервного заводу проєктується як відокремлена за всіма рівнями температур кипіння. Таке технічне рішення дозволяє забезпечити оптимальну роботу кожної окремої підсистеми відповідно до її робочого температурного діапазону. Розподіл систем за рівнями температур кипіння підвищує ефективність охолодження, забезпечує енергозбереження та зменшує навантаження на обладнання.

Для охолодження камер застосовується безпосередня (пряма) система охолодження. Обрана схема забезпечує циркуляцію холодильного агента без проміжного теплоносія, що дозволяє працювати при вищій температурі кипіння. Завдяки цьому знижується споживання електроенергії та досягається більш високий коефіцієнт енергетичної ефективності.

Подача холодильного агента (аміаку) здійснюється насосно-циркуляційним способом. Цей метод покращує теплообмін у випарювальному обладнанні камер за рахунок стабільної циркуляції рідини, що забезпечує рівномірне охолодження та сприяє поліпшенню умов зберігання продукції (зменшення втрат маси через усихання та підтримання стабільної температури).

Для забезпечення стабільної подачі рідкого аміаку до насосів та створення необхідного гідростатичного тиску у системі передбачено встановлення вертикального циркуляційного ресивера. Цей тип ресивера займає менше місця у машинному відділенні та ефективно виконує функцію відокремлення рідкої та парової фаз аміаку, що повертається з камери, підвищуючи стабільність роботи системи охолодження.

Також передбачено встановлення дренажного ресивера. Його призначення — приймання рідкого аміаку під час процесів відтаювання

					00.KP.142.008.004.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

повітроохолодників, а також збирання холодильного агенту під час технічного обслуговування, ремонту або випробування окремих елементів обладнання.

					00.КР.142.008.004.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

8. Визначення навантаження на обладнання камер та компресор

При розрахунку навантаження враховано, що навантаження на камерне обладнання складає 100% для всіх видів теплонадходжень, а навантаження на компресор Q_1 -80%, Q_2 -100%, Q_4 -50%, згідно [2]. Розрахунок навантаження на камерне обладнання та компресор таблиця 7.

Розрахунок навантаження на камерне обладнання та компресор зведено до таблиці 7.

Таблиця 7. Розрахунок навантаження на камерне обладнання та компресор

Назва камери	Q ₁ , Вт		Q ₂ , Вт	Q ₄ , Вт		ΣQ, Вт	
	(КО)	(КМ)		(КО)	(КМ)	(КО)	(КМ)
Камера №1 яловичина	8862	7090	4994	5166	2583	19022	14666,6
Камера №2 свинина	9341	7473	5624	5166	2583	20131	15679,8
Камера №3 готова продукція	9913	7930	20095	6668	3334	36676	31359,4
Камера №4 готова продукція	3295	2636	20095	6668	3334	30058	26065
Камера №5 готова продукція	-152	-122	18099	6668	3334	24615	21311,4

Навантаження на компресор з врахуванням 22 годин роботи (найбільше навантаження):

$$Q_0 = \Sigma Q \cdot k / 0,9, \text{ Вт};$$

де k – коефіцієнт, що враховує втрати в трубопроводах, для температури в камері -20°C $k=1,09$, для температури в камері 0°C $k=1,04$.

$$Q_{0(0)} = (78735) \cdot 1,04 / 0,9 = 90982,7 \text{ Вт.}$$

$$Q_{0(-20)} = (30347) \cdot 1,09 / 0,9 = 36753 \text{ Вт.}$$

(у коефіцієнтах вказані температури повітря в камерах)

					<i>00.KP.142.008.004.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

9. Вибір розрахункового робочого режиму, побудова циклу та розрахунок холодильної машини

Температура кипіння:

$$t_0 = t_{\text{пов}} - (7 \div 10) \text{ } ^\circ\text{C}.$$

де $t_{\text{пов}}$ – температура повітря, $^\circ\text{C}$.

$$t_0 = 0 - 7 = -7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$t_0 = -20 - 7 = -27 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура конденсації для безпосередньої системи.

Температуру конденсації приймаю згідно графіку [1 с.72 р.11.1] та попередньо прийнятому тепловому навантаженні $q = 2.5 \text{ кВт/м}^2$:

$$t_{\text{MT}} = 23 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad t_{\text{K}} = 36 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

де t_{MT} – температура мокрого термометра при параметрах зовнішнього повітря, $^\circ\text{C}$.

Температура всмоктування.

$$t_{\text{BC}} = t_0 + (5 \div 10) \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{BC}} = -7 + 5 = -2 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$t_{\text{BC}} = -27 + 5 = -22 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура всмоктування компресорів другого ступеня відповідає температури насичення проміжної посудини.

Температура переохолодження.

Переохолодження у конденсаторі приймаю $5 \text{ } ^\circ\text{C}$.

					00.KP.142.008.004.ПЗ	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Побудова циклу холодильної машини на температуру кипіння -7°C.

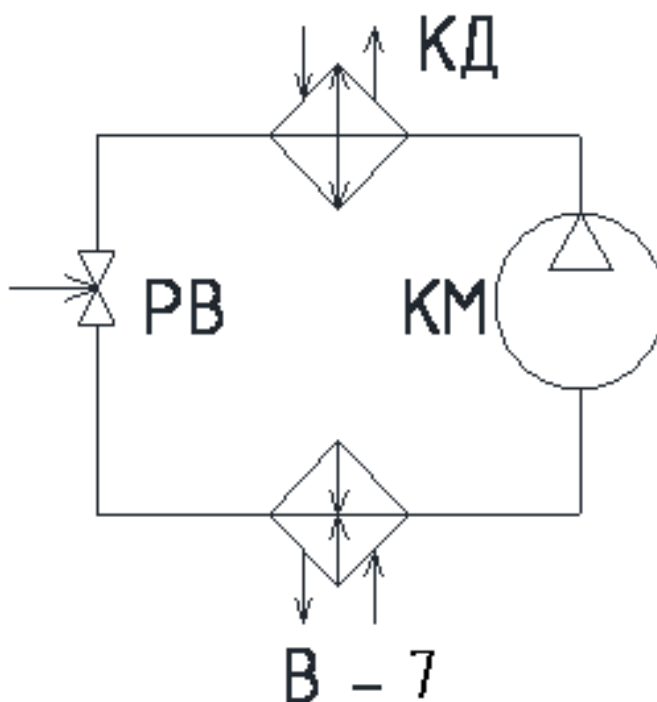


Рис. 3. Схема холодильної машини на температуру кипіння -7°C.
 Параметри характерних точок зводжу до таблиці 8.

Таблиця 8. Параметри характерних точок.

Параметри	1'	1	2	3	4
Р, МПа	0.32	0.32	1.4	1.4	0.32
t, °C	-7	-2	104	31	-7
h, кДж/кг	1453	1466	1681	342	342
v, м³/кг	0.37	0.38	0.12	0.0018	0.05

Розрахунок холодильної машини на температуру кипіння -7°C.

Масова витрата холодильного агента на компресор:

$$M = Q_{o(-7)} / (h_1 - h_4), \text{ кг/с}; M = 90,98 / 1111 \cdot 10^3 = 0,082 \text{ кг/с};$$

Тепловий розрахунок холодильних машин таблиця 9.

Таблиця 9. Тепловий розрахунок холодильних машин.

Параметр, розрахункова формула та од. вимірювання	$t_0 = -7^{\circ}\text{C}$
Питома холодопродуктивність: $q_0 = h_1' - h_4$, кДж/кг	1111
Масова витрата: $M = Q_0/q_0$, кг/с	0.082
Об'ємна витрата: $V = M \cdot v_{вс}$, м ³ /с	0.031
Коефіцієнт подачі [5]: $\lambda = \lambda_{\omega} \cdot \lambda_i$	0.69
Коефіцієнт невидимих втрат $\lambda_{\omega} = T_0/T_k$	0.86
Коефіцієнт втрат мертвого простору та депресії клапанів: $\lambda_i = \frac{p_o - \Delta p_o}{p_o} - c \left[\left(\frac{p_k + \Delta p_o}{p_o} \right)^{\frac{1}{n_p}} - \frac{p_o - \Delta p_o}{p_o} \right]$	0.8
Коефіцієнт мертвого простору: c	0.03
Депресія при всмоктуванні: $\Delta p_o = 0,1 p_{н.т}$, МПа	0.03
Депресія при нагнітанні: $\Delta p_k = 0,1 p_{в.т}$, МПа	0.154
Дійсна об'ємна витрата: $V_d = V/\lambda$, м ³ /с	0.045
Дійсна масова витрата: $M_d = V_{д.пр} \cdot \lambda / v_{вс}$, кг/с	0.08
Дійсна холодопродуктивність: $Q_0 = M_d \cdot q_0$, кВт	88,4
Теоретична потужність стисання: $N_T = M_d \cdot (h_{наг} - h_{всм})$, кВт	17,2
Індикаторна потужність стисання: $N_i = N_T / \eta_i$, кВт	20,2
Індикаторний ккд компресора, [5]: $\eta_i = \lambda_{\omega} + v \cdot t_o$, $v = 0,001$ (для аміака)	0.85
Ефективна потужність на валу компресора $N_e = N_i / \eta_{мех}$, кВт (механічний ккд компресора $\eta_{мех} = 0,9$)	22,5
Потрібна потужність електродвигунів: $N_{ел} = N_e / \eta_{ел}$, кВт (ккд електродвигуна $\eta_{ел} = 0,9$)	25

Прийнято два холодильних агрегати фірми GEA Grasso RCA 46 W на базі поршневого компресору RCA 66 W, що має $V_{д.пр} = 130 \cdot 2 \text{ м}^3/\text{Год} = 0,072 \text{ м}^3/\text{с}$, з електродвигуном 15 кВт.

					00.KP.142.008.004.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

Побудова циклу холодильної машини на температуру кипіння - 27°C.

Параметри характерних точок зводжу до таблиці 10.

Таблиця 10. Параметри характерних точок.

Параметри	1'	1	2	3	4
P, МПа	0,152	0,152	1.4	1.4	0,152
t, °C	-27	-22	140	31	-27
h, кДж/кг	1430	1440	1785	342	342
v, м ³ /кг	0.77	0.79	0,144	0,0017	0,147

Розрахунок холодильної машини на температуру кипіння -27°C.

Масова витрата холодильного агента на компресор:

$$M = Q_{o(-27)} / (h_1' - h_4), \text{ кг/с}; M = 36,75 / 1098 \cdot 10^3 = 0,033 \text{ кг/с};$$

Тепловий розрахунок холодильних машин таблиця 11.

Таблиця 10. Тепловий розрахунок холодильних машин.

Параметр, розрахункова формула та од. вимірювання	t ₀ = -27°C
Питома холодопродуктивність: q _o = h _{1'} - h ₄ , кДж/кг	1098
Масова витрата: M = Q _o / q _o , кг/с	0.033
Об'ємна витрата: V = M · v _{вс} , м ³ /с	0.026
Коефіцієнт подачі для гвинтового компресору [5]: λ	0.82
Дійсна об'ємна витрата: V _д = V / λ, м ³ /с	0.032
Дійсна масова витрата: M _д = V _{д.пр} · λ / v _{вс} , кг/с	0.066
Дійсна холодопродуктивність: Q _o = M _д · q _o , кВт	73,1
Теоретична потужність стисання: N _т = M _д · (h _{наг} - h _{всм}), кВт	16,2
Індикаторна потужність стисання: N _і = N _т / η _і , кВт	18
Індикаторний ккд компресора, [5]: η _і = λ _ω + v · t _o , v = 0,001 (для аміака)	0.90
Ефективна потужність на валу компресора N _е = N _і / η _{мех} , кВт (механічний ккд компресора η _{мех} = 0,9)	20
Потрібна потужність електродвигунів: N _{ел} = N _е / η _{ел} , кВт (ккд електродвигуна η _{ел} = 0,9)	22,2

Прийнято холодильний агрегат фірми GEA Grasso на базі гвинтового компресору типу С-53, що має $V_{д.пр} = 231 \text{ м}^3/\text{год} = 0,064 \text{ м}^3/\text{с}$, з електродвигуном 25 кВт.

Розрахунок витрати води на охолодження мастила

Оскільки мастило гвинтового компресору охолоджується за рахунок подачі води, необхідно провести розрахунок об'ємної витрати води. Мастило у гвинтовому компресорі відбирає тепло, що відповідає різниці точок $2p$ та $2'$. Тоді об'ємна витрата води на охолодження мастила:

$$M_m = \frac{M(h_{2'} - h_{2p})}{c \cdot \rho \cdot \Delta t}, \text{ м}^3/\text{с};$$

де $h_{2'}$ - ентальпія реальної точки кінця стиснення, кДж/кг; h_{2p} - ентальпія точки максимально допустимої температури 80°C , $h_{2p} = 1620$ кДж/кг; c - теплоємність води, $c = 4200$ Дж/(кг·К); ρ - густина води 1000 кг/м³; Δt - нагрів води у мастило охолоднику, $\Delta t = 5^\circ\text{C}$.

$$h_{2'} = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_i} = 1440 + \frac{1785 - 1440}{0.9} = 1812 \text{ кДж/кг.}$$

$$M_m = \frac{0.066(1812 - 1620) \cdot 10^3}{1000 \cdot 4200 \cdot 5} = 0.0006 \text{ м}^3/\text{с.}$$

					<i>00.КР.142.008.004.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

10. Розрахунок та вибір тепломасообмінних апаратів (випарник, конденсатор, градирня)

Розрахунок конденсатора

Теплове навантаження на випарний конденсатор:

$$Q_k = \Sigma Q_o + \Sigma N_i + N_M, \text{ кВт.}$$

$$Q_k = 88,4 + 20,2 + 73,1 + 18 + 12,6 = 212,3 \text{ кВт.}$$

Де N_M – теплота, що відводиться від мастила для гвинтових компресорів:

$$N_M = 0.0006 \cdot 1000 \cdot 4200 \cdot 5 = 12600 \text{ Вт} = 12,6 \text{ кВт.}$$

При тепловому навантаженні на випарний аміачний конденсатор $q = 2.5$ кВт/м² необхідна площа теплообміну:

$$F = Q_k / (k \cdot \Delta t) = 212,3 \cdot 10^3 / 2500 = 84,9 \text{ м}^2.$$

Прийнято конденсатор ИК-100 з площею теплообміну $F = 100 \text{ м}^2$, що задовольняє розрахунку. Довжина 2940 мм, ширина 3684 мм, висота 2535 мм, число вентиляторів 4, потужність вентиляторів 5,6 кВт, витрата води на поповнення 0,0133 м³/с, маса 3950 кг.

					00.КР.142.008.004.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

11. Розрахунок та вибір теплообмінного обладнання холодильних камер

Розрахунок повітроохолодників

Необхідна охолодна поверхня повітроохолодника визначається за формулою:

$$F=Q_0/(k\cdot\Theta), \text{ м ;}$$

де F – охолодна поверхня повітроохолодника, м^2 ; Q_0 – розрахункове теплове навантаження на повітроохолодник, Вт/с ; k – коефіцієнт теплопередачі від холодоагента до повітря, $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$; Θ – перепад температур між повітрям камери і холодоагентом у батареї повітроохолодника, $^\circ\text{C}$.

- Розрахунковий температурний перепад між повітрям камери та холодоагентом прийнято на рівні 7°C .

- У практичних розрахунках для більшості повітроохолодників, виконаних з ребристих труб та призначених для роботи в умовах холодильних камер, прийнято наступні коефіцієнти теплопередачі (віднесені до зовнішньої ребристої поверхні):

- $17,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ — за температури холодоагента -7°C ;
- $14 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ — за температури холодоагента -27°C .

Ці значення враховують тепловий опір шару снігової шуби та швидкість повітря в живому перерізі охолодної батареї $3\text{--}5 \text{ м/с}$.

- Необхідну кількість повітроохолодників визначено з умови забезпечення рівномірного розподілу температурного та швидкісного полів повітря у холодильній камері.

- Розрахунок і підбір повітроохолодників наведено в таблиці 11.

										Арк.
										32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.КР.142.008.004.ПЗ					

Таблиця 11. Розрахунок та вибір повітроохолодників.

Назва камери	Q_0 , Вт	k , Вт/(м ² ·К)	Θ , °С	F , м ²	Прийнято повітроохол.	Кількість	Площа теплообміну повітроохл.
Камера №1	19022	14	7	194,1	СТЕ 50 4A12W9	2	288
Камера №2	20131	14	7	205,4	СТЕ 50 4A12W9	2	288
Камера №3	36676	17,5	7	299,4	СТЕ 50 4A12W9	3	432
Камера №4	30058	17,5	7	245,4	СТЕ 50 4A12W9	2	288
Камера №5	24615	17,5	7	200,9	СТЕ 50 4A12W9	2	288

Технічні характеристики повітроохолодників:

СТЕ 50 4A12W9 - крок ребра 12 мм; площа поверхні теплообміну 144м²; витрата повітря 27315 м³/год; вентилятор потужністю 8x0.15 кВт; габаритні розміри 1184x880x70мм.

12. Розрахунок та вибір допоміжного обладнання

Лінійний ресивер

Потрібна місткість лінійного ресивера з умов заповнення на 80%:

$$V_{\text{лр}} = 0,4 \cdot V_{\text{по}}, \text{ м}^3$$

$V_{\text{по}}$ - об'єм повітроохолоджувачів на $t_0 = -7^\circ\text{C}$:

$$V_{\text{по}} = 11 \cdot 0,106 = 1,17 \text{ м}^3.$$

$$V_{\text{лр}} = 0,4 \cdot 1,17 = 0,47 \text{ м}^3.$$

Прийнято ресивер 1,5РД, що має $V_{\text{лр}} = 1,65 \text{ м}^3$.

Технічні характеристики ресивера 1,5РД:

розміри $D \times S(800 \times 8)$, $L(3610)$, умовний діаметр проходу патрубков $d_1 = 50 \text{ мм}$, $d_2 = 25 \text{ мм}$, $D_y = 1/2''$, ємність $1,65 \text{ м}^3$, вага 670 кг .

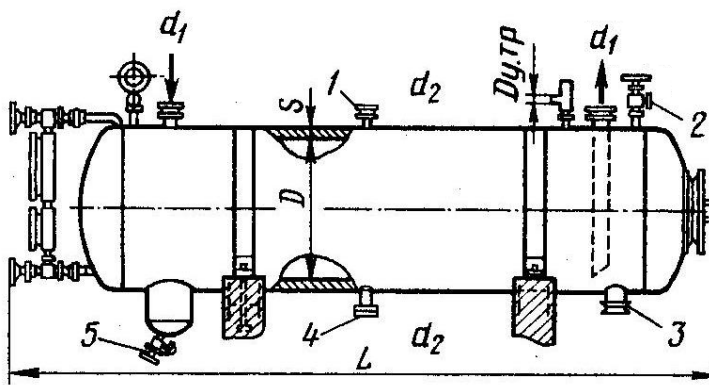


Рис. 5. Ресивер типу РД.

Дренажний ресивер

Умови вибору дренажного ресиверу:

$$V_{\text{др}} \geq 0,8 \cdot V_{(\text{по})}, \text{ м}^3;$$

де $V_{(\text{по})}$ – місткість повітроохолоджувачів найбільшої камери, м^3 .

Для камери № 6 дренажний ресивер:

$$V_{\text{др}} \geq 0,8 \cdot (3 \cdot 0,106) = 0,34 \text{ м}^3.$$

Прийнято дренажний ресивер 1,5РД, що має $V_{\text{лр}} = 1,65 \text{ м}^3$.

Місткість ресиверу повинна прийнята аміак на випадок ремонту, тому прийнятий ресивер має збільшену місткість.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

00.KP.142.008.004.ПЗ

Арк.

34

Циркуляційний ресивер

Умови вибору циркуляційного ресивера :

$$V_{\text{цр}} = K \cdot (V_{\text{нт}} + 0,5 \cdot V_{\text{по}} + V_{\text{вт}}), \text{ м}^3;$$

де K – коефіцієнт типу ресивера, для вертикального типу $K=2$; $V_{\text{нт}}$ - об'єм нагнітального трубопроводу насоса, (умовно) $V_{\text{нт}}=0,05 \text{ м}^3$; $V_{\text{вт}}$ - об'єм всмоктувального трубопроводу насоса, (умовно) $V_{\text{вт}}=0,15 \text{ м}^3$; $V_{\text{по}}$ - об'єм повітроохолоджувачів, м^3 .

$t_o = -7^\circ\text{C}$:

$$V_{\text{цр}} = K \cdot (V_{\text{нт}} + 0,5 \cdot V_{\text{по}} + V_{\text{вт}}) = 2 \cdot (0,15 + 0,5 \cdot (7 \cdot 0,106) + 0,05) = 1,14 \text{ м}^3,$$

прийнято 1,5РДВ, що має $V_{\text{цр}}=1,4 \text{ м}^3$.

$t_o = -27^\circ\text{C}$:

$$V_{\text{цр}} = K \cdot (V_{\text{нт}} + 0,5 \cdot V_{\text{по}} + V_{\text{вт}}) = 2 \cdot (0,15 + 0,5 \cdot (4 \cdot 0,106) + 0,05) = 0,82 \text{ м}^3,$$

прийнято 1,5РДВ, що має $V_{\text{цр}}=1,4 \text{ м}^3$.

Технічні характеристики ресивера 1,5РДВ^а:

розміри $D \times S$ (800x10), H (4510), умовний діаметр проходу патрубків $d_1=200\text{мм}$, $d_2=80\text{мм}$, $d_3=40\text{мм}$, $d_4=15\text{мм}$, ємність $4,46\text{м}^3$, вага 790кг .

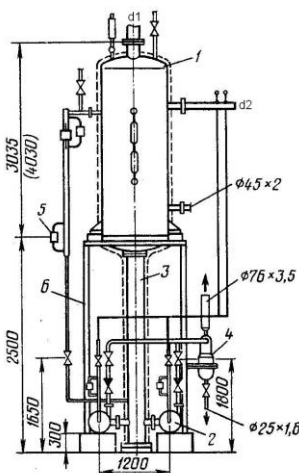


Рис. 6. Ресивер типу РДВ.

									Арк.
									35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.КР.142.008.004.ПЗ				

13. Визначення гідравлічного опору

Визначення гідравлічного опору для камери №3.

Гідравлічний опір, що долає насос, складається з втрат на тертя, місцеві втрати та втрати на подолання напору гідравлічного стовпа. Для визначення цих втрат необхідно визначити швидкість руху аміаку, його густину та в'язкість і діаметр труб.

Визначаю розрахункову продуктивність насосів для забезпечення роботи камери заморожування.

$$V=M \cdot v, \text{ м}^3/\text{с};$$

де M – масова витрата аміаку, кг/с; v - питомий об'єм аміаку, м³/кг.

Оскільки насос працюють на два апарати, то продуктивність розраховуємо на дві камери, також враховую вимоги по циркуляції холодильного агента, що складають 25 разів:

$$V=25 \cdot (36676/1052 \cdot 10^3) \cdot 1,46 \cdot 10^{-3}=1,27 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Потрібний діаметр трубопроводів:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\pi \cdot \omega}}, \text{ м};$$

де ω - рекомендована швидкість аміаку, для подачі рідини $\omega=0,4$ м/с, для зворотної 1,2 м/с.

Діаметр трубопроводу напірної лінії, що подає аміак на дві камери:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,24 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,4}}=0,06 \text{ м}.$$

Приймаю трубу з сортаменту сталевих безшовних труб з внутрішнім діаметром 70 мм, товщиною стінки 3,0 мм.

Діаметр трубопроводу напірної лінії, що подає аміак на кожен повітроохолодник:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,27 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,4 \cdot 3}}=0,034 \text{ м}.$$

Приймаю трубу з сортаменту сталевих безшовних труб з внутрішнім діаметром 40 мм, товщиною стінки 2,5 мм.

									Арк.
									36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.КР.142.008.004.ПЗ				

Об'ємна витрата аміаку, що повертається до циркуляційного ресиверу з камер, при врахуванні кратності циркуляції:

$$V=M \cdot (v_{\text{пари}}/25+v_{\text{рід}} \cdot 24/25), \text{ м}^3/\text{с};$$

де $v_{\text{пари}}$ – питомий об'єм пари, $v_{\text{пари}} = 1,34 \text{ м}^3/\text{кг}$, $v_{\text{рід}}$ – питомий об'єм рідини, $v_{\text{рід}} = 1,46 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{кг}$.

$$V=25 \cdot (65250/1052 \cdot 10^3) \cdot (1,34/25+1,46 \cdot 10^{-3} \cdot 24/25)=0,014 \text{ м}^3/\text{с};$$

Діаметр трубопроводу зворотної лінії, що повертає аміак з двох апаратів:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.014}{\pi \cdot 1.2}} = 0,121 \text{ м.}$$

Приймаю трубу з сортаменту сталевих безшовних труб з внутрішнім діаметром 125 мм, товщиною стінки 4,0 мм.

Діаметр трубопроводу зворотної лінії, що повертає аміак на колектори з кожного апарату:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.014}{\pi \cdot 1.2 \cdot 3}} = 0,07 \text{ м.}$$

Приймаю трубу з сортаменту сталевих безшовних труб з внутрішнім діаметром 70 мм, товщиною стінки 3,0 мм.

Гідравлічний опір від тертя у трубопроводах :

$$\Delta p_{\text{до}} = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\omega^2}{v \cdot 2} \cdot l, \text{ Па};$$

де λ - коефіцієнт тертя, значення якого залежить від режиму руху та шорсткості труби:

$$\lambda = 0.11 \cdot \left(\frac{k}{d} + \frac{64 \cdot \mu \cdot v}{\omega \cdot d} \right)^{0.25};$$

де k - шорсткість труби, для сталевих труб $k=0,06$ мм; μ - динамічна в'язкість рідини: для подаючої лінії $\mu=2,8 \cdot 10^{-4}$ Па·с, для зворотної лінії $\mu=2,7 \cdot 10^{-4}$ Па·с;

l – довжина ділянки труби, м.

Розрахунки місцевих гідравлічних втрат зведено до таблиці 15.

Сума буде складати 729,3 Па.

										Арк.
										37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.КР.142.008.004.ПЗ					

Таблиця 16. Розрахунок гідравлічних втрат від тертя

Назва ділянки	Назва місцевих опорів визначених ділянок	Коефіцієнт місцевого опору	Перерахована швидкість, м/с	Гідравлічні втрати, Па
Насос - колектор	4 вентиля зворотній клапан фільтр вихід з ресиверу 4 повороти	40 5 8 0,5 4	0,41	7240,8
колектор - розгалуження	колектор вентиль 2 повороти	2 10 2	0,42	3383,0
розгалуження - повітроохолодник	2 повороти 1 трійник вентиль теплообмінник	2 3 10 10	0,43	6332,2
повітроохолодник - розгалуження	2 повороти 1 трійник вентиль	20 3 10	1,63	3188,3
розгалуження - колектор	колектор вентиль 2 повороти	2 10 2	1,22	757,7
розгалуження - ресивер	3 вентиля	30	1,22	1623,7

14. Вибір насосів та вентиляторів

Аміачні насоси

Насоси прийняти по необхідним значенням подачі та напору. Критерій вибору по напору виконується з умов збільшення циркуляції аміаку 25-30 раз, що необхідно для оптимального теплообміну у змійовику повітроохолоджувачів. Об'ємна подача насосів:

$$V=M \cdot v, \text{ м}^3/\text{с};$$

де M – масова витрата аміаку, кг/с; v - питомий об'єм аміаку, м³/кг.

Розрахунок та вибір аміачних насосів таблиця 15.

Таблиця 17. Розрахунок та вибір аміачних насосів.

$t_0, ^\circ\text{C}$	$M, \text{ кг/с}$	$v, \text{ м}^3/\text{кг}$	$V, \text{ м}^3/\text{с}$	Прийнято	Кількість	Об'ємна подача, м ³ /с
-27	0,133	0,0015	0,005	2ХГ-5-4,5-2	1	0,00778
-7	0,065	0,0027	0,0028	1,5ХГ-6х3-2,8-2	1	0,00333

Окрім того приймаю один резервний насос.

Технічні характеристики аміачних насосів:

1,5ХГ-6х3-2,8-2 подача 5,5-12 м³/год., напір рідкого аміаку 45-55 м, кількість ступенів 2, частота обертання 49,5 с⁻¹, потужність 2,8 кВт.

2ХГ-5-4,5-2 подача 12-28 м³/год., напір рідкого аміаку 41-48 м, кількість ступенів 1, частота обертання 49,5 с⁻¹, потужність 5,5 кВт.

					00.КР.142.008.004.ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

15. Розрахунок техніко-економічних показників

Планова калькуляція собівартості одиниці виробленого холоду

15.1. Замовна специфікація на обладнання

Опис основного холодильного обладнання та його вартості

1. Компресорні агрегати типу С-5

Виробник: **GEA Grasso (Німеччина)**

Кількість: 2 шт.

Ціна за одиницю: 724 тис. Грн

Вартість упаковки та транспортування: 20 тис. Грн

Загальна вартість: 1 488 тис. грн

2. Компресорний агрегат типу RСА 46

Виробник: **GEA Grasso (Німеччина)**

Кількість: 1 шт.

Ціна за одиницю: 1 367 тис. Грн

Вартість упаковки та транспортування: 20 тис. Грн

Загальна вартість: 1 387 тис. грн

3. Конденсатор типу ІК-100

Виробник: **Baltic Refrigeration Group (Литва)**

Кількість: 1 шт.

Ціна за одиницю: 157 тис. Грн

Вартість упаковки та транспортування: 1,5 тис. Грн

Загальна вартість: 158,5 тис. грн

4. Повітроохолоджувачі моделі СТЕ 50 4A12W9

Виробник: **ЕСО (Італія)**

Кількість: 11 шт.

Ціна за одиницю: 7,5 тис. Грн

Вартість упаковки та транспортування: 0,1 тис. Грн

Загальна вартість: 83,6 тис. грн

5. Ресивери типу 1,5РД

Виробник: **Kelvion (ЄС)**

Кількість: 2 шт.

					00.КР.142.008.004.ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ціна за одиницю: 2,58 тис. Грн

Вартість упаковки та транспортування: 0,3 тис. Грн

Загальна вартість: 5,76 тис. грн

6. Ресивери типу 1,5РДВа

Виробник: **Kelvion (ЄС)**

Кількість: 2 шт.

Ціна за одиницю: 5,3 тис. Грн

Вартість упаковки та транспортування: 0,3 тис. Грн

Загальна вартість: 11,2 тис. грн

7. Аміачні насоси типу 1,5ХГ-6х3-2,8-2

Виробник: **Johnson Controls / Frick (США)**

Кількість: 2 шт.

Ціна за одиницю: 13,9 тис. Грн

Вартість упаковки та транспортування: 1 тис. Грн

Загальна вартість: 29,8 тис. грн

8. Аміачні насоси типу 2ХГ-5-4,5-2

Виробник: **Johnson Controls / Frick (США)**

Кількість: 2 шт.

Ціна за одиницю: 14,8 тис. Грн

Вартість упаковки та транспортування: 1 тис. Грн

Загальна вартість: 31,6 тис. грн

9. Система трубопроводів, арматури та автоматизації

Виробник/виконавець: **СП «Металл Холдинг»**

Кількість: 1 комплект

Вартість розрахована як 30% від загальної суми, становить 971,9 тис. грн

Разом вартість обладнання буде складати 4113 тис. грн. з врахуванням НДС.

15.2. Визначення кількості виробленого холоду

Витрати на виробництво холоду при різноманітних температурах кипіння нерівноцінні, тому їх слід приводити до умовної величини – приведеного виробництва холоду, яка визначається як сума добутків кількості виробленого

					00.KP.142.008.004.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

холоду при робочих умовах на коефіцієнт переводу. Величина переводного коефіцієнту приймається в залежності від робочої температури.

Приведена холодопродуктивність, що забезпечує потреби камер зберігання охолоджених продуктів:

$$Q_0 = Q_{0(-7)} \cdot k_{-7} = 88,4 \cdot 0,67 = 59,2 \text{ кВт.}$$

$$Q_0 = Q_{0(-27)} \cdot k_{-27} = 73,1 \cdot 1,59 = 116,2 \text{ кВт.}$$

Загальна приведеного холодопродуктивність:

$$Q_0 = 175,4 \text{ кВт.}$$

Час роботи обладнання при максимальному навантаженні 5400 годин на рік. Кількість виробленого приведеного холоду за рік буде складати:

$$Q_0 = 175,4 \cdot 5400 = 947317 \text{ кВт} \cdot \text{год.}$$

15.3. Статті витрат

15.3.1 Витрати на оплату електроенергії

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

Річне споживання електроенергії визначається за формулою:

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

N_e - номінальна потужність двигуна, кВт;

K_c - коефіцієнт використання;

n – час роботи обладнання при робочих умовах, год.

Перелік електроприводів, їх характеристика та розрахунок витрат електроенергії зведено до таблиці.

Таблиця 19. Перелік електроприводів, їх характеристика та розрахунок витрат електроенергії.

№ п/п	Назва обладнання	Номінальна потужність, кВт	Кількість, шт	Час роботи, год	Спожита електроенергія, кВт·год
1	Компресорні агрегати на базі компресорів type H C-5	25	1	5400	81000

					<i>00.KP.142.008.004.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

	Компресорні агрегати на базі компресорів RCA 46	25	1	5400	135000
2	Конденсатор ІК-100	8x0,53	1	6000	33600
3	Повітроохолоджувачі СТЕ 50 4A12W9	8x0,15	11	3000	39600
4	Аміачний насос	2,8	1	5000	14000

Разом річна витрата електроенергії 303200 кВт·год.

Тариф оплати за електроенергію складає 9,852 грн. за кВт·год. Тоді витрати на оплату електроенергії складатиме $303200 \cdot 9,852 = 2,987$ тис. грн.

15.3.2. Витрати на поповнення системи холодоагентом

Ці витрати знаходяться у прямій залежності від продуктивності компресорів. Норма витрати аміаку на поповнення системи за рік для компресорів, що працюють на безпосереднє охолодження складає 3,1 кг/(ст. кВт).

Витрати на поповнення системи аміаком, за умов вартості аміаку 2,8 грн./кг будуть складати:

$$V_{\text{аміак}} = (175,4 \cdot 3,1) \cdot 2,8 = 1,5 \text{ тис. грн.}$$

15.3.3. Витрати на поповнення системи мастилом

Незважаючи на те, що після кожного компресору встановлено мастиловідділювач, мастило виноситься з компресору. Кількість мастила, що виноситься з компресору пропорційно залежить від часів роботи компресорів.

Річна потреба в мастилі визначається за формулою:

$$M = \sum (g \cdot z \cdot n) \cdot \frac{n}{n_1}, \text{ кг};$$

де g – норма витрати мастила на 1 циліндр поршневого компресора або на ротор гвинтового, кг/год; z – кількість поршнів або роторів, шт; n – кількість годин роботи компресору, год; n_1 – нормативний час заміни мастила, год.

Для гвинтових компресорів $g=0,12$ кг/год, для поршневих $g=0,01$ кг/год, а нормативний час складає 2700 год.

									Арк.
									44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.KP.142.008.004.ПЗ				

$$M = \sum (0.01 \cdot 5400 \cdot (4 \cdot) + 0.12 \cdot 1 \cdot 5400 \cdot) \cdot \frac{5400}{2700} = 1728 \text{ кг.}$$

Витрати на поповнення системи мастилом при ціні на мастило 40 грн/кг складатиме: $V_{\text{маст}} = 1728 \cdot 40 = 69,1$ тис. грн.

15.3.4. Витрати на заробітну плату

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

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

На холодильниках більше 1000 т передбачається посада начальника цеха.

При комплексній автоматизації холодильної установки, кількості компресорів 5 шт. та загальній холодопродуктивності до 1744 кВт приймається 4 машиністів та помічників та 2 змінних машиніста, також приймаю 2 слюсаря.

Таблиця 20. Фонд по сплаті основної заробітної плати робітників.

Найменування професії та розряд	Еквівалент у грн (курс ~42 грн/€)	Проект	Годин/місяць	Додаток за шкідливість (10%)	Місячний фонд, грн	Річний фонд, тис. грн
Машиніст III розряду	315	1	240	3 150	34 650	415,8
Машиніст IV розряду	378	2	240	3 780	42 180	506,2
Машиніст V розряду	462	2	240	4 620	51 240	614,9
Машиніст VI розряду	546	1	240	5 460	59 460	713,5
Слюсар-ремонтник	420	2	240	4 200	46 200	554,4
Разом:	2 804,8 тис. грн					

Ставки: Взято середній рівень погодинної оплати праці з країн Центральної Європи для робітничих професій (без надмірної спеціалізації).

Курс валют: 1 євро \approx 42 грн (середній ринковий курс 2025).

Додаток за шкідливість: 10% до брутто.

Місячний фонд = (погодинна ставка \times годин/міс.) + надбавка.

Річний фонд = 12 місяців.

										Арк.
										45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.KP.142.008.004.ПЗ					

Перераховуємо ці значення, використовуючи **оновлений європейський рівень оплати праці**, де:

ФОЗП (Фонд основної заробітної плати) = 2 804,8 тис. грн (з попередньої таблиці).

Ставка додаткової зарплати (ФДЗП) = 8%.

Ставка нарахувань (соціальні внески) = 37,08% (залишається сталою, якщо беремо аналогію з українською звітністю).

Підсумок (в тис. грн):

Показник	Значення
ФОЗП (основна зарплата)	2 804,8
ФДЗП (додаткова зарплата, 8%)	224,4
ФЗП (повний фонд зарплати)	3 029,2
ВОПупр (зарплата з нарахуваннями, 37,08%)	4 152,5

Таблиця 21. Фонд по сплаті основної заробітної плати апарату управління.

Найменування професії	Посадовий оклад (грн/міс)	Кількість	Місячний фонд зарплати (грн)	Річний фонд (тис. грн)
Начальник цеху	65 000	1	65 000	780,0
Начальник зміни	58 000	1	58 000	696,0
Разом	1 476,0			

Підсумок:

- **Витрати на оплату праці робітників:** 4 152,5 тис. грн
- **Витрати на оплату праці апарату управління (скориговано):** 2 528,7 тис. грн
- **Разом по холодильнику (ВОПх):**

$ВОПх = 4\ 152,5 + 2\ 528,7 = 6\ 681,2$ тис. грн

15.3.5. Амортизація обладнання

Амортизаційні відрахування на обладнання становлять 21,925%:

$4113 \cdot 0,21925 = 901,8$ тис. грн.

15.3.6. Витрати на поточні ремонти

Витрати на поточні ремонти складають 50% від амортизаційних витрат:

$V_{\text{поточні}} = 901,8 \cdot 0,5 = 450,9$ тис. грн.

					<i>00.KP.142.008.004.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

15.3.7. Витрати на охорону праці

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

$$V_{\text{оп}}=711,6 \cdot 0,002=1,42 \text{ тис. грн.}$$

15.3.8. Утримання будівлі

Вартість будівлі визначається 2250 грн. за кожен м² будівельної площі. Таким чином вартість будівлі буде складати $2250 \cdot 3456=7776000$ грн. = $=7776$ тис. грн.

Амортизаційні відрахування на будівлі становлять 7,763%:

$$7776 \cdot 0,07763=603,7 \text{ тис. грн.}$$

15.3.9. Спрацювання швидкозносного інвентарю

Витрати на знос малоцінного та швидкозносного інвентарю складатиме 10%:

$$V_{\text{інв}}=4211,6 \cdot 0,1=421,2 \text{ тис. грн.}$$

15.3.10. Інші витрати

Інші витрати складають 0,5% від загально цехових витрат.

15.4. Цехові витрати

Калькуляція цехових витрат зведена до таблиці 22.

Таблиця 22. Собівартість одиниці виробленого холоду.

Статті витрат	Значення показників, тис. грн.
Електроенергія	2 987
Масило	69,1
Аміак	1,5
Оплата праці	6 681,2
Амортизація	901,8
Поточні ремонти	450,9
Охорона праці	1,42
Утримання будівлі	603,7

					00.КР.142.008.004.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

Спрацювання інвентарю	421,3
Інші витрати	17,1
Разом	12 134,93

15.5. Визначення цехової собівартості одиниці виробленого холоду

Собівартість стандартної одиниці виробленого холоду:

$$C = 12\,134,93 \cdot 10^3 / 947317 = 12,8 \text{ грн./ст.кВт}\cdot\text{год.}$$

					<i>00.КР.142.008.004.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

16. Охорона праці

Опис холодильного виробництва та вимоги до безпеки

1. Загальна характеристика

Проект холодильного комплексу передбачає використання сучасного високоефективного холодильного обладнання з автоматизованим керуванням. Як огорожувальні конструкції камери холоду застосовано енергоефективні сендвіч-панелі. Холодильна система працює на аміаку (R717), який має нульовий потенціал руйнування озонового шару ($ODP = 0$) та низький потенціал глобального потепління ($GWP \approx 0$). Згідно з класифікацією за ISO 817:2014, аміак належить до групи B2L – токсичних, помірно легкозаймистих холодоагентів. Проте, при дотриманні сучасних вимог безпеки, його використання є цілком безпечним.

Приміщення механіка, диспетчерська та пункт управління розміщені у межах машинного відділення, суміщеного з компресорною зоною.

2. Шкідливі та небезпечні виробничі фактори

Шкідливі виробничі фактори:

- підвищений рівень шуму та вібрації;
- можливе забруднення повітря паро-газовими сумішами;
- недостатній рівень освітлення у деяких зонах.

Небезпечні виробничі фактори:

- порушення ергономічних вимог до організації робочих місць;
- відкриті рухомі частини обладнання;
- обладнання, що працює під високим тиском;
- наявність високовольтного електрообладнання;
- накопичення статичної електрики.

3. Вимоги до розміщення обладнання

Розміщення та монтаж устаткування виконуються відповідно до вимог чинного нормативного документа – ДБН В.2.5-67:2013 «Інженерне обладнання будівель і споруд. Технологічне обладнання підприємств харчової промисловості».

					00.KP.142.008.004.ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. Приміщення машинного відділення

Машинне відділення розміщене у прибудованій до холодильника будівлі. Огороджувальні конструкції обладнані легко скидними елементами (вікна, двері) з розрахунку 0,03 м² на 1 м³ об'єму, відповідно до ДБН В.2.5-75:2013. Вікна — одинарного застклення. Приміщення з постійним перебуванням людей над або під машинним відділенням відсутні.

Машинне відділення має один аварійний вихід назовні з відкриванням дверей у напрямку евакуації. Покриття підлоги — протиковзке, рівне, з укриттям каналів і люків рифленими металевими плитами. Внутрішні поверхні (стіни, стеля), холодильне обладнання та трубопроводи пофарбовані згідно з нормами ДСТУ EN ISO 2360:2017 (колористика та безпека виробництва).

5. Мікроклімат

Параметри мікроклімату відповідають вимогам ДСН 2.2.4-171-10 «Гігієнічні вимоги до мікроклімату виробничих приміщень».

Робоча зона компресорного цеху:

- Категорія робіт: середньої важкості Па
- Температура повітря: 18–21 °С (в холодний період), 21–24 °С (в теплий)
- Вологість: 40–60 %
- Швидкість руху повітря: до 0,3 м/с

Забезпечення мікроклімату здійснюється за рахунок механічної припливно-витяжної вентиляції з підігрівом у холодний період. Система повітряного опалення не передбачає рециркуляцію. Викиди — без очищення, відповідно до ДСТУ EN 16798-3:2019.

6. Шум та вібрація

Основні джерела шуму — компресори, їх електродвигуни та рух холодоагенту трубопроводами. Допустимі рівні шуму визначено згідно з ДСанПіН 3.3.6.037-99:

- Машинне відділення: до 85 дБА
- Пульт управління: до 55 дБА

					00.КР.142.008.004.ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вібрація не перевищує меж, встановлених ДСанПіН 3.3.6.039-99. Компресори змонтовані на фундаментних плитах, ізоляційно відокремлених від несучих конструкцій. Трубопроводи мають компенсатори та гнучкі вставки для зменшення вібраційного навантаження.

7. Освітлення

Природне освітлення — бокове, одностороннє, забезпечує КПО не менше 0,2%. Штучне освітлення — люмінесцентне, пилозахищене, на напругу 220 В.

Освітленість:

- компресорний цех — 50 лк (розряд зорової роботи VIIIб),
- пульт керування — 100 лк,
- місцеве освітлення — 12 В,
- аварійне — з автономного джерела живлення (акумулятори), вмикається автоматично.

Норми: ДБН В.2.5-28:2018 «Природне і штучне освітлення».

8. Безпека експлуатації та охорона праці

Наказом керівника призначаються відповідальні особи з числа інженерно-технічного персоналу, які пройшли навчання та перевірку знань відповідно до НПАОП 0.00-4.12-05 «Типове положення про навчання з питань охорони праці».

До обслуговування допускаються особи віком від 18 років, які мають:

- спеціальну освіту або свідоцтво про проходження курсів (машиніст, слюсар КВП),
- пройшли стажування не менше 1 місяця,
- успішно здали перевірку знань.

Періодичне навчання — не рідше 1 разу на рік. Інструктаж проводиться незалежно від досвіду і посади. Інструкції розміщено у доступному місці та підтверджено підписами працівників.

Інструкції охоплюють:

- правила експлуатації обладнання;
- охорону праці та пожежну безпеку;
- дії в разі аварійної ситуації;

					00.КР.142.008.004.ПЗ	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- надання першої допомоги;
- графіки ТО та ремонтів;
- схеми трубопроводів і автоматики;
- місця зберігання ЗІЗ;
- контактні номери служб.

У машинному відділенні наявна аптечка першої допомоги, сформована відповідно до Наказу МОЗ №270 від 07.07.2020.

9. Електробезпека

Обладнання відповідає вимогам НПАОП 40.1-1.32-01 «Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів». Передбачено:

- захисне огороження струмопровідних частин;
- надійну ізоляцію з контролем опору;
- напругу керування не вище 42 В у небезпечних приміщеннях;
- автоматичне відключення живлення в разі аварій;
- наявність відповідних знаків і попереджень.

					<i>00.KP.142.008.004.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

17. Список використаної літератури

1. Янвель Б. К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. - М.: Агропромиздат, 1989. - 223 с.
2. Холодильні установки [Електронний ресурс]: Метод. рекомендації: до проведення практик. занять для здобувачів освітнього ступ. «Бакалавр» спец. 142 «Енергетичне машинобудування», освітньо-професійної програми «Холодильні техніка та технології» ден. та заоч. форм навч. / Уклад.: О.Ю. Пилипенко, А.П. Францішко. – К.: НУХТ, 2021. – 58 с.
3. Плодоовочесховища: проектування, оптимізація, розрахунки [Текст] : підручник/ М. Г. Хмельнюк, В. П. Кочетов, А. В. Форсюк, Н. В. Жихарєва ; під заг. ред. М. Г. Хмельнюка ; Одес. нац. акад. харч. технологій, Нац. ун-т харч. технологій. — Одеса : Бондаренко М. О., 2018. — 228 с. : табл., рис. — Бібліогр.: с. 222-223
4. Холодильні машини [Електронний ресурс]: метод. рекомендації до вивч. дисц. та викон. контрольної роботи для студ. освітнього ступеня «Бакалавр» спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування» ден. та заоч. форм навчання / уклад. А.В.Форсюк. – К.: НУХТ, 2016. – 37 с.
5. Холодильні машини: [Електронний ресурс] метод. рекомендації до викон. курсового проекту на тему: «Проект комплексної холодильної машини» для студ. освітнього ступеня «Бакалавр» спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування» денної та заоч. форм навчання / уклад. А.В.Форсюк. – К.: НУХТ, 2018. – 26 с.
6. Холодильні машини [Електронний ресурс]: курс лекцій (частина II. Теплообмінне обладнання холодильних машин) для студ. освітнього ступеня «Бакалавр» спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування» ден. та заоч. форм навч. / А.В.Форсюк. – К.: НУХТ, 2016. – Ч I. – К.: НУХТ, 2016.– 98 с.

										Арк.
										53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

00.КР.142.008.004.ПЗ

- 7. Холодильні машини** [Електронний ресурс]: курс лекцій (частина 1. Компресори холодильних машин) для студ. освітнього ступеня “Бакалавр” спеціальності 142 “Енергетичне машинобудування” ден. та заоч. форм навч./уклад. А.В.Форсюк. – К.: НУХТ, 2016. – Ч I. – К.: НУХТ, 2016.– 160с.
- 8. Форсюк А.В. Холодильні машини** [Електронний ресурс]: курс лекцій (частина III. Допоміжне обладнання холодильних машин) для здобувачів освітнього ступеня “бакалавр” спеціальності 142 “Енергетичне машинобудування” освітньо-професійної програми “Холодильні машини і установки” ден. та заоч. форм навч. / А.В.Форсюк. – К.: НУХТ, 2019. – Ч III. – К.: НУХТ, 2019.– 54 с.
- 9. Петренко В.П. Теплотехнологічні процеси та установки**, курс лекцій до вивчення дисципліни для студентів напрямів підготовки 6.050601 "Теплоенергетика" та 6.050604 "Енергомашинобудування". - К.: НУХТ, 2013. - 118 с.
- 10. Maslikov, M. M. (2007), Kholodyl'na tekhnolohiia kharchovykh produktiv :** navch. posib [Refrigeration technology of food products: academic. manual], NUKhT, Kyiv, 335 p.
- 11. Гришук М.В. Основи охорони праці.** – К.: Кондор, 2007 – 240с.

					<i>00.KP.142.008.004.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54