

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

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

«До захисту в ЕК»
Директор інституту(декан факультету)
_____ Блаженко С.І. _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

« ___ » _____ 2021р.

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри
_____ Петренко В.П. _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

« ___ » _____ 2021р.

**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 холодильника фабрики напівфабрикатів продуктивністю 50 т/добу у м. Львів _____

Виконав: здобувач 4 курсу, групи ХМ-4-1 ск

_____ Клецький Роман Олегович _____
(прізвище, ім'я, по батькові повністю) (підпис)

Керівник _____ Рябчук Олександр Миколайович _____
(прізвище, ім'я та по батькові повністю) (підпис)

Консультанти _____
(прізвище та ініціали) (підпис)

_____ (прізвище та ініціали) (підпис)

_____ (прізвище та ініціали) (підпис)

Рецензент _____
(прізвище та ініціали) (підпис)

Засвідчую, що в цій кваліфікаційній роботі немає запозичень із праць інших авторів без відповідних посилань.

Здобувач _____
(підпис)

Київ - 2021р.

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

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

Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

Освітній ступінь бакалавр

Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
(код і назва)

Освітньо-професійна програма Холодильні техніка та технології

(назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач

кафедри ТЕХТ

“ 03 ” квітня 2021 року

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Клецький Роман Олегович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Проект холодильника фабрики напівфабрикатів продуктивністю 50 т/добу у м. Львів

керівник роботи доц. Рябчук Олександр Миколайович,

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

затверджені наказом закладу вищої освіти від “ 30 ” 03 2021 року № 227-кв

2. Строк подання здобувачем роботи 01.06.2021р.

3. Вихідні дані до роботи _____

Холодоагент R717

Тип продукту напівфабрикати з мяса свинини, яловичини, курятини

Ізоляційний матеріал ППУ

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

1). Технолог. схема оброблення продукції. _____

2). Розрахунок холодильної частини проекту _____

3). Техніко економічні показники _____

4). Охорона праці _____

5. Перелік графічного матеріалу _____

1. План та розріз будівлі холодильника _____

2. Схема холодильної установки _____

Анотація

В даному проекті розроблено систему холодозабезпечення фабрики напівфабрикатів продуктивністю 50 т/добу у місті Львів.

В холодильнику зберігається сировина та заморожена продукція. Для сировини (м'ясо свинини, яловичини та курятини) передбачено 3 камери, для замороженої продукції - 6 камер, що згруповані і розташовані таким чином, що мають найменшу площу зовнішніх стін, а холодильний контур всього холодильника має найменший периметр. При цьому всі камери мають вихід у вантажний тамбур і, через тамбур, у експедицію та транспортні платформи.

Заморожені продукти заморожуються у морозильному апараті, що розташовано поблизу цеху товарної обробки.

Розрахована теплоізоляція холодильних камер з теплоізоляційним матеріалом – ППУ.

Проведено розрахунок тепло надходжень до холодильних камер, на підставі якого розраховувалось та вибиралося основне та допоміжне обладнання.

Система охолодження запропонована аміачна безпосередня для системи заморожування та з проміжним теплоносієм для системи зберігання продуктів. Обладнання обрано сучасне: компресори фірми GEA Grasso, допоміжне та теплообмінне обладнання заводу "Коростенский завод химического машиностроения".

Охолодження конденсаторів систем з проміжним теплоносієм - системою зворотного водопостачання. Конденсатор безпосередньої системи випарний.

Ключові слова: овочеві суміші, аміак, R717, безпосереднє охолодження

					00 БКР 142.004.008.ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Проект холодильника фабрики напівфабрикатів продуктивністю 50 т/добу у м. Львів	Літ.	Арк.	Архувів
Розробив		Клецкий Р.О.						
Перевірив		Рябчук О.М.						
Рецензент								
Н. Контр.								
Затвердив		Петренко В.П.				НУХТ, ТЕХТ		

Зміст

Вступ

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 охолодника оборотної води

13. Розрахунок та вибір допоміжного обладнання

14. Визначення аеродинамічного опору

15. Вибір насосів та вентиляторів

16. Розрахунок техніко-економічних показників

17. Охорона праці

18. Список використаної літератури

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 БКР 142.004.008.ПЗ				

1. Розробка технологічної схеми холодильного оброблення продукції

Технологічна схема холодильника виробничого підприємства заморожених напівфабрикатів передбачає приймання, короткочасне зберігання, переробку м'ясних продуктів (м'ясо свинини, яловичини та курятини) з виготовленням напівфабрикатів, їх заморожування і зберігання замороженої продукції.

Находження та приймання сировини

Сировина (м'ясо у напівтушах та четвертинах) надходить автомобільним транспортом з м'ясопереробних підприємств в охолодженому стані. Після розвантаження сировина зважується, перевіряється відповідність вантажу до супроводжувальних документів, санітарний стан та температура продукції. Допустима температура сировини, що приймається складає $+5^{\circ}\text{C}$.

Вище зазначені операції відбуваються у приміщенні експедиції з температурою $+12^{\circ}\text{C}$, відносній вологості 80-85%, рухливість повітря 0,1-0,15 м/с - природна. Штучне охолодження відсутнє. Охолодження приміщення відбувається за рахунок тепловтрат з сусідніми холодильними камерами та за рахунок допустимого отеплення продукту. Обсяг вантажних операцій складає 50 т/добу.

Зберігання сировини

Сировина зберігається в охолодженому стані не більше 3 діб при температурі 0°C , відносній вологості 80-85%, рухливість повітря 0,1-0,15 м/с - природна. Загальна місткість камер зберігання сировини $50 \cdot 40 \cdot 0,15 = 300$ т., тобто 15% від місткості холодильника, що розраховується на 40 змін роботи.

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розмежування місткості камер зберігання охолодженої сировини по різновидам м'яса наведено нижче:

- яловичина 25%;
- свинина 25%;
- курятина 50%.

Переробка сировини

Переробка сировини відбувається у технологічних приміщеннях, що мають систему кондиціонування повітря, з температурою повітря $+12^{\circ}\text{C}$, відносною вологістю 40-60% та рухливістю повітря 0,1-0,15 м/с. Система кондиціонування повітря децентралізована. Кінцевий продукт технологічного процесу є напівфабрикати (котлети, шніцеля і т.п.), що надалі надходять на заморожування.

Заморожування напівфабрикатів

Заморожування напівфабрикатів відбувається у морозильних апаратах типу «Гірофріз» продуктивністю 550 кг/год. При тризмінній роботі апарату продуктивність складатиме 10 т/добу. Приймаю 5 апаратів, що разом будуть мати продуктивність 50 т/добу.

Морозильні апарати розташовані у приміщеннях з температурою 0°C , відносною вологістю 80-85% та рухливістю повітря 1,2-1,5 м/с, охолодження штучне централізоване.

Початкова температура напівфабрикатів, що надходять на заморожування приймається $+5^{\circ}\text{C}$. Кінцева температура -15°C . Продукт заморожується не упакований.

Пакування заморожених напівфабрикатів відбувається одразу після заморожування в приміщенні з температурою 0°C , відносною вологістю 80-85% та рухливістю повітря 0,1-0,15 м/с, охолодження штучне централізоване. Під час пакування продукт відтеплюється на 1°C .

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Зберігання готової продукції (заморожених напівфабрикатів)

Місткість камер зберігання готової продукції приймаю з врахування загальної місткості холодильника на 40 змін роботи та з врахуванням того, що 15% займає сировина, тобто $50 \cdot 40 \cdot 0,85 = 1700$ т.

Продукція надходить з температурою -15°C упакована та складена у вантажні пакети (800x1200x1000мм) на піддонах. В камерах пакети розташовуються на стелажах. Температура в камерах зберігання -18°C , відносною вологістю 80-85% та рухливістю повітря 1,2-1,5 м/с, охолодження штучне централізоване. Термін зберігання 6-12 місяців.

Випадкова дефростація заморожених напівфабрикатів у процесі зберігання й повторне заморожування їх не допускається.

Відпуск готової продукції

Відпускання продукції з холодильника відбувається через приміщення експедиції де продукція проходить перевірку. Температура в експедиції підтримується -12°C відносною вологістю 80-85% та рухливістю повітря 1,2-1,5 м/с, охолодження штучне централізоване.

Допустиме теплення продукту вважається до температури -15°C .

Для вантажних операцій передбачено автомобільну та залізничну платформу.

Для проведення вантажних операцій передбачено використання електровантажників та електроштабелерів, орієнтованою потужністю 5 кВт.

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 1. Температурні режими приміщень холодильника.

Назва продукту	Температура повітря, °С	Відносна вологість повітря, %	Температура продукту, що надходить, °С	Температура продукту, що виходить, °С	Час холодильної обробки, год.	Час зберігання, доба
Експедиція сировини	+12	80-85	0	+5	Не більше 1	-
Камери зберігання сировини	0	80-85	+5	0	-	3
Приміщення технологічної обробки	+12	40-60	0	+5	Не більше 2	-
Приміщення морозильного апарату та фасування	0	80-85	-15	-14	Не більше 2	-
Морозильний апарат	-30	90-95	+5	-15	2	-
Камера зберігання замороженої продукції	-18	80-85	-14	-18	-	180-360
Експедиція готової продукції	-12	80-85	-18	-15	Не більше 1	-

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. Розрахунок тривалості холодильного оброблення продукції

2.1. Тривалість заморожування напівфабрикату (біфштекс)

Прийнято, що м'ясо в цех переробки сировини надходить з температурою $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, температура в приміщенні $+12\text{ }^{\circ}\text{C}$. Після переробки напівфабрикат (котлета) має температуру $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Кінцева температура становитиме $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Тривалість заморожування буде складатися з тривалості охолодження до криоскопічної температури та тривалості заморожування до кінцевої температури.

Розрахунок тривалості охолодження котлети до криоскопічної температури. 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 котлети до рухомого повітря:

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

Для рухомого повітря (залежність І.Г.Чумака та В.М.Московченка):

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

де Re – критерій Рейнольдса для повітря:

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

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

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

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

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

Визначальним розміром буде половина товщини котлети (пластини)

$$R = \delta / 2 = 0,01 / 2 = 0,005 \text{ м.}$$

Розраховую критерій Біо:

$$\text{Bi} = \alpha R / \lambda_{\text{пр}}$$

$$\text{Bi} = 46,6 \cdot 0,005 / 0,46 = 0,51.$$

Розраховую безрозмірнісну температуру на поверхні котлети в кінці охолодження, попередньо прийнявши температуру поверхні котлети -1 °С:

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

$$\theta_R = \frac{-1 - (-30)}{+5 - (-30)} = 0,83$$

За графіком безрозмірнісної температури на поверхні пластини знаходжу число Фур'є:

$$\text{Fo} = 0,0015.$$

Час охолодження:

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\tau = FoR^2/a_{пр.}$$

$$\tau = 0,0015 \cdot 0,005^2 / (11,8 \cdot 10^{-8}) = 31,8 \text{ с.}$$

Розрахунок тривалості заморожування котлети. Визначаю ентальпії продукту у початковому ($h_{\text{поч}}$) та замороженому ($h_{\text{кінц}}$) станах:

$$h_{\text{поч}} = 211,8 \text{ кДж/кг}; h_{\text{кінц}} = 12,2 \text{ кДж/кг};$$

Визначаю коефіцієнт теплопровідності замороженого продукту, Вт/(м·К),

$$\lambda_{\text{мор}} = \lambda_o + 0,9\omega$$

де λ_o – коефіцієнт теплопровідності продукту, визначений для середньої температури під час заморожування $t_{\text{сер}} = 0,5(t_{\text{кр}} + t_{\text{кам}})$, Вт/(м·К); ω – частка вимороженої вологи, яку можна наближено оцінити за залежністю:

$$\omega = 1 - \frac{t_{\text{кр}}}{t_{\text{кам}}}$$

$$t_{\text{сер}} = 0,5(-1 + (-15)) = -8$$

$$\omega = 1 - \frac{-1}{-8} = 0,875$$

$$\lambda_{\text{мор}} = 0,46 + 0,9 \cdot 0,875 = 1,248 \text{ Вт/(м*К)}$$

Коефіцієнти тепловіддачі з поверхні котлети для рухомого повітря розраховано вище:

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

Розраховую тривалість заморожування за формулою Планка, с,

$$\tau = \frac{\rho \delta (h_{\text{лф}} - h_{\text{е}^{\text{т}0}})}{t_{\text{е}0} - t_{\text{е}^{\text{а}1}}} \left(R \frac{\delta}{\lambda_{\text{л}0}} + P \frac{1}{\alpha} \right),$$

де ρ – густина продукту, кг/м³; δ – найменша товщина продукту, м; α – коефіцієнт тепловіддачі від поверхні продукту до охолоджувального середовища, Вт/(м²·К); P та R – коефіцієнти. Для необмеженої пластини,

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 БКР 142.004.008.ПЗ				

теплота від якої відводиться з двох боків, а також для прямокутної плити
 $P = 0,1875$ і $R = 0,0491$.

$$\rho = 1070 \text{ кг/м}^3.$$

$$\tau = \frac{1070 \cdot 0,1(211,8 - 12,2) \cdot 10^3}{-1 - (-30)} \left(0,0491 \frac{0,1}{1,248} + 0,1875 \frac{1}{46,6} \right) = 5860,6 \text{ с.}$$

Загальний час заморожування складатиме:

$$31,8 + 5860,6 = 6044,9 \text{ с} = 1 \text{ год. } 41 \text{ хв.}$$

2.2. Розрахунок витрату холоду на заморожування

Розраховую витрату холоду на заморожування:

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

де m - масова витрата продукту в одному апараті, кг/с; $h_{\text{поч}}$, $h_{\text{кін}}$ - початкова і кінцева ентальпія продукту, кДж/кг.

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

$$h_{\text{поч}} = 228 \text{ кДж/кг}$$

$$Q = 550/3600 \cdot (228 - 12,2) = 32,969 \text{ кВт.}$$

Для 5 апаратів потреби у холодозабезпеченні складатиме:

$$Q = 32,969 \cdot 5 = 164,8 \text{ кВт.}$$

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. Техніко-економічне обґрунтування прийнятих технічних рішень

В якості холодильного агента приймаю **аміак**. Аміак самий дешевий холодильний агент, що при незначних втечах не має жодного негативного впливу на оточуюче середовище. Також аміак має найкращі термодинамічні властивості, що в кінцевому рахунку зменшує витрати електроенергії на виробництво холоду. Вибухонебезпечні властивості аміак набуває при концентраціях що є смертельними для всіх живих істот, отже вибух аміаку не може вважатися первинною загрозою для робочого персоналу. Сильний запах аміаку – чудовий індикатор втечі та сигнал для її ліквідації.

Приймаю централізовану систему охолодження. Така система охолодження є більш доцільною, оскільки наявність великих камер зберігання виключає можливість встановлення децентралізованих систем великої потужності. Завдяки централізованій системі охолодження все обладнання буде знаходитися в одному приміщенні, що значно спростить його експлуатацію, підвищити безпеку праці.

Також приймаю систему охолодження для камер зберігання з проміжним теплоносієм. Така система значно зменшить кількість аміаку і відповідно підвищить безпеку працюючих та безпеку місцевих мешканців.

Однак для процесу заморожування приймаю безпосередню систему охолодження, оскільки час роботи морозильного апарата не дуже тривалий. Крім того, забезпечення температури -30°C системою з проміжним теплоносієм буде мати додаткові технічні складнощі, оскільки температура кипіння буде складати -44°C , а тиск кипіння буде значно менше атмосферного. При використанні системи безпосереднього кипіння холодоагенту температура кипіння складатиме -35°C , а тиск буде незначно менше за атмосферний.

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Безпосередню схему охолодження приймаю насосно-циркуляційну, оскільки така система забезпечує кращій теплообмін, що є пріоритетним для роботи морозильного апарату.

Оскільки системи з проміжними охолодженням передбачається використовувати гвинтові компресори у складі агрегатованої холодильної машини, приймаю одноступеневу роботу цих систем. Висока температура стиснення компенсується упорскуванням холодної рідини аміаку посеред стиснення. В кінцевому рахунку виробник обладнання допускає роботи холодильних машин в одноступеневому режимі на розраховані температури.

Систему з безпосереднім кипінням приймаю двоступеневу, оскільки присутні признаки переходу на двоступеневе стиснення: температура кінця стиснення вище за 160⁰С та перепад тисків кипіння та конденсації більше за 8.

Охолодження камер зберігання сировини приймаю батарейне без примусового руху повітря, оскільки продукти в цих камерах не упаковані і примусова циркуляція повітря приведе до значного усихання продуктів. Розташування батарей на стінах гарно компенсує теплонадходження Q_1 і запобігає скраплюванню конденсованої вологи на продукт.

Охолодження в морозильному апараті повинно бути з примусовим рухом повітря для забезпечення швидкого охолодження.

Конденсатор прийнятий випарний. Такий тип конденсатору може бути винесений за межі машинного відділення. Також перевагою буде відсутність градирні для такого типу конденсаторів.

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. Визначення основних розмірів та планування ХОЛОДИЛЬНИКА

В залежності від місткості камери будівельна площа камер зберігання дорівнює:

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

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

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

Висота вантажного штабелю приймаю $h=5000$ мм, для камер зберігання готової продукції та $h=3600$ мм (три контейнера для м'яса по висоті). Будівельна висота 6500 мм.

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

Кількість будівельних прямокутників, з урахуванням сітки колон $6 \cdot 6$ м:

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

Округляю до цілого значення, $n_{пр}$.

Для камер зберігання сировини:

$$F_{\text{е}} = \frac{300}{0.35 \cdot 3.6 \cdot 0.85} = 280.1 \text{ м}^2, n_p = 280,1 / (6 \cdot 6) = 7,8 \text{ шт.}$$

Приймаю 3 камери зберігання:

- для яловичини $F_1 = 2 \cdot 36 = 72 \text{ м}^2$;

- для свинини $F_2 = 2 \cdot 36 = 108 \text{ м}^2$;

- для курятини $F_3 = 4 \cdot 36 = 216 \text{ м}^2$;

Для камер зберігання готової продукції:

$$F_{\text{е}} = \frac{1700}{0.35 \cdot 5 \cdot 0.85} = 1142.9 \text{ м}^2, n_p = 1142,9 / (6 \cdot 6) = 31,7 \text{ шт.}$$

Приймаю п'ять камер зберігання: $F_{4,5,6,7,8} = 6 \cdot 36 = 216 \text{ м}^2$.

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 БКР 142.004.008.ПЗ				

Дійсна місткість камер:

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

де норма навантаження для заморожених напівфабрикатів $q_v=0,35 \text{ т/м}^3$, для яловичини $q_v=0,4 \text{ т/м}^3$, для свинини $q_v=0,45 \text{ т/м}^3$, для курятини $q_v=0,44 \text{ т/м}^3$

Для камер зберігання яловичини:

$$\text{Камера №1 } E_k = 72 \cdot 3,6 \cdot 0,85 \cdot 0,4 = 88,1 \text{ т.}$$

Для камер зберігання свинини:

$$\text{Камера №2 } E_k = 72 \cdot 3,6 \cdot 0,85 \cdot 0,45 = 99,1 \text{ т.}$$

Для камер зберігання курятини:

$$\text{Камера №3 } E_k = 144 \cdot 3,6 \cdot 0,85 \cdot 0,44 = 193,9 \text{ т.}$$

Для камер зберігання готової продукції:

$$\text{Камера №4,5,6,7,8 } E_k = 216 \cdot 5 \cdot 0,85 \cdot 0,35 = 321,3 \text{ т.}$$

Приймаю машинне відділення з площею 10% від площі холодильних камер, тобто $(72+72+144+216 \cdot 5) \cdot 0,06 = 136,8 = 144 \text{ м}^2$ (округлене до цілого значення кількості будівельних прямокутників).

Приймаю службові приміщення з площею 15% від площі холодильних камер, тобто $(72+72+144+216 \cdot 5) \cdot 0,15 = 205,2 = 216 \text{ м}^2$ (округлене до цілого значення кількості будівельних прямокутників).

Приймаю допоміжні приміщення з площею 15% від площі холодильних камер, тобто $(72+72+144+216 \cdot 5) \cdot 0,15 = 205,2 = 216 \text{ м}^2$ (округлене до цілого значення кількості будівельних прямокутників).

Площа та кількість будівельних прямокутників експедиції:

$$F_{\text{аен}} = 0,4 \cdot \frac{\sum M}{0,35}, \text{ м}^2.$$

де $\sum M$ - загальне добове надходження продукту в камери, т/добу. Приймаю добове надходження продукту 50 т/добу для охолоджених продуктів.

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- 3 – камера зберігання свинини курятини 0⁰С;
- 4 – камера зберігання готової продукції -18⁰С,
- 5 – камера зберігання готової продукції -18⁰С,
- 6 – камера зберігання готової продукції -18⁰С,
- 7 – камера зберігання готової продукції -18⁰С,
- 8 – камери зберігання готової продукції -18⁰С,
- 9 – приміщення розташування морозильних апаратів 0⁰С;
- 10 – виробничий цех та цех фасування і упакування 0⁰С;
- 11 – експедиція охолоджених продуктів +12⁰С;
- 12 – експедиція заморожених продуктів -12⁰С;
- 13 – автомобільна платформа;
- 14 – машинне відділення;
- 15 – службові приміщення;
- 16 – допоміжні приміщення.

Таблиця 2. Розрахунок площ та місткості камер.

№ камери	Назва вантажу	Розрахункова кількість буд. прямокутників, шт.	Прийнята кількість буд. прямокутників, шт.	Площа камери	Розрахована умовна ємність, т	Дійсна ємність, т
1	Яловичина	7,8 (15%)	2	72	77,1	373,2
2	Свинина		2	72	77,1	419,9
3	Курятина		4	144	154,2	193,9
4	Готова продукція	31,7 (85%)	6	216	231,3	321,3
5			6	216	231,3	321,3
6			6	216	231,3	321,3
7			6	216	231,3	321,3
8			6	216	231,3	321,3

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 Вт/(м²·К).

Потрібна товщина теплоізоляційного шару:

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

де $\delta_{із}$, δ_i - товщини теплоізоляційного та будівельного шарів відповідно, м; α_B, α_H - коефіцієнти тепловіддачі внутрішньої та зовнішньої поверхні стін відповідно, Вт/(м²·К); $\lambda_{із}$, λ_i - коефіцієнти теплопровідності теплоізоляційного та будівельних шарів відповідно, Вт/(м·К); k_0 – коефіцієнт теплопровідності огорож, Вт/(м²·К).

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

$$k_d = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_B} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_H} + \frac{\delta_{із}^{np}}{\lambda_{із}}}, \text{ Вт/(м·К)};$$

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

Конструкції та властивості прошарків зведено до таблиці 1.

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	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	-
			Разом:	0,382

Розрахунок товщини теплоізоляційного шару таблиці 3 та 4.

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Назва огорожі	$\alpha_{зов},$ Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{вн},$ Вт/(м ² ·К)	$k_0,$ Вт/(м ² ·К)	$R_i, \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$	$\lambda_i,$ Вт/(м·К)	$\sigma_{із}, \text{ м}$	$\sigma_{із}^{пр}, \text{ м}$	$k_d,$ 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	1,08	0,035	0,110	0,125	0,21
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

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

Назва огорожі	$\alpha_{зов},$ Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{вн},$ Вт/(м ² ·К)	$k_0,$ Вт/(м ² ·К)	$R_i, \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$	$\lambda_i,$ Вт/(м·К)	$\sigma_{із}, \text{ м}$	$\sigma_{із}^{пр}, \text{ м}$	$k_d,$ 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	1,08	0,035	0,045	0,05	0,38
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

Товщина теплоізоляційного корпусу морозильного апарату 200 мм з сандвіч панелей. Дійсний коефіцієнт теплопередачі:

$$k_a = \frac{1}{\frac{1}{11} + \frac{1}{8} + \frac{0.2}{0.035}} = 0,168 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$$

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 БКР 142.004.008.ПЗ				

6. Розрахунок теплонадходжень до охолоджених приміщень

Тепловий розрахунок камер холодильника, на підставі якого визначена необхідна продуктивність холодильної установки і обрано камерне обладнання проведено у відповідності з рекомендаціями.

В загальному випадку кількості теплоти, яку необхідно відвести для підтримання заданої температури в охолоджуваному приміщенні, відводиться повітроохолодниками. При визначенні цього навантаження враховано такі теплонадходження:

- 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 дії сонячної радіації (якщо поверхня огорожі має контакт з зовнішнім повітрям), $^\circ\text{C}$.

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 БКР 142.004.008.ПЗ				

Температура ґрунту під камерами приймається $+1^{\circ}\text{C}$, оскільки там є підігрівач.

Температура зовнішнього середовища приймається для літнього періоду $+32^{\circ}\text{C}$.

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

Габаритні розміри морозильного апарату $5400 \times 3000 \times 2750$ мм.

Оскільки розміри камер № 5, 6, 7 однакові, розраховуємо тільки камеру №5.

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 заморожених продуктів (тобто $50/6=8,3$ т/добу на кожен камеру), для камер зберігання сировини 33% від місткості камери; Δi - різниця питомих ентальпій за початкової та кінцевої температур, кДж/кг.

Теплонадходження від холодильної обробки тари

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

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- де M_T – добове надходження тари, т/доб [2]:

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

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

$$c_T = 2,3 \text{ кДж/(кг·К).}$$

Розрахунок теплоприпливів 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.

Для морозильного апарату приймаю потужність двигунів 15000 Вт.

Розрахунок експлуатаційних теплоприпливів таблиця 6.

Таблиця 4. Розрахунок теплонадходжень Q_1 .

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Назва огорожі	Напрямок	к _д , Вт/(м ² ·К)	F, м ²	Літо			
				Δt _r , °C	Δt _c , °C	Δt _с , °C	Q _l , Вт
Камера №1 (0)							
Стіна вн.	пн	0,38	35,8	22,4	0	22,4	305
Перегородка	сх	0,49	68,8	12	0	12	405
Стіна вн.	пд	0,38	35,8	22,4	0	22,4	305
Перегородка	зх	0,49	68,8	0	0	0	0
Покриття		0,32	81,3	32	14,9	46,9	1220
Підлога		0,32	81,3	1	0	1	26
						Разом:	2260
Камера №2 (0)							
Стіна вн.	пн	0,38	35,8	22,4	0	22,4	305
Перегородка	сх	0,49	68,8	0	0	0	0
Стіна вн.	пд	0,38	35,8	22,4	0	22,4	305
Перегородка	зх	0,49	68,8	0	0	0	0
Покриття		0,32	81,3	32	14,9	46,9	1220
Підлога		0,32	81,3	1	0	1	26
						Разом:	1856
Камера №3 (0)							
Стіна вн.	пн	0,38	68,8	22,4	0	22,4	586
Перегородка	сх	0,49	68,8	0	0	0	0
Стіна вн.	пд	0,38	68,8	22,4	0	22,4	586
Перегородка	зх	0,49	68,8	-18	0	-18	-607
Покриття		0,32	156,3	32	14,9	46,9	2346
Підлога		0,32	156,3	1	0	1	50
						Разом:	2960
Камера №5 (-18)							
Стіна зов.	пн	0,21	68,8	50	0	50	722
Перегородка	сх	0,49	101,8	0	0	0	0
Стіна вн.	пд	0,24	68,8	35	0	35	578
Перегородка	зх	0,49	101,8	0	0	0	0
Покриття		0,19	231,3	50	14,9	64,9	2852
Підлога		0,22	231,3	19	0	19	967
						Разом:	5119
Камера №7 (-18)							
Стіна вн.	пн	0,24	101,8	35	0	35	855
Перегородка	сх	0,49	68,8	0	0	0	0
Стіна зов.	пд	0,21	101,8	50	4,9	54,9	1174
Стіна зов.	зх	0,21	68,8	50	7,2	57,2	826
Покриття		0,19	231,3	50	14,9	64,9	2852
Підлога		0,22	231,3	19	0	19	967
						Разом:	6674
Камера №8 (-18)							
Стіна вн.	пн	0,24	101,8	35	0	35	855
Перегородка	сх	0,49	68,8	18	0	18	607
Стіна вн.	пд	0,24	101,8	35	0	35	855
Перегородка	зх	0,49	68,8	0	0	0	0
Покриття		0,19	231,3	50	14,9	64,9	2852
Підлога		0,22	231,3	19	0	19	967
						Разом:	6136

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 БКР 142.004.008.ПЗ				

Таблиця 4. Продовження.

Назва огорожі	Напрямок	К _д , Вт/(м ² ·К)	F, м ²	Літо			
				т _в , °С	т _с , °С	т _н , °С	Q ₁ , Вт
Приміщення морозильних апаратів (0)							
Стіна вн.	пн	0,49	68,8	22,4	0	22,4	755,1
Перегородка	сх	0,36	167,8	0	0	0	0,0
Стіна вн.	пд	0,36	68,8	22,4	0	22,4	554,8
Перегородка	зх	0,36	167,8	0	0	0	0,0
Покриття		0,32	381,3	32	14,9	46,9	5722,6
Підлога		0,32	381,3	1	0	1	122,0
						Разом:	7155
Приміщення фасування та упакування (0)							
Стіна вн.	пн	0,38	68,8	22,4	0	22,4	585,6
Стіна зов.	сх	0,36	167,8	32	0	32	1933,1
Перегородка	пд	0,49	68,8	0	0	0	0,0
Стіна зов.	зх	0,36	167,8	32	7,2	39,2	2368,0
Покриття		0,32	381,3	32	14,9	46,9	5722,6
Підлога		0,32	381,3	1	0	1	122,0
						Разом:	10731
Морозильний апарат							
Стіна		0,168	13,26	30	0	30	66,8
Стіна		0,168	7,14	30	0	30	36,0
Стіна		0,168	13,26	30	0	30	66,8
Стіна		0,168	7,14	30	0	30	36,0
Покриття		0,168	14,56	30	0	30	73,4
Підлога		0,168	14,56	30	0	30	73,4
						Разом:	352

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

Назва камери	M _{пр} , т	i _{поч} , кДж/кг	i _{поз} , кДж/кг	i, кДж/кг	Q _{2пр} , Вт	t, °С	c, кДж/ (К·кг)	M _т , т	Q _{2т} , Вт	Q ₂ , Вт
Камера №1 яловичина	29,3	247	232	15	5087	5	2,3	4,4	585	5672
Камера №2 свинина	33	247	232	15	5729	5	2,3	5,0	659	6388
Камера №3 курятина	64,6	247	232	15	11215	5	2,3	9,7	1290	12505
Камера №4,5,6,7,8 готова продукція	10	13	4,6	8,4	972	5	2,3	1,5	200	1172
Приміщення морозильних апаратів	50	4,6	13	-8,4	-4861	-5	2,3	7,5	-998	-5859
Цех фасування	50	4,6	13	-8,4	-4861,1	-5	2,3	7,5	-998	-5859
Морозильний апарат										164800

Таблиця 6. Розрахунок експлуатаційних теплоприпливів.

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 БКР 142.004.008.ПЗ				

Назва камери	n	q ₁ , Вт	B, Вт/м ²	F, м ²	q ₂ , Вт	A, Вт/м ²	q ₃ , Вт	N _{ел} , Вт	q ₄ , Вт	Q ₄ , Вт
Камера №1 яловичина	2	700	15	72	1080	2,3	165,6	5000	5000	6945,6
Камера №2 свинина	2	700	15	72	1080	2,3	165,6	5000	5000	6945,6
Камера №3 курятина	2	700	29	144	4176	2,3	331,2	5000	5000	10207
Камера №4,5,6,7,8 готова продукція	3	1050	12	216	2592	2,3	496,8	5000	5000	9138,8
Приміщення морозильних апаратів	3	1050	8	360	2880	4,7	1692	5000	5000	10622
Цех фасування	6	2100	20	360	7200	4,7	1692	10000	10000	20992
Морозильний апарат	0	0	0	0	0	0	0	75000	75000	75000

7. Вибір структури системи охолодження та типу холодильної установки

Структуру системи охолодження фабрики напівфабрикатів приймаю відокремлену по всіх температурах кипіння. Таке рішення дозволить оптимально використовувати кожен систему на задану температуру кипіння.

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для зменшення кількості аміаку в системі, прийнято блочні холодильні машини що не мають лінійного ресиверу і використовують термосифон. Таки холодильні машини мають заправку 150 г аміаку на 1 кВт холодопродуктивності. Ця обставина значно підвищує безпеку праці обслуговуючого персоналу та полегшує експлуатацію системи охолодження на певну температуру кипіння.

Систему циркуляції холодоносія приймаю закрито, що зменшить корозію та виключить зміну концентрації розчину за рахунок поглинання вологи з повітря.

Система охолодження морозильного апарату прийнята безпосередня. Таке рішення дає можливість заощадити електричну енергію за рахунок більш високої температури кипіння.

Оскільки перепад тисків більше 8 та температура кінця стиснення вища за 160⁰С, приймаю двоступеневу установку.

Проміжне охолодження приймаю закрите, тобто у змійовику проміжної посудини, оскільки така установка має більший холодильний коефіцієнт за інші типи двоступеневих установок.

Подачу холодильного агенту приймаю насосно-циркуляційним способом. Це дозволить покращити теплообмін у теплообміннику морозильному апараті, що покращить якість замороженої полуниці. Для забезпечення аміачних насосів рідиною аміаку та створення стовпа рідини приймаю вертикальний циркуляційний ресивер. Такий тип ресивера займає менше місця в машинному відділенні та краще виконує функцію відокремлення рідини від пари, холодильного агента що повертається з теплообмінника морозильного апарату.

Для безпосередньої системи також приймаю дренажний ресивер, який приймає рідкий аміак у процесі відтайки та холодильний агент у випадку ремонту чи випробування апаратів.

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Водопостачання приймаю оборотне. Система водопостачання єдина на всі системи охолодження. Вода охолоджує конденсатори агрегованих холодильних машин.

Випарники та конденсатори холодильних машин прийняті пластинчасті, оскільки вони мають малу місткість холодильного агенту та малі габаритні розміри.

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8. Визначення навантаження на обладнання камер та компресор

При розрахунку навантаження враховано, що навантаження на камерне обладнання складає 100% для всіх видів теплоприпливів, а навантаження на компресор Q_1 -80%, Q_2 -100%, Q_4 -50%, згідно [2]. Розрахунок навантаження на камерне обладнання та компресор таблиця 7. Виключення будуть складати приміщення розташування морозильних апаратів та приміщення фасування, де експлуатаційні тепло припливи враховуються на 100%.

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	2260	1808	5672	6945,6	3472,8	14877,6	10952,8
Камера №2 свинина	1856	1485	6388	6945,6	3472,8	15189,6	11345,6
Камера №3 курятина	2960	2368	12505	10207	5103,5	25672	19976,5
Камера №4 готова продукція	5119	4095	1172	9138,8	4569,4	15429,8	9836,6
Камера №5 готова продукція	5119	4095	1172	9138,8	4569,4	15429,8	9836,6
Камера №6 готова продукція	5119	4095	1172	9138,8	4569,4	15429,8	9836,6
Камера №7 готова продукція	6674	5339	1172	9138,8	4569,4	16984,8	11080,6
Камера №8 готова продукція	6136	4909	1172	9138,8	4569,4	16446,8	10650,2
Приміщення морозильних апаратів	7155	5724	-5859	10622	10622	11918	10487
Приміщення фасування	10731	8585	-5859	20992	20992	25864	23717,8
Морозильний апарат	352	282	164800	75000	37500	240152	202582

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

де k – коефіцієнт, що враховує втрати в трубопроводах, для температури в камері -30°C $k=1,1$, для камер з охолодженням проміжним теплоносієм $k=1,12$.

$$Q_{0(0)} = (10953 + 11346 + 19977 + 10487 + 23718) \cdot 1,12 / 0,9 = 76481 \cdot 1,12 / 0,9 = 95176 \text{ Вт.}$$

$$Q_{0(-18)} = (9836,6 \cdot 3 + 11081 + 10650) \cdot 1,12 / 0,9 = 63766 \text{ Вт.}$$

$$Q_{0(-30)} = (202582) \cdot 1,1 / 0,9 = 247600 \text{ Вт.}$$

(у коефіцієнтах вказані температури повітря в камерах)

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Температура кипіння:

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

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

$$t_0 = -30 - 7 = -37 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Для камер з охолодженням проміжним теплоносієм

$$t_0 = t_s - (2 \div 3) \text{ } ^\circ\text{C}. \text{ (прийнято по рекомендаціям виробника)}$$

де t_s – середня температура проміжного теплоносія, $^\circ\text{C}$.

$$t_s = (t_{s1} + t_{s2}) / 2, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

де t_{s1} та t_{s2} – температура проміжного теплоносія на вході та виході теплоносія з випарника, $^\circ\text{C}$.

$$t_{s2} = t_{\text{пов}} - (6 \div 7) \text{ } ^\circ\text{C}.$$

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

Для камери з $t_{\text{пов}} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$.

$$t_{s2} = 0 - 7 = -7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$t_{s1} = -7 - 2 = -9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_s = (-7 - 9) / 2 = -8 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$t_0 = -8 - 3 = -11 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Для камери з $t_{\text{пов}} = -18 \text{ } ^\circ\text{C}$.

$$t_{s2} = -18 - 7 = -25 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$t_{s1} = -25 - 2 = -27 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_s = (-25 - 27) / 2 = -26 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$t_0 = -26 - 3 = -29 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Температура конденсації для безпосередньої системи.

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

$$t_{\text{MT}}=22,5 \text{ }^{\circ}\text{C}; t_{\text{к}}=36 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

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

Температура конденсації для системи з проміжним теплоносієм.

$$t_{\text{к}}=t_{\text{в1}} + (2 \div 4) + \Delta t \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

де $t_{\text{в1}}$ - температура води на вході в конденсатор, $^{\circ}\text{C}$; Δt – нагрів води в конденсаторі, $^{\circ}\text{C}$. $\Delta t=2 \dots 3^{\circ}\text{C}$ для горизонтальних пластинчастих конденсаторів.

$$t_{\text{в1}}=t_{\text{MT}} + \Delta t \cdot (1/\eta_{\text{гр}} - 1), \text{ }^{\circ}\text{C};$$

де t_{MT} – температура мокрого термометра при параметрах зовнішнього повітря, $^{\circ}\text{C}$; $\eta_{\text{гр}}$ – ккд роботи вентиляторної градирні, $\eta_{\text{гр}}= 0,4$. Температура мокрого термометра:

$$t_{\text{MT}}=22,5 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t_{\text{в1}}=22,5 + 4 \cdot (1/0,4 - 1) = 28,5 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t_{\text{к}}=28,5 + 3,5 + 3 = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Температура всмоктування.

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

$$t_{\text{вс}}=-11 + 5 = -6 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

$$t_{\text{вс}}=-32 + 5 = -27 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

$$t_{\text{вс}}=-37 + 5 = -32 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Температура всмоктування компресорів другого ступеня відповідає температури насичення проміжної посудини.

Температура переохолодження.

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Переохолодження у конденсаторі приймаю 5°C .

Температуру переохолодження рідини у змішувачу проміжної посудини на 5°C вище температури в посудині.

Побудова циклу холодильної машини на температуру кипіння -11°C .

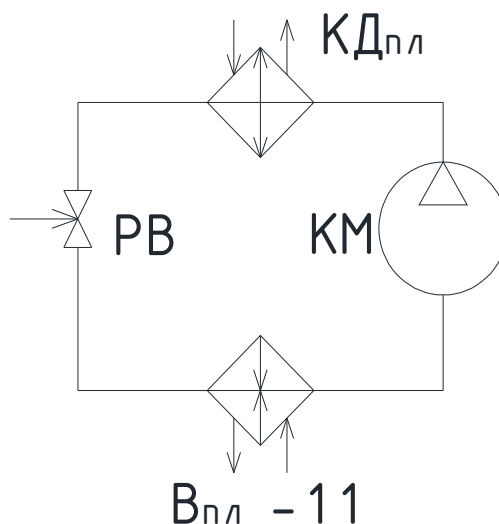


Рис. 3. Схема холодильної машини на температуру кипіння -11°C .

Параметри характерних точок зводжу до таблиці 8.

Таблиця 8. Параметри характерних точок.

Параметри	1'	1	2	3	4
Р, МПа	0.28	0.28	1.35	1.35	0.28
t, °C	-11	-6	110	30	-11
h, кДж/кг	144 7	1463	1695	339	339
v, м ³ /кг	0.43	0.446	0.131	0.001 8	0.063

Розрахунок холодильної машини на температуру кипіння -11°C.

Масова витрата холодильного агента на компресор:

$$M = Q_{o(-11)} / (h_1 - h_4), \text{ кг/с}; M = 247,6 / 1108 \cdot 10^3 = 0,223 \text{ кг/с};$$

Тепловий розрахунок холодильних машин таблиця 9.

Таблиця 9. Тепловий розрахунок холодильних машин.

Параметр, розрахункова формула та од. вимірювання	$t_0 = -11^\circ\text{C}$
Питома холодопродуктивність: $q_o = h_1 - h_4$, кДж/кг	1108
Масова витрата: $M = Q_o / q_o$, кг/с	0.223
Об'ємна витрата: $V = M \cdot v_{вс}$, м ³ /с	0.1
Коефіцієнт подачі для гвинтового компресору [5]: λ	0.84
Дійсна об'ємна витрата: $V_d = V / \lambda$, м ³ /с	0.118
Дійсна масова витрата: $M_d = V_{д.пр} \cdot \lambda / v_{вс}$, кг/с	0.387
Дійсна холодопродуктивність: $Q_0 = M_d \cdot q_o$, кВт	429,9
Теоретична потужність стискання: $N_T = M_d \cdot (h_{наг} - h_{всм})$, кВт	89,8
Індикаторна потужність стискання: $N_i = N_T / \eta_i$, кВт	99,8
Індикаторний ккд компресора, [5]: $\eta_i = \lambda_{\omega} + v \cdot t_o$, $v = 0,001$ (для аміака)	0.90
Ефективна потужність на валу компресора $N_e = N_i / \eta_{мех}$, кВт (механічний ккд компресора $\eta_{мех} = 0,9$)	110,8
Потрібна потужність електродвигунів: $N_{ел} = N_e / \eta_{ел}$, кВт (ккд електродвигуна $\eta_{ел} = 0,9$)	123,2

Прийнято дві холодильних машини фірми GEA Grasso FX PP 350 HP NH3 на базі гвинтового компресору GR-G3248-S-28, що має $V_{д.пр} = 372 \text{ м}^3/\text{год} \cdot 2 = 744 \text{ м}^3/\text{год} = 0,206 \text{ м}^3/\text{с}$, з електродвигуном 75 кВт кожен.

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 БКР 142.004.008.ПЗ				

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 2р 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 аміаку при 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, $\Delta t = 5^\circ\text{C}$.

$$h_{2'} = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_i} = 1463 + \frac{1695 - 1463}{0.9} = 1721 \text{ кДж/кг.}$$

$$M_m = \frac{0.387(1721 - 1620) \cdot 10^3}{1000 \cdot 4200 \cdot 5} = 0.0084 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Побудова циклу холодильної машини на температуру кипіння -29°C.

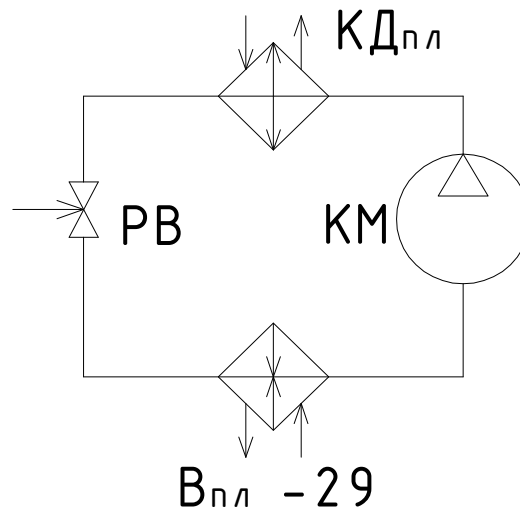


Рис. 4. Схема холодильної машини на температуру кипіння -29°C.

Параметри характерних точок зводжу до таблиці 10.

Таблиця 10. Параметри характерних точок.

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Параметри	1'	1	2	3	4
P, МПа	0,125	0,125	1.35	1.35	0,125
t, °C	-29	-24	153	30	-29
h, кДж/кг	1423	1435	1808	339	339
υ, м ³ /кг	0.92	0.94	0,15	0,0017	0,18

Розрахунок холодильної машини на температуру кипіння -29°C.

Масова витрата холодильного агента на компресор:

$$M = Q_{o(-29)} / (h_1 - h_4), \text{ кг/с}; M = 63766 / 1084 \cdot 10^3 = 0,058 \text{ кг/с};$$

Тепловий розрахунок холодильних машин таблиця 11.

Таблиця 10. Тепловий розрахунок холодильних машин.

Параметр, розрахункова формула та од. вимірювання	t ₀ = -29°C
Питома холодопродуктивність: q _o = h ₁ - h ₄ , кДж/кг	1084
Масова витрата: M = Q _o /q _o , кг/с	0.058
Об'ємна витрата: V = M · υ _{вс} , м ³ /с	0.055
Коефіцієнт подачі для гвинтового компресору [5]: λ	0.82
Дійсна об'ємна витрата: V _д = V / λ, м ³ /с	0.067
Дійсна масова витрата: M _д = V _{д.пр} · λ / υ _{вс} , кг/с	0.09
Дійсна холодопродуктивність: Q ₀ = M _д · q ₀ , кВт	97,3
Теоретична потужність стискання: N _т = M _д · (h _{наг} - h _{всм}), кВт	33,6
Індикаторна потужність стискання: N _і = N _т / η _і , кВт	37,3
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)	41,5
Потрібна потужність електродвигунів: N _{ел} = N _е / η _{ел} , кВт (ккд електродвигуна η _{ел} = 0,9)	46,1

Прийнято холодильна машини фірми GEA Grasso FX PP 350 S NH3 на базі гвинтового компресору GR-G3248-S-28, що має V_{д.пр} = 372 = 0,103 м³/с, з електродвигуном 75 кВт.

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 БКР 142.004.008.ПЗ				

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 аміаку при 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, $\Delta t=5^\circ\text{C}$.

$$h_{2'} = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_i} = 1435 + \frac{1808 - 1435}{0.9} = 1849 \text{ кДж/кг.}$$

$$M_m = \frac{0.103(1849 - 1620) \cdot 10^3}{1000 \cdot 4200 \cdot 5} = 0.0011 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Побудова циклу холодильної машини на температуру кипіння -37°C .

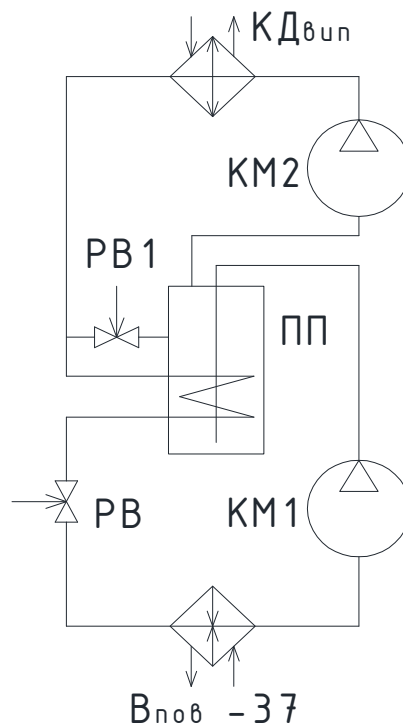


Рис. 5. Схема холодильної машини на температуру кипіння -37°C .

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 БКР 142.004.008.ПЗ				

Параметри характерних точок зводжу до таблиці 12.

Таблиця 12. Параметри характерних точок.

Параметр и	1'	1	2	3'	4	5	6	7	8	9
Р, МПа	0,084	0,084	0,34	0,34	1,39	1,39	0,34	1,39	0,084	0,34
t, °С	-37	-32	60.9	-6	94.4	31	-6	-1	-37	-6
h, кДж/кг	1411	1423	1614	1454	1656	344	344	195	195	173
υ, м ³ /кг	1.33	1,37	0,47	0,36	0,12	0,0001 79	0,048	0,0001 69	0,15	0,0001 5

Розрахунок холодильної машини на температуру кипіння -37°С.

Масова витрата холодильного агента на компресор високого ступеня виходячи з балансу проміжної посудини:

$$M_2 \cdot h_3 + M_1 \cdot h_7 = M_1 \cdot h_2 + M_2 \cdot h_5,$$

де M_1 – масова витрата холодоагенту компресора першого ступеня, кг/с;

M_2 – масова витрата холодоагенту компресора другого ступеня, кг/с.

$$M_1 = Q_{o(-42)} / (h_1 - h_8), \text{ кг/с}; M_1 = 247,6 / 1216 \cdot 10^3 = 0,203 \text{ кг/с};$$

Виходячи з призначення рідини у проміжної посудини:

$$M_2 = M_1 \cdot (h_2 - h_7) / (h_3 - h_5), \text{ кг/с}.$$

Тепловий розрахунок холодильних машин таблиця 13.

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 13. Тепловий розрахунок холодильних машин.

Параметр, розрахункова формула та од. вимірювання	$t_0 = -37^{\circ}\text{C}$	Проміжні а посудина
Питома холодопродуктивність: $q_0 = h_1 - h_{12}$, кДж/кг	1216	-
Масова витрата: $M = Q_0/q_0$, кг/с	0.203	0.259
Об'ємна витрата: $V = M \cdot v_{вс}$, м ³ /с	0,278	0.093
Коефіцієнт подачі [5]: $\lambda = \lambda_{\omega} \cdot \lambda_i$	0.84	0.78
Коефіцієнт невидимих втрат $\lambda_{\omega} = T_0/T_K$	0.91	0.898
Коефіцієнт втрат мертвого простору та депресії клапанів: $\lambda_i = \frac{p_0 - \Delta p_0}{p_0} - c \left[\left(\frac{p_k + \Delta p_0}{p_0} \right)^{\frac{1}{n_p}} - \frac{p_0 - \Delta p_0}{p_0} \right]$	0.92	0.827
Коефіцієнт мертвого простору: c	0.03	0.03
Депресія при всмоктуванні: $\Delta p_0 = 0,1 p_{н.т}$, МПа	0.008	0.034
Депресія при нагнітанні: $\Delta p_k = 0,11 p_{в.т}$, МПа	0.037	0.153
Дійсна об'ємна витрата: $V_d = V/\lambda$, м ³ /с	0.33	0.073
Дійсна масова витрата: $M_d = V_{д.пр} \cdot \lambda / v_{вс}$, кг/с	0.205	0.36
Дійсна холодопродуктивність: $Q_0 = M_d \cdot q_0$, кВт	248,5	-
Теоретична потужність стискання: $N_T = M_d \cdot (h_{наг} - h_{всм})$, кВт	39,2	72,6
Індикаторна потужність стискання: $N_i = N_T / \eta_i$, кВт	47,1	85,4
Індикаторний ккд компресора, [5]: $\eta_i = \lambda_{\omega} + v \cdot t_0$, $v = 0,001$ (для аміаку)	0.83	0.85
Ефективна потужність на валу компресора $N_e = N_i / \eta_{мех}$, кВт (механічний ккд компресора $\eta_{мех} = 0,9$)	52,4	90
Потрібна потужність електродвигунів: $N_{ел} = N_e / \eta_{ел}$, кВт (ккд електродвигуна $\eta_{ел} = 0,9$)	58,2	105,4

Прийнято компресорний агрегат GEA Grasso на базі компресорів RCA 6312 W, що має $V_I = 0,332 \cdot 2 = 0,664$ м³/с (перша ступінь) та $V_{II} = 0,166 \cdot 2 = 0,332$ м³/с, з електродвигуном 200 кВт. (друга ступінь).

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10. Розрахунок та вибір тепломасообмінних апаратів

Розрахунок конденсатора

Теплове навантаження на випарний конденсатор:

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

$$Q_k = 47,1 + 85,4 + 248,5 + 20 = 401 \text{ кВт.}$$

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

$$N_m = (0,0084 + 0,0011) \cdot 1000 \cdot 4200 \cdot 5 = 19950 \text{ Вт} = 20 \text{ кВт.}$$

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

$$F = Q_k / (k \cdot \Delta t) = 401 \cdot 10^3 / 2500 = 160,4 \text{ м}^2.$$

Прийнято конденсатор ИК-100 з площею теплообміну $F = 162 \text{ м}^2$, 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.

Теплове навантаження на пластинчастий конденсатор холодильної машини на температуру кипіння -11°C :

$$Q_k = 429,9 + 99,8 = 529,7 \text{ кВт.}$$

При тепловому навантаженні на пластинчастий аміачний конденсатор $q = 3,1$ кВт/м² необхідна площа теплообміну:

$$F = Q_k / (k \cdot \Delta t) = 529,7 \cdot 10^3 / 3100 = 170,9 \text{ м}^2.$$

Прийнято два конденсатора з площею теплообміну $F = 125 \cdot 2 = 250 \text{ м}^2$, що задовольняє розрахунку. Кількість пластин 125 шт. Розміри пластини 1486x650 мм. Площа однієї пластини 0,966 м².

Теплове навантаження на пластинчастий конденсатор холодильної машини на температуру кипіння -29°C :

$$Q_k = 97,3 + 37 = 134 \text{ Вт.}$$

При тепловому навантаженні на пластинчастий аміачний конденсатор $q = 3,1$ кВт/м² необхідна площа теплообміну:

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 БКР 142.004.008.ПЗ				

$$F = Q_k / (k \cdot \Delta t) = 134 \cdot 10^3 / 3100 = 43,3 \text{ м}^2.$$

Прийнято конденсатор з площею теплообміну $F=49,3 \text{ м}^2$, що задовольняє розрахунку. Кількість пластин 51 шт. Розміри пластини 1486x650 мм. Площа однієї пластини $0,966 \text{ м}^2$.

Розрахунок випарника

Теплове навантаження на випарник з температурою кипіння -11°C :

$$Q_0 = 429,9 \text{ кВт.}$$

При тепловому навантаженні на аміачний пластинчастий випарник $q=3.5 \text{ кВт/м}^2$ необхідна площа теплообміну:

$$F = Q_0 / (k \cdot \Delta t) = 429,9 \cdot 10^3 / 3500 = 122,8 \text{ м}^2.$$

Прийнято два випарника з площею теплообміну $F=72,45 \cdot 2=144,9 \text{ м}^2$, що задовольняє розрахунку. Кількість пластин 75 шт. Розміри пластини 1486x650 мм. Площа однієї пластини $0,966 \text{ м}^2$.

Теплове навантаження на пластинчастий випарник холодильної машини на температуру кипіння -29°C :

$$Q_0 = 97,3 \text{ кВт.}$$

При тепловому навантаженні на аміачний пластинчастий випарник $q=3.5 \text{ кВт/м}^2$ необхідна площа теплообміну:

$$F = Q_0 / (k \cdot \Delta t) = 97,3 \cdot 10^3 / 3500 = 27,8 \text{ м}^2.$$

Прийнято випарник з площею теплообміну $F=36,7 \text{ м}^2$, що задовольняє розрахунку. Кількість пластин 39 шт. Розміри пластини 1486x650 мм. Площа однієї пластини $0,966 \text{ м}^2$.

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

11. Розрахунок та вибір теплообмінного обладнання холодильних камер

Необхідна охолодна поверхня повітроохолодника визначається за формулою:

$$F=Q_0/(k \cdot \Theta), \text{ м}^2;$$

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

Розрахунковий перепад температур між повітрям камери і холодоагентом або холодоносієм прийнято $\Theta=7^{\circ}\text{C}$.

У практичних розрахунках для більшості повітроохолодників, виконаних з ребристих труб і працюючих в умовах холодильників за температур холодительного агента -30°C , температури холодоносія -26°C та -8°C величина коефіцієнта, віднесена до зовнішньої ребристої поверхні теплопередачі, за швидкості повітря в живому перерізі охолодної батареї 3 - 5 м/с , з врахуванням термічного опору шару снігової шуби, прийнята рівною 9,5, 10 та 14 відповідно $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Коефіцієнт теплопередачі для батарей при температурі холодоносія -8°C дорівнює 4,3 $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Необхідне число повітроохолодників та батарей прийнято з умови створення рівномірного температурного і швидкісного полів повітря в холодильній камері. Розрахунок та вибір повітроохолодників таблиця 14.

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 14. Розрахунок та вибір повітроохолодників.

Назва камери	Q ₀ , Вт	k, Вт/(м ² ·К)	Θ, °С	F, м ²	Прийнято повітроохол. та батареї	Кількість	Площа теплообміну
Камера №1 яловичина	14878	4,3	7	494,3	СЗГ+СЗХ	18	608,4
Камера №2 свинина	15190	4,3	7	504,7	СЗГ+СЗХ	5	559
					СЗГ+СС(3000)*2+ СЗХ	5	
					СЗГ+СС(3000)*4+ СЗХ	5	
Камера №3 курятина	25672	4,3	7	852,9	СЗГ+СЗХ	24	880,9
Камера №4 готова продукція	15430	4,3	7	512,6	СЗГ+СС(3000)*4+	6	791,6
					СЗХ	6	
					СЗГ+СС(3000)*2+ СЗХ	6	
Камера №5 готова продукція	15430	10	7	220,4	НВО-2-300	1	320
Камера №6 готова продукція	15430	10	7	220,4	НВО-2-300	1	320
Камера №7 готова продукція	16985	10	7	242,6	НВО-2-300	1	320
Камера №8 готова продукція	16447	10	7	235,0	НВО-2-300	1	320
Приміщення морозильного апарату	11918	14	7	121,6	НВО-3-200	1	202
Приміщення фасування	25864	4,3	7	859,3	СЗГ+СС(3000)*2+	4	868
					СЗХ	4	
					СЗГ+СС(3000)*4+ СЗХ	4	
Морозильний апарат	240152/ /5= =48030	9,5	7	722,2	Теплообмінна секція 250 м ²	3	750

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 БКР 142.004.008.ПЗ				

Батарей складаються з секцій виготовлених згідно ГОСТ 17645-78. Труби в батареях діаметром 38х3 мм. Батарея складається з секції СЗГ, що є головною, середніх секцій СС та з хвостової СЗХ. Труби оребрені металевою стрічкою 45х0,8 мм. Кількість труб в секції 4, крок розташування труб 160 мм. Довжина секцій СЗГ та СЗХ 2750 мм, секції СС – 3000 мм.

Площа теплообміну секцій СЗГ та СЗХ складає 16,9 м², секції СС (3000) – 18,4 м².

Повітроохолоджувачі мають кліматичне виконання «У», категорію розміщення 3 згідно ГОСТ 15150-69. Технічні дані: оребрення пластинчасте, захисне покриття – гаряче цинкування 80-100 мкм, розрахунковий тиск 2,0 МПа, вентилятори вісьові.

Марка	Площа теплообміну, м ²	Витрата повітря, м ³ /год	Внутрішній об'єм, м ³	Потужність двигунів, кВт	Розміри, мм
НВО-2-200	202	18000	0,085	2х1,35	1460х720х752
НВО-3-300	320	36000	0,135	3х1,35	975х820х880

Внутрішній об'єм теплообмінної секції морозильного апарату 0,45 м³.

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

12. Розрахунок охолодника оборотної води

Розрахунок вентиляторної градирні

Градирня вибирається за розрахунком площі поперечного перерізу:

$$F_{\text{гр}} = \Sigma Q_k / q_f, \text{ м}^2;$$

де q_f – питома теплове навантаження на 1 м² поперечного перерізу.

Для вентиляторної градирні $q_f = 65 \div 70 = 70$ кВт/м².

Теплове навантаження на градирню буде складати тепло конденсації від систем на -11⁰С та -29⁰С і тепло від систем охолодження мастила:

$$\Sigma Q_k = 529,7 + 134 + 20 = 683,7 \text{ кВт}$$

$$F_{\text{гр}} = 683,7 / 70 = 9,7 \text{ м}^2.$$

Приймаю 2 градирні типу ГПВ-320, що мають площу поперечного перерізу $F_{\text{гр}} = 6,5 \cdot 2 = 13$ м², об'єм води, що циркулює 17,8 л/с, потужність двигуна вентилятору 2х8,5 кВт, місткість резервуару 1,5 м³, витрата води 0,178 м³/с, габаритні розміри 3640х2210х2006 мм, маса 2006кг.

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

13. Розрахунок та вибір допоміжного обладнання

Проміжна посудина

Перевірочний розрахунок змійовика проміжної посудини:

$$F_{зм} = M \cdot \Delta h / (k \cdot \Delta t), \text{ Вт};$$

- де k – коефіцієнт теплообміну в змійовику, $k=700 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; Δt – середньологаріфмічна різниця температур аміаку, що охолоджується; M – масова витрата аміаку, що охолоджується, $\text{кг}/\text{с}$; Δh – різниця ентальпій аміаку, що охолоджується, $\text{кДж}/\text{кг}$.

Для $t_0 = -37^\circ\text{C}$: $M_2 = 0,205 \text{ кг}/\text{с}$, $\Delta h = h_5 - h_7 = 149 \text{ кДж}/\text{кг}$,

$$\Delta t = \frac{t_1 - t_2}{2,3 \cdot \lg \frac{t_n - t_1}{t_n - t_2}} = \frac{31 - (-1)}{2,3 \cdot \lg \frac{-6 - 31}{-6 - (-1)}} = 19,2^\circ\text{C}.$$

$$F_{зм} = 0,205 \cdot 149 \cdot 10^3 / (700 \cdot 19,2) = 2,27 \text{ м}^2.$$

Обираю проміжну посудину 60ПСз, що задовольняє розрахунку.

Технічні характеристики проміжної посудини:

60ПС_з - розміри $D \times S$ (600x8), H (2800), B (1200), діаметр умовного проходу патрубків $d=150\text{мм}$, $d_1=32\text{мм}$, $d_2=32\text{мм}$, $d_3=125\text{мм}$, вага 570кг, площа теплообмінника $4,3 \text{ м}^2$.

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

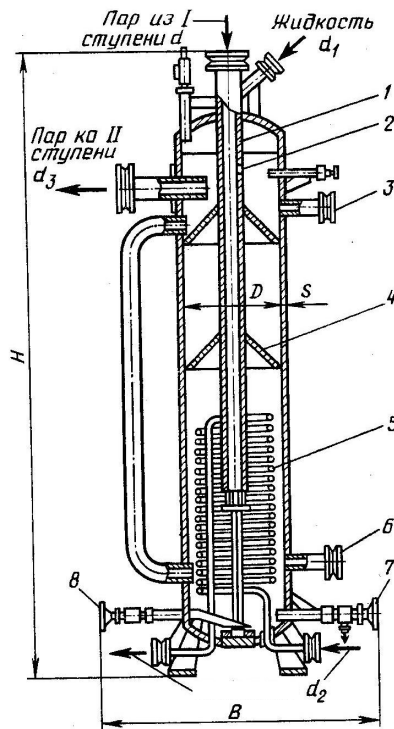


Рис. 6. Проміжна посудина 100ПСз.

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 $t_0 = -37^\circ\text{C}$:

$$V_{\text{по}} = 0,45 \cdot 12 = 5,4 \text{ м}^3.$$

$$V_{\text{лр}} = 0,4 \cdot 5,4 = 2,16 \text{ м}^3.$$

Прийнято ресивер 2,5РД, що має $V_{\text{лр}} = 2,5 \text{ м}^3$.

Технічні характеристики ресивера 2,5РД:

розміри $D \times S(800 \times 8)$, $L(5610)$, умовний діаметр проходу патрубків $d_1 = 50$ мм, $d_2 = 25$ мм, $D_y = 1/2''$, ємність $2,5 \text{ м}^3$, вага 990 кг.

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 БКР 142.004.008.ПЗ				

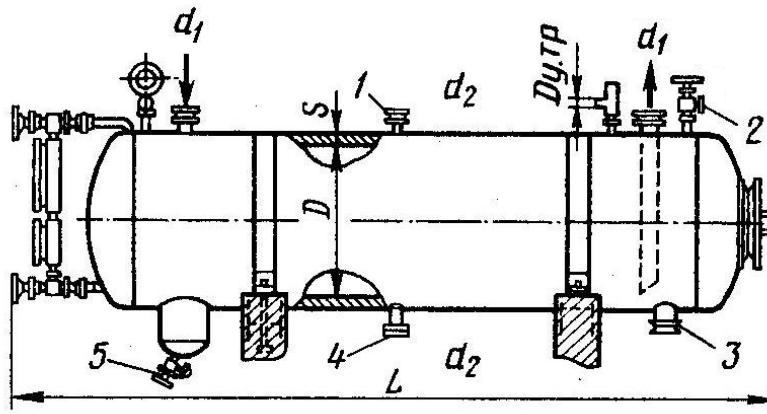


Рис. 7. Ресивер типу РД.

Дренажний ресивер

Умови вибору дренажного ресиверу:

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

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

Для $t_0 = -37^\circ\text{C}$ дренажний ресивер:

$$V_{др} \geq 0,8 \cdot (5,4) = 4,32 \text{ м}^3.$$

Прийнято дренажний ресивер 5РД, що має $V_{др} = 5,58 \text{ м}^3$.

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

Циркуляційний ресивер

Умови вибору циркуляційного ресивери :

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

де K – коефіцієнт типу ресивера, для вертикального типу $K=2$; $V_{нт}$ - об'єм нагнітального трубопроводу насоса, (умовно) $V_{нт}=0,1 \text{ м}^3$; $V_{вт}$ - об'єм всмоктувального трубопроводу насоса, (умовно) $V_{вт}=0,1 \text{ м}^3$; $V_{по}$ - об'єм повітроохолоджувачів, м^3 .

Для $t_0 = -37^\circ\text{C}$: $V_{цр} = K \cdot (V_{нт} + 0,5 \cdot V_{по} + V_{вт}) = 2 \cdot (0,1 + 0,5 \cdot (5,4) + 0,1) = 5,8 \text{ м}^3$, прийнято дві посудини 3,5РДВ^а, що має $V_{цр} = 3,34 \times 2 = 6,68 \text{ м}^3$.

Технічні характеристики ресивера 3,5РДВ^а:

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 БКР 142.004.008.ПЗ				

розміри DxS (1200x10), Н (3515), умовний діаметр проходу патрубків
 $d_1=200\text{мм}$, $d_2=80\text{мм}$, $d_3=40\text{мм}$, $d_4=25\text{мм}$, ємність $3,34\text{м}^3$, вага 1505 кг.

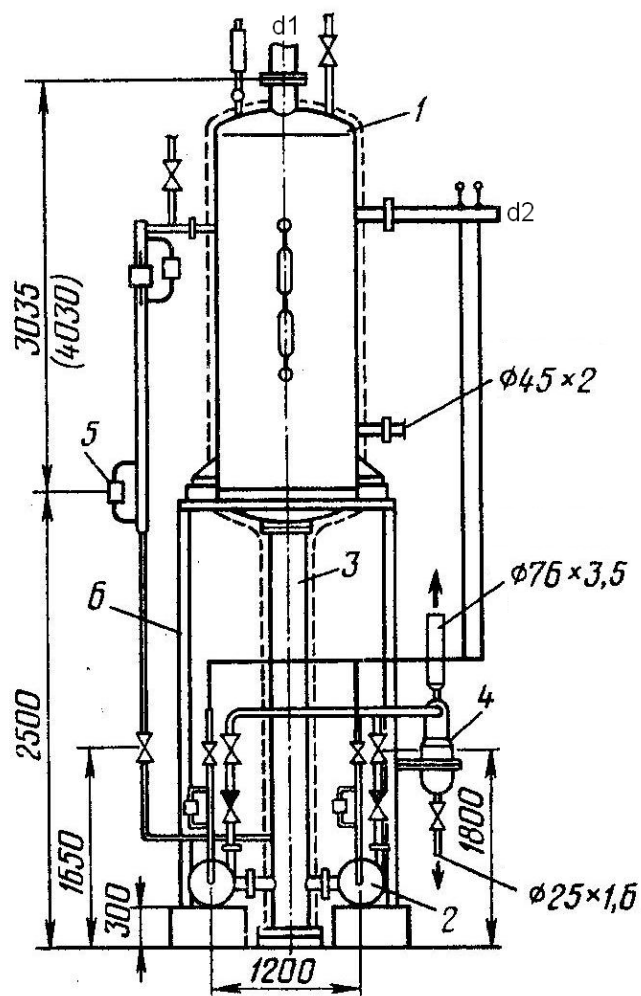


Рис. 8. Ресивер типу РДВ^а.

Маслозбірники

У якості маслозбірника приймаю посудину 60МЗС, що має місткість $0,06\text{м}^3$.

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 БКР 142.004.008.ПЗ				

14. Визначення аеродинамічного опору у циркуляційному кільці морозильного апарату

Аеродинамічний опір в циркуляційному кільці апарату визначають за формулою:

$$\Delta p = (\Delta p_{во} + \Delta p_{пов} + \Delta p_{диф} + \Delta p_{конф} + \Delta p_{ex}) \cdot 1,1,$$

де $\Delta \delta$ – аеродинамічний опір циркуляційному кільці апарату, Па;

$\Delta \delta_{аі}, \Delta \delta_{ао}, \Delta \delta_{па}, \Delta \delta_{аео}, \Delta \delta_{еіо}, \delta_{ао}$ - аеродинамічний опір секції повітроохолодника, у вантажному відділі апарату, поворотів, дифузора, конфузора при виході повітря у вентилятор, Па;

1,1 – коефіцієнт, який враховує аеродинамічний опір тертя повітря в каналах.

Аеродинамічний опір секцій повітроохолодника визначається з умов, що на їх площі поверхні знаходиться снігова шуба. Товщину снігової шуби приймається на першій секції 3 мм, на другій 2 мм, на третій 1 мм.

Аеродинамічний опір однієї секції при шаховому розміщенні труб з навивними ребрами знаходять за формулою:

$$\Delta \delta_{\delta} = 1,35 \cdot m_x \cdot \left(\frac{h}{d_f} \right)^{0,45} \cdot \left(\frac{U_x}{d_f} \right)^{-0,72} \cdot Re_x^{-0,24} \cdot \frac{(\omega'_x)^2}{2} \cdot \rho_a,$$

де $\Delta \delta_{\delta}$ - аеродинамічний опір секції, Па;

m_x - кількість труб у вертикальному ряді, $m_x = 12$ шт;

h - висота ребра, $h = 0,0205$ м;

d_f - зовнішній діаметр труби, $d_f = 0,022$ м;

U_x - відстань між ребрами з врахуванням снігової шуби, $U_{x1} = 0,024 - 0,003 \cdot 2 = 0,018$ м, $U_{x2} = 0,018 - 0,002 \cdot 2 = 0,014$ м, $U_{x3} = 0,012 - 0,001 \cdot 2 = 0,010$ м;

ω'_x - швидкість руху повітря в живому перерізі секції, м/с;

$$Re_x = \frac{\omega'_x \cdot d_f}{\nu_a}.$$

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кінематичну в'язкість ν_a визначають при температурі кипіння холодильного агента в трубах повтроохолодника, $\nu_a = 0,406 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Швидкість руху повітря в живому перерізі секції знаходять із залежності:

$$\omega'_\delta = \varphi_\delta \cdot \omega_f,$$

де φ_δ - коефіцієнт стискання, який враховує розміщення в поперечному перерізі каналу ребрених труб;

$$\varphi_\delta = \frac{\frac{s_1}{d_f} \left(1 - \frac{\delta_\delta}{U_x}\right)}{\frac{s_1}{d_f} - 1 + \left(\frac{s_1}{d_f} - 1 - \frac{2h}{d_f}\right) \cdot \frac{\delta_p}{U_x}},$$

δ_δ - товщина ребра, $\delta_\delta = 0,002 \text{ м}$;

ω_f - швидкість руху набігаючого потоку повітря, м/с.

$$\omega_f = 5 \text{ м/с}.$$

$$\varphi_{\delta 1} = \frac{\frac{0.065}{0.022} \left(1 - \frac{0.002}{0.018}\right)}{\frac{0.065}{0.022} - 1 + \left(\frac{0.065}{0.022} - 1 - \frac{2 \cdot 0.0205}{0.022}\right) \cdot \frac{0.002}{0.018}} = 1,34, \quad \omega'_{\delta 1} = 1.34 \cdot 5 = 6.7 \text{ м/с},$$

$$\varphi_{\delta 2} = \frac{\frac{0.065}{0.022} \left(1 - \frac{0.002}{0.014}\right)}{\frac{0.065}{0.022} - 1 + \left(\frac{0.065}{0.022} - 1 - \frac{2 \cdot 0.0205}{0.022}\right) \cdot \frac{0.002}{0.014}} = 1,29, \quad \omega'_{\delta 2} = 1.29 \cdot 5 = 6.45 \text{ м/с},$$

$$\varphi_{\delta 3} = \frac{\frac{0.065}{0.022} \left(1 - \frac{0.002}{0.010}\right)}{\frac{0.065}{0.022} - 1 + \left(\frac{0.065}{0.022} - 1 - \frac{2 \cdot 0.0205}{0.022}\right) \cdot \frac{0.002}{0.010}} = 1,2, \quad \omega'_{\delta 3} = 1.2 \cdot 5 = 6.0 \text{ м/с},$$

$$\text{Re}_{x1} = \frac{6.7 \cdot 0.022}{0.406 \cdot 10^{-6}} = 363054$$

$$\text{Re}_{x2} = \frac{6.45 \cdot 0.022}{0.406 \cdot 10^{-6}} = 349507$$

$$\text{Re}_{x3} = \frac{6.0 \cdot 0.022}{0.406 \cdot 10^{-6}} = 325123$$

$$\Delta \delta'_{\delta 1} = 1,35 \cdot 12 \cdot \left(\frac{0.0205}{0.022}\right)^{0,45} \cdot \left(\frac{0.018}{0.022}\right)^{-0,72} \cdot 363054^{-0,24} \cdot \frac{(6.7)^2}{2} \cdot 1.35 = 25,44 \text{ Па},$$

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 БКР 142.004.008.ПЗ				

$$\Delta\delta_{\delta 2} = 1,35 \cdot 12 \cdot \left(\frac{0,0205}{0,022}\right)^{0,45} \cdot \left(\frac{0,014}{0,022}\right)^{-0,72} \cdot 349507^{-0,24} \cdot \frac{(6,45)^2}{2} \cdot 1,35 = 28,57 \text{ Па,}$$

$$\Delta\delta_{\delta 3} = 1,35 \cdot 12 \cdot \left(\frac{0,0205}{0,022}\right)^{0,45} \cdot \left(\frac{0,01}{0,022}\right)^{-0,72} \cdot 325123^{-0,24} \cdot \frac{(6,0)^2}{2} \cdot 1,35 = 31,99 \text{ Па,}$$

Аеродинамічний опір секції повітроохолодника складе:

$$\Delta\delta_{\delta 1} = \Delta\delta_{\delta 1} + \Delta\delta_{\delta 2} + \Delta\delta_{\delta 3} = 25,44 + 28,57 + 31,99 = 86 \text{ Па.}$$

Аеродинамічний опір поворотів складе:

$$\Delta\delta_{\pi a} = n_{\pi a} \cdot \xi_{\pi a} \cdot \frac{\omega_{\pi a}^2}{2} \cdot \rho_a,$$

де $n_{\pi a}$ - кількість поворотів, які робить повітря в циркуляційному кільці апарату, $n_{\pi a} = 6$;

$\xi_{\pi a}$ - коефіцієнт місцевого опору повороту, $\xi_{\pi a} = 0,4$;

$\omega_{\pi a}$ - швидкість руху повітря в перерізі повороту, $\omega_{\pi a} = 5 \text{ м/с}$.

$$\Delta\delta_{\pi a} = 6 \cdot 0,4 \cdot \frac{5^2}{2} \cdot 1,35 = 40,5 \text{ Па,}$$

Аеродинамічний опір дифузора визначають за формулою:

$$\Delta p_{\text{диф}} = \xi_{\text{диф}} \cdot \frac{\omega_{\text{диф}}^2}{2} \cdot \rho_v,$$

де $\xi_{\text{диф}}$ - коефіцієнт місцевого опору дифузора $\xi_{\text{диф}} = 2,2$;

$\omega_{\text{диф}}$ - швидкість руху повітря в стисненому перерізі дифузора, м/с.

$$\Delta\delta_{\text{диф}} = 2,2 \cdot \frac{5^2}{2} \cdot 1,35 = 37,13 \text{ Па,}$$

Аеродинамічний опір конфузора розраховують за рівнянням:

$$\Delta\delta_{\text{конф}} = \xi_{\text{конф}} \cdot \frac{\omega_{\text{конф}}^2}{2} \cdot \rho_a$$

Де $\xi_{\text{конф}}$ - коефіцієнт місцевого опору конфузора $\xi_{\text{конф}} = 1,8$;

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$\omega_{\text{вiт}} -$ швидкість руху повітря в стисненому перерізі конфузора, м/с.

$$\Delta\delta_{\text{вiт}} = 1.8 \cdot \frac{5^2}{2} \cdot 1.35 = 30,38 \text{ Па.}$$

Аеродинамічний опір при вході повітря у вентилятор знаходять за формулою:

$$\Delta\delta_{\text{âö}} = \xi_{\text{âö}} \cdot \frac{\omega_{\text{âö}}^2}{2} \cdot \rho_{\text{â}}$$

Де $\xi_{\text{âö}}$ - коефіцієнт місцевого опору при вході повітря у вентилятор, $\xi_{\text{âö}} = 1,8$;

$\omega_{\text{âö}}$ - швидкість руху повітря у всмоктую чому вікні вентилятора, м/с.

$$\omega_{\text{âö}} = \frac{4 \cdot V_{\text{В}}}{\pi \cdot d_{\text{В}}^2 \cdot n_{\text{В}}}$$

Де $d_{\text{В}}$ - діаметр всмоктую чого вікна вентилятора, $d_{\text{В}} = 0,5$ м;

$n_{\text{В}}$ - кількість вентиляторів, $n_{\text{В}} = 3$ шт.

$$\omega_{\text{âö}} = \frac{4 \cdot 10}{\pi \cdot 0.8^2 \cdot 3} = 6,6 \text{ м/с}$$

$$\Delta\delta_{\text{âö}} = 1.8 \cdot \frac{6.6^2}{2} \cdot 1.35 = 53,5 \text{ Па.}$$

Аеродинамічний опір в циркуляційному кільці апарату:

$$\Delta\delta = (86 + 40.5 + 37.13 + 30.38 + 53.5) \cdot 1,1 = 247,5 \text{ Па.}$$

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Обрані вентилятори (В2,3-130 №5) мають аеродинамічні характеристики:

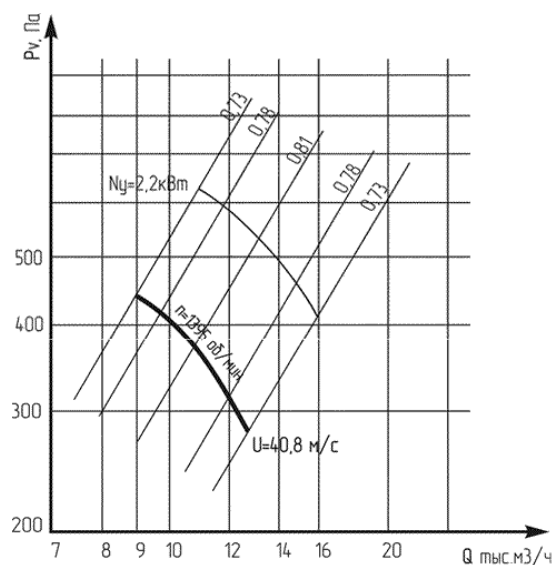


Рис. 9 - Аеродинамічні характеристики вентилятора В2,3-130 №5

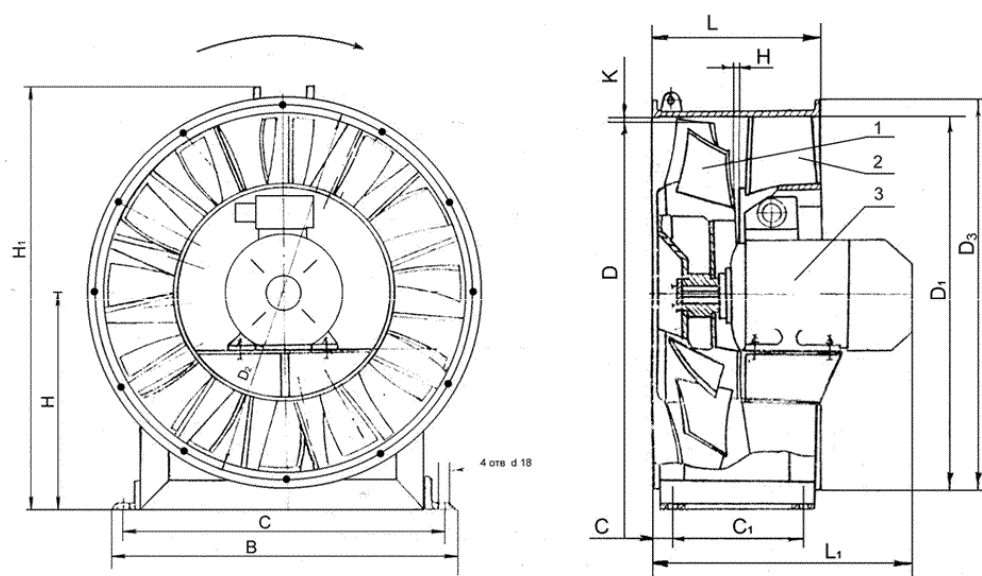


Рис. 9 - Габаритні розміри вентилятора В2,3-130 №5:

$B=830$, $C=770$, $C_1=310$, $D=800$, $D_1=805$, $D_2=835$, $D_3=860$, $n=495$, $H_1=495$,

$K=2,5^{+0.6}$, $e=32,5$, $L=375$, $L_1=590$, $M=3 \pm 1$, $n_1=\text{шт.}$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

00 БКР 142.004.008.ПЗ

Арк.

15. 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 змішувачу повітроохолоджувачів. Об'ємна подача насосів:

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

де M – масова витрата аміаку, $\text{кг}/\text{с}$; v – питомий об'єм аміаку, $\text{м}^3/\text{кг}$.

Розрахунок та вибір аміачних насосів таблиця 15.

Таблиця 15. Розрахунок та вибір аміачних насосів.

$t_0, ^\circ\text{C}$	$M, \text{ кг}/\text{с}$	$v, \text{ м}^3/\text{кг}$	$V, \text{ м}^3/\text{с}$	Прийнято	Кількість	Об'ємна подача, $\text{м}^3/\text{с}$
-37	0,205	0,0017	0,0007	ЦНГ-70М-2	1	0,0016

Окрім того приймаю один резервний насос.

Технічні характеристики аміачних насосів:

ЦНГ-70М-2 – подача 5,5-12 $\text{м}^3/\text{год}$, напір рідкого аміаку 38-28м, кількість ступенів 2, частота обертання 49,5 с^{-1} , потужність 2,8кВт.

Водяні насоси

Вибір насосу відбувається на підставі значень подачі та напору. Оскільки холодильник одноповерховий, то значення потрібного напору малі. Для спрощення вибору насосу користуємось значенням подачі:

$$V = \frac{Q}{c \cdot \rho \cdot \Delta t}, \text{ м}^3/\text{с}.$$

де c – теплоємність речовини, $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$; ρ – густина речовини, $\text{кг}/\text{м}^3$; Δt – різниця температур в теплообміннику, $^\circ\text{C}$; Q – теплове навантаження на теплообмінний апарат, кВт.

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для води: $c=4,187$ кДж/(кг·К), $\rho=1000$ кг/м³, $\Delta t=3^{\circ}\text{C}$, $Q_k=817,1$ кВт.

$$V = \frac{817.1}{4.187 \cdot 1000 \cdot 3} = 0,048 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Приймаю 2 насоси К20/30, що мають $V=0,026$ м³/с кожен, для роботи та 1 резервний.

Технічна характеристика насосу: продуктивність 0,026 м³/с, ккд 0,63, потужність електродвигуна 4 кВт, частота обертання 2900 об/хв.

Розсільні насоси

Вибір насосу відбувається на підставі значень подачі та напору. Оскільки холодильник одноповерховий, то значення потрібного напору малі. Для спрощення вибору насосу користуємось значенням подачі:

$$V = \frac{Q}{c \cdot \rho \cdot \Delta t}, \text{ м}^3/\text{с}.$$

де c – теплоємність речовини, кДж/(кг·К); ρ - густина речовини, кг/м³; Δt – різниця температур в теплообміннику, ⁰С; Q – теплове навантаження на теплообмінний апарат, кВт.

Параметри пропіленгліколю для системи з температурою кипіння - 11⁰С:

концентрація 40%, температура замерзання -21⁰С, $c=3,615$ кДж/(кг·К), $\rho=1048,1$ кг/м³, $\Delta t=3^{\circ}\text{C}$, $Q_0=429,9$ кВт.

$$V = \frac{429.9}{3.615 \cdot 1048.1 \cdot 3} = 0,037 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Приймаю 2 насоси К20/18, що мають $V=0,02$ м³/с кожен, для роботи та 1 резервний.

Технічна характеристика насосу: продуктивність 0,02 м³/с, ккд 0,66, потужність електродвигуна 1,5 кВт, частота обертання 2900 об/хв.

Параметри пропіленгліколю для системи з температурою кипіння - 29⁰С:

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

концентрація 55,3%, температура замерзання -39°C , $c=3,35$ кДж/(кг·К),
 $\rho=1059$ кг/м³, $\Delta t=3^{\circ}\text{C}$, $Q_0=194,5$ кВт.

$$V = \frac{194.5}{3.35 \cdot 1059 \cdot 3} = 0,018 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Приймаю 2 насоси К20/18б, що має $V=0,0115$ м³/с для роботи та 1 резервний.

Технічна характеристика насосу: продуктивність $0,0115$ м³/с, ккд 0,62, потужність електродвигуна 1,5 кВт, частота обертання 2900 об/хв.

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

16. Розрахунок техніко-економічних показників

Планова калькуляція собівартості

одиниці виробленого холоду

16.1. Замовна специфікація на обладнання

Замовна специфікація на обладнання складена за цінами фірм постачальників з врахуванням НДС і приведена у таблиці 16. Вартість упаковка та транспортування вказана окремо.

Вартість поставок обладнання із-за кордону та супроводжувальні витрати на отримання обладнання в Україні входять у вартість обладнання.

Таблиця 16. Замовна специфікація на обладнання холодильної установки. Разом вартість обладнання буде складати 25642,3 тис. грн. з врахуванням НДС.

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

№ по схемі	Назва обладнання	Виробник	Ціна, тис. грн.	Вартість упаковки та транспортування, тис. грн.	Кількість, шт	Вартість, тис. грн.
1	Холодильні машини FX PP 350 HP NH3	GEA Grasso	1700	20	2	3440
2	Холодильні машини FX PP 350 HP NH3	GEA Grasso	1750	20	2	1770
3	Компресорні агрегати на базі компресорів RCA 6312 W	GEA Grasso	875	20	1	895
4	ИК-100	ВАТ «Коростенский завод химического машиностроения»	15	1,5	1	16,5
5	Секції батарей СЗГ	Донецьк	1,23	0,1	69	91,77
6	Секції батарей СЗХ	Донецьк	1,23	0,1	69	91,77
7	Секції батарей СС(3000)	Донецьк	1,33	0,1	106	151,58
8	Повітроохолоджувачі НВО-2-200	ВАТ «Орелхолодмаш»	8	0,1	18	145,8
9	Повітроохолоджувачі НВО-3-300	ВАТ «Орелхолодмаш»	9,5	0,1	8	76,8
10	Градирня типу ГПВ-320	ВАТ «Коростенский завод химического машиностроения»	27	1,5	2	57
11	Проміжна посудина 60ПСз	ВАТ «Коростенский завод химического машиностроения»	10	0,6	1	10,6
12	Ресивер 2,5РД	ВАТ «Коростенский завод химического машиностроения»	3	0,3	1	3,3
13	Ресивер 5РД	ВАТ «Коростенский завод химического машиностроения»	4	0,3	1	4,3
14	Ресивера 3,5РДВ ^а	ВАТ «Коростенский завод химического машиностроения»	3,3	0,3	2	7,2
15	Мастилозбірник 60МЗС	ВАТ «Коростенский завод химического машиностроения»	0,8	0,1	1	0,9
16	Морозильний апарат	ВАТ «АСТРУМ Інтертрейд»	800	50	5	4250000
17	Насос аміачний ЦНГ-70М-2	Валадайский насосний завод	23,9	1	2	49,8
18	Насос водяний К20/30	Валадайский насосний завод	2,83	1	3	11,49
19	Насос розсільний К20/18	Валадайский насосний завод	2,26	1	3	9,78

					00 БКР 142.004.008.ПЗ		Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

16.2. Визначення кількості виробленого холоду

Витрати на виробництво холоду при різноманітних температурах кипіння нерівноцінні, тому їх слід приводити до умовної величини – приведенного виробництва холоду, яка визначається як сума добутків кількості виробленого холоду при робочих умовах на коефіцієнт переводу. Величина переводного коефіцієнту приймається в залежності від робочої температури.

Приведена холодопродуктивність, що забезпечує потреби морозильних апаратів:

$$Q_0 = Q_{0(-37)} \cdot k_{-37} = 497 \cdot 2,45 = 1217,65 \text{ кВт.}$$

Приведена холодопродуктивність, що забезпечує потреби камер зберігання заморожених продуктів:

$$Q_0 = Q_{0(-29)} \cdot k_{-29} = 97,3 \cdot 1,74 = 169,1 \text{ кВт.}$$

Приведена холодопродуктивність, що забезпечує потреби камер зберігання охолоджених продуктів:

$$Q_0 = Q_{0(-11)} \cdot k_{-11} = 429,9 \cdot 0,8 = 343,92 \text{ кВт.}$$

Загальна приведенного холодопродуктивність:

$$Q_0 = 1217,65 + 169,1 + 343,92 = 1731 \text{ кВт.}$$

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

$$Q_0 = 1731 \cdot 5400 = 9347400 \text{ кВт} \cdot \text{год.}$$

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

16.3. Статті витрат

16.3.1. Витрати на оплату електроенергії

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 17. 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	Холодильна машина FX PP 350 HP NH3	75	2	5400	810000
2	Холодильна машина FX PP 350 S HP NH3	75	1	5400	810000
3	Компресорний агрегат RCA 6312 W	200	1	5400	2160000
4	Випарний конденсатор ИК -100	4x5,6	2	3000	134400
5	Повітроохолодник НВО-2-200	2x1,35	18	3000	145800
6	Повітроохолодник НВО-3-300	3x1,35	8	3000	97200
7	Градирия ГПВ-320	2x8,5	2	3000	102000
8	Вентилятор морозильного апарату	2,2	12	3000	79200
9	Аміачний насос ЦНГ-70М-2	2,8	1	5000	14000
10	Водяний насос К20/30	4	2	3000	24000
11	Розсільний насос К20/18	1,5	4	3000	18000

Разом річна витрата електроенергії 4394600 кВт·год.

Тариф оплати за електроенергію складає 0,852 грн. за кВт·год. Тоді витрати на оплату електроенергії складатиме $4394600 \cdot 0,852 = 3744199,2$ грн = 3744,2 тис. грн.

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 БКР 142.004.008.ПЗ				

16.3.2. Витрати на оплату води

Витрати води на охолодження конденсаторів, компресорів та мастилоохолоджувачів будуть враховуватися, оскільки вода береться з водопроводу. Але оскільки запроектована система рециркуляції води, витрати будуть складати лише на поповнення системи.

Прийняте обладнання: вентиляторні градирні та випарні конденсатори в процесі роботи мають винос води 3,5% та 1,5% від об'ємної витрати циркулюючої води відповідно.

Річна витрата води, що циркулює в системі буде складати:

для градирень: $V=0,048 \text{ м}^3/\text{с}$;

для випарних конденсаторів $V=0,0133 \cdot 2=0,0266 \text{ м}^3/\text{с}$.

При річному часі роботи компресорів 5400 годин, річна витрата води на поповнення буде складати:

$V=(0,048 \cdot 0,035+0,0266 \cdot 0,015) \cdot 3600 \cdot 5400=40415,76 \text{ м}^3$.

Вартість водопостачання складає 4,85 грн за 1 м^3 , тоді витрати на воду будуть складати: $40415,76 \cdot 4,85=196016,4 \text{ грн.}=196 \text{ тис. грн}$.

16.3.3. Витрати на поповнення системи холодоагентом

Ці витрати знаходяться у прямій залежності від продуктивності компресорів. Норма витрати аміаку на поповнення системи за рік складає:

для компресорів, що працюють на безпосереднє охолодження 3,1 кг/(ст. кВт);

для компресорів, що працюють у системі охолодження з проміжним теплоносієм 1,8 кг/(ст. кВт).

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Холодопродуктивність компресорів в переводі на стандартну холодопродуктивність, що працюють на систему з проміжним теплоносієм буде складати:

$$Q_0 = Q_{0(-29)} \cdot k_{-29} = 194,5 \cdot 1,74 = 338,43 \text{ кВт.}$$

$$Q_0 = Q_{0(-11)} \cdot k_{-11} = 429,9 \cdot 0,8 = 343,92 \text{ кВт.}$$

Холодопродуктивність компресорів в переводі на стандартну холодопродуктивність, що працюють на систему з безпосереднім охолодженням буде складати:

$$Q_0 = Q_{0(-37)} \cdot k_{-37} = 497 \cdot 2,45 = 1217,65 \text{ кВт.}$$

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

$$V_{\text{аміак}} = ((338,43 + 343,92) \cdot 1,8 + 1217,65 \cdot 3,1) \cdot 2,8 = 14008,2 \text{ грн.} = 14 \text{ тис. грн.}$$

16.3.4. 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.

$$M = \sum (0,12 \cdot 1 \cdot 5400 \cdot 4 + 0,01 \cdot 9 \cdot 5400 \cdot 2) \cdot \frac{5400}{2700} = 7128 \text{ кг.}$$

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Витрати на поповнення системи мастилом при ціні на мастило 40 грн/кг складатиме:

$$V_{\text{маст}}=7128 \cdot 40=285120 \text{ грн.}=285 \text{ тис. грн.}$$

16.3.5. Витрати на поповнення системи проміжного теплоносія

Норми витрати проміжного теплоносія для закритої системи складає 63,5 кг на 1 м² теплообмінної площі випарника.

Отже витрата проміжного теплоносія складає:

$$ПТ=63,5 \cdot (73,4 \cdot 2+144,9 \cdot 2)=27724,1 \text{ кг.}$$

Витрати на поповнення системи при вартості проміжного теплоносія 15 грн./кг складатиме:

$$V_{\text{маст}}=27724,1 \cdot 15=415861,5 \text{ грн.}=415,9 \text{ тис. грн.}$$

16.3.6. Витрати на заробітну плату

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

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

На холодильниках більше 1000 т передбачається посада начальника цеха.

При комплексній автоматизації холодильної установки, кількості компресорів 6 шт. та загальній холодопродуктивності до 3,5 тис. кВт приймається 5 машиністів та помічників та 2 змінних машиніста, також приймаю 2 слюсаря.

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 18. Фонд по сплаті основної заробітної плати робітників.

Найменування професії та розряд	Тарифна ставка	Проект	Кіл-сть годин на місяць	Додаток за Шкідливість, 10%	Місячний фонд заробітної плати, грн.	Річний фонд заробітної плати, тис. грн.
Машиніст III розряду	9,76	1	240	234,2	2342,4	30,9
Машиніст IV розряду	11,43	3	240	823	8229,6	108,6
Машиніст V розряду	13,4	2	240	643,2	6432	84,9
Машиніст VI розряду	15,7	1	240	376,8	3768	49,7
Слюсар ремонтник	10,9	2	240	523,2	5232	69,1
Разом						343,3

Фонд додаткової заробітної плати: $\text{ФДЗП} = \text{ФОЗП} \cdot 0,08$

$\text{ФДЗП} = 343,3 \cdot 0,08 = 27,5$ тис. грн.

Повний фонд заробітної плати: $\text{ФЗП} = \text{ФОЗП} + \text{ФДЗП}$

$\text{ФЗП} = 343,3 + 27,5 = 370,8$ тис. грн.

Витрати на оплату праці робітників з нарахуваннями:

$\text{ВОПупр} = 370,8 \cdot 0,3708 + 370,8 = 508,2$ тис. грн.

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00 БКР 142.004.008.ПЗ				

Таблиця 19. Фонд по сплаті основної заробітної плати апарату управління.

Найменування професії та розряд	Посадовий оклад	Чисельність	Місячний фонд заробітної плати, грн.	Річний фонд заробітної плати, тис. грн.
Начальник цеху	7500	1	7500	90
Начальник зміни	5000	1	5000	60
Разом				150

Фонд додаткової заробітної плати: $\text{ФДЗП} = \text{ФОЗП} \cdot 0,25$

$\text{ФДЗП} = 150 \cdot 0,25 = 37,5$ тис. грн.

Повний фонд заробітної плати: $\text{ФЗП} = \text{ФОЗП} + \text{ФДЗП}$

$\text{ФЗП} = 150 + 37,5 = 187,5$ тис. грн.

Витрати на оплату праці апарату управління з нарахуваннями:

$\text{ВOPупр} = \text{ФЗП} \cdot 0,3708 + \text{ФЗП} = 187,5 \cdot 0,3708 + 187,5 = 257$ тис. грн.

Разом витрати по заробітній платі для холодильника становлять:

$\text{ВOPх} = 508,2 + 257 = 765,2$ тис. грн.

16.3.7. Амортизація обладнання

Амортизаційні відрахування на обладнання становлять 21,925%:

$25642,3 \cdot 0,21925 = 5622,1$ тис. грн.

16.3.8. Витрати на поточні ремонти

Витрати на поточні ремонти складають 50% від амортизаційних витрат:

$\text{В}_{\text{поточні}} = 5622,1 \cdot 0,5 = 2811,1$ тис. грн.

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

16.3.9. Витрати на охорону праці

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

$$V_{\text{ОП}}=765,2 \cdot 0,002=1,53 \text{ тис. грн.}$$

16.3.10. Утримання будівлі

Вартість будівлі визначається 2250 грн. за кожен м² будівельної площі. Таким чином вартість будівлі буде складати $2250 \cdot 11592=26082000$ грн. = =26082 тис. грн.

Амортизаційні відрахування на будівлі становлять 7,763%:

$$26082 \cdot 0,07763=2024,7 \text{ тис. грн.}$$

16.3.11. Спрацювання швидкозносного інвентарю

Витрати на знос малоцінного та швидкозносного інвентарю складатиме 10%:

$$V_{\text{ІНВ}}=5622,1 \cdot 0,1=562,2 \text{ тис. грн.}$$

16.3.12. Інші витрати

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

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

16.4. Цехові витрати

Калькуляція цехових витрат зведена до таблиці .

Таблиця 20. Собівартість одиниці виробленого холоду.

Статті витрат	Значення показників, тис. грн.
Електроенергія	3744,2
Вода	196
Масило	285
Аміак	14
Проміжний теплоносій	415,9
Оплата праці	765,2
Амортизація	5622,1
Поточні ремонти	2811,1
Охорона праці	1,53
Утримання будівлі	2024,7
Спрацювання інвентарю	562,2
Інші витрати	82,2
Разом	16524,1

16.5. Визначення цехової собівартості одиниці виробленого холоду

Собівартість стандартної одиниці виробленого холоду:

$$C=16524,1/9347400=1,77 \text{ грн./ст.кВт}\cdot\text{год.}$$

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

18. Список використаної літератури

1. Пирог П. И. Теплоизоляция холодильников. - М.: Пищевая промышленность. - 1966, 272 стр.

2. Явнель Б. К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и установок кондиционирования воздуха.-М.:Агропромиздат.-1989, 224 стр.

3. Бараненко А. В. Практикум по холодильным установкам.-СПб.:Профессия.-2001, 272 стр.

4. Холодильні машини: Метод. вказівки до вивч. дисц. та викон. курс. роботи для студ. спец. 6.090500 “Холодильні машини і установки” заоч. форми навчання /Уклад.: А.В.Форсюк, С.М.Василенко, В.І.Гоштовт. – К.: УДУХТ, 2000. – 42с.

					00 БКР 142.004.008.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		