

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

_____ Блаженко С.І.
(підпис) (прізвище та ініціали)

« ____ » _____ 2022 р.

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Петренко В.П.
(підпис) (прізвище та ініціали)

« ____ » _____ 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА

зі спеціальності 142 Енергетичне машинобудування

(код та назва спеціальності)

освітньо-професійної програми Холодильні техніка та технології

на тему: Проект холодильної установки птахофабрики продуктивністю 30 т/добу на базі різних схемних рішень з використанням вуглекислоти

Виконав: здобувач 2 курсу, групи ХМ-2-9М

Щабло Радіон Антонович

(прізвище, ім'я, по батькові повністю)

(підпис)

Керівник проф. Форсюк Андрій Васильович

(прізвище, ім'я та по батькові повністю)

(підпис)

Консультант _____

(прізвище, ім'я та по батькові повністю)

(підпис)

Рецензент _____

(прізвище, ім'я та по батькові повністю)

(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.

Радіон Щабло

(підпис та прізвище здобувача)

Київ – 2022 р.

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

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

Освітній ступінь магістр

Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
(код і назва)

Освітньо-професійна програма Холодильні техніка та технології

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ТЕХТ

проф. Петренко В.П.

“05” листопада 2021 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Щабло Радіону Антоновичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. **Тема роботи:** Проект холодильної установки птахофабрики продуктивністю 30 т/добу на базі різних схемних рішень з використанням вуглекислоти

керівник роботи: Форсюк Андрій Васильвич, к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від 02 листопада 2021 р. № 869-к

2. **Строк подання здобувачем роботи:** 05.02.2021 року

3. **Вихідні дані до роботи:** холодильні агенти – аміак/CO₂; продуктивність птахофабрики – 30 тон/добу; розташування – м.Умань; продукція: заморожена та охолоджена птиця, яйця; місткість камер зберігання яєць – 600 тон; схема холодильної установки: насосно-циркуляційна з безпосереднім кипінням; конденсатори – випарні; охолодження оборотної води – вентилятрна градирня; система оборотного водопостачання; вартість електроенергії та води – за місцем розташування холодильника; матеріал стін – цегла, ізоляція ППУ; заморожування у ШМА; для технологічних потреб – крижана вода

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

1. Технологічна схема холодильного оброблення продукції; 2. Техніко-економічне обґрунтування прийнятих до розгляду схем холодильних установок; 3. Розрахунок тривалості заморожування птиці; 4. Розрахунок холодильних установок для різних схемних рішень та вибір обладнання; 5. Розрахунок економічних показників для різних схемних рішень; Висновки; Література

Анотація

В магістерській роботі розраховано та запроектовано холодильник птахофабрики продуктивністю 30 т/добу в м. Умань для зберігання птиці замороженої, охолодженої та яєць. В роботі проведено вибір необхідного холодильного режиму для тимчасового і довгострокового зберігання продукції птахофабрики, розроблено та проведено порівняльні розрахунки холодильних установок з використанням вуглекислоти та аміаку.

За результатами розрахунку зроблено проведено вибір основного та допоміжного обладнання холодильних установок. Наведено розрахунки будівельних конструкцій, теплоізоляції, площі камер холодильника.

Проведено аналіз ефективності холодильних установок та розраховано показники економічної ефективності, для випадку часткової заміни в схемі традиційного холодильного агента – аміаку на альтернативний холодоагент.

Всі розрахунки, креслення та схеми виконані за допомогою ПК. Магістерська робота складається з пояснювальної записки та графічної частини.

Ключові слова: *птахофабрика, аміак, R717, альтернативний холодоагент, CO₂*

Зміст

Анотація.....	
1. Технологічна схема холодильного оброблення продукції.....	
2. Розрахунок тривалості холодильного оброблення продукції.....	
3. Техніко-економічне обґрунтування прийнятих технічних рішень.....	
4. Визначення основних розмірів та планування приміщень холодильника.....	
5. Розрахунок ізоляційних конструкцій холодильника.....	
6. Розрахунок теплонадходжень до охолоджуваних приміщень.....	
7. Визначення навантаження на обладнання камер та компресори	
8. Розрахунок аналізованих схем холодильних установок та вибір обладнання.....	
9. Розрахунок економічних показників аналізованих схем холодильних установок.....	
Висновки.....	
Література.....	

1. Технологічна схема холодильного оброблення продукції

1.1. Охолодження продукції птахівництва

Тушки *птиці* охолоджують повітрям, льодоводяною сумішшю, льодяною водою, діоксидом вуглецю і азотом. Застосовують також комбіновані методи охолодження (зрошення туш чи занурення їх у льодяну воду, а потім у повітря).

Досить ефективним з точки зору умов тепловіддачі, затрат праці, тривалості і технологічності процесу є метод занурювального охолодження тушок птиці у чистій льодяній воді чи в льодоводяній суміші. Після охолодження льодяною водою шкіра на тушках стає світлою і чистою, зникають плями від забиттів і крововиливів. Тушки птиці поглинають певну кількість води (до 8% маси), внаслідок чого вони округляються і набувають кращого товарного вигляду.

Льодяну воду чи льодоводяну суміш одержують додаючи до водопровідної води лусковий лід чи пропускаючи її через спеціальні випарники, в яких вона охолоджується до потрібної температури. Сучасним методом передбачається барботування через воду діоксиду вуглецю чи азоту з низькими температурами. Температура льодяної води має бути не вище 2°C, а час охолодження – 0,5...1 год. З метою зменшення можливого обсіменення мікроорганізмами, застосовують антисептики. Також застосовують гідроаерозольний метод охолодження: тушки у підвішеному стані зрошуються льодяною водою зі спеціальних форсунок впродовж 30...35 хв.

В санітарному відношенні найефективнішим є комбіноване охолодження (зрошення – занурення, зрошення – занурення – оброблення повітрям). При методі зрошення – занурення тушки без тельбухів попередньо охолоджують, безперервно зрошуючи водопровідною водою з відцентрових форсунок впродовж 10...15 хв. залежно від виду птиці. Далі тушки занурюють у воду температурою 0...2°C на 25...35 хвилин до досягнення температури в товщі грудного м'яза 0...4°C.

Під час повітряного доохолодження відбуваються часткове видалення набутої тушками під час зрошення води і одночасно їх охолодження внаслідок випаровування. Під час охолодження в льодяній воді тушки поглинають від 3 до 8% вологи, в середньому (з урахуванням випаровування) їх маса зростає на 4%.

Тривалість охолодження птиці інтенсифікованим повітряним методом (температура – 0...–2°C, швидкість руху повітря – 4 м/с) становить 3...6 год залежно від маси і вгодованості тушок. Повітряне охолодження застосовують лише для тушок після сухого вищипування і теплового оброблення, інакше м'ясо зневоднюється і втрачає товарний вигляд. [4]

Враховуючи все вище наведене приймаємо, що охолодження тушок птиці будемо проводити у льодяній воді з температурою 1,5°C. Початкова температура тушок 35°C, кінцева – 3°C, час охолодження – 1 година.

1.2. Заморожування птиці та продуктів птахівництва

Биту птицю заморожують у повітрі після попереднього охолодження чи без нього. Тривалість заморожування птиці в тарі залежить від її виду і вгодованості, від температури і швидкості руху повітря. При –18°C і природній циркуляції повітря – 48...72 годин, при – 23...–26°C і швидкості руху повітря 1...1,5 м/с – 18...20 годин (кури, качки), 35...40 годин (гуси, індики).

Можна заморозити птицю швидше, якщо використати скороморозильні апарати тунельного типу, у яких підтримується температура –30...–40°C за інтенсивного руху повітря. Тривалість такого заморожування становить 4,5...10 год залежно від вгодованості і виду птиці. Втрати маси під час заморожування становлять 0,2...0,4%.

Під час заморожування в рідких холодоносіях найчастіше застосовують водні розчини хлористого натрію і кальцію, пропілен- і етиленгліколю з попереднім вакуумуванням птиці в термоусадній плівці. При температурі –25°C і швидкості циркуляції середовища 0,1 м/с тривалість процесу заморожування упакованих тушок курей масою 1...2 кг становить 0,5...1 годин. За повітряного способу така тривалість досягається лише при –50°C і швидкості руху повітря 3 м/с.

Ще перспективніше застосування модульних скороморозильних апаратів, що працюють на рідкому азоті чи діоксиді вуглецю, розпилюваних за допомогою форсунок в зоні заморожування. Під впливом утворених при цьому парів відбувається попереднє охолодження і вирівнювання температури за об'ємом продукту. Попереднє охолодження продукту виключає його подальше розтріскування, а отже, скорочує втрати маси під час розморожування і кулінарного оброблення. Тривалість заморожування напівтушок курей до середньооб'ємної температури –18°C становить 6 хвилин. [4]

Приймаємо, що птицю заморожуємо у тунельних швидкоморозильних апаратах при температурі –45°C для холодильного агента CO₂ та –35°C для холодильного агента NH₃. На заморожування надходить попередньо охолоджені до температури 3°C тушки птиці. Циркуляція повітря посилена.

1.3. Зберігання птиці та продуктів птахівництва

Охолоджену *птицю* зберігають в ящиках, що складають у штабелі з проміжками 10 см. Температура повітря становить 0...-2°C, відносна вологість – 80...85%, термін зберігання – не більше 5 діб з дня вироблення. Тривалість зберігання м'яса птиці визначається активністю розвитку мікроорганізмів, що викликають ослизнення і появу неприємного запаху. Зміни білкових і жирних компонентів настають значно пізніше і практично не впливають на стійкість зберігання охолодженої птиці. Упаковка в полімерні плівки дає змогу знизити всихання (в 10 разів), покращити санітарний стан продукту і підвищити культуру торгівлі. Термін зберігання такої птиці без додаткових засобів становить 5...6 діб. Застосування снігоподібної вуглекислоти, зміненого чи комбінованого газового середовища дає змогу подовжити зберігання охолодженої птиці за збереження високої якості.

Морожену птицю розміщують на зберігання так само, як і охолоджену. Температура повітря в камері холодильника не вище -12°C, відносна вологість – 85...95%.

Підморожені тушки птиці зберігають при температурі -2°C і відносній вологості повітря 95% впродовж 25...30 діб (з урахуванням транспортування і реалізації). Пакування з вакуумуванням в термоусадну плівку дає змогу значно знизити інтенсивність гідролітичних і окиснювальних процесів. Спосіб транспортування і зберігання птиці у підмороженому стані вважається економічно вигідним, бо потребує втричі менших видатків, ніж заморожування, а птиця зовні не відрізняється від охолодженої, має природне забарвлення.

Часто здійснюється розділення тушки з виробленням *напівфабрикатів*: філе, стегенець, крилець тощо. Такі напівфабрикати охолоджують і реалізують у охолоджену вигляді, або заморожують у вигляді блоків, що зручно для тривалого зберігання і транспортування. Термін зберігання заморожених курячих напівфабрикатів при температурі -18°C становить 12 місяців. Охолоджені курячі напівфабрикати зберігають при температурі 0...+4°C до 2 діб. [4]

Приймаємо температуру в камері зберігання охолодженої птиці -2°C, початкова температура м'яса +3°C, кінцева – 0°C, час зберігання 5 діб; замороженої -18°C, початкова температура м'яса -8°C, кінцева – -18°C, час охолодження до кінцевої температури 24 години, термін зберігання до 120 діб.

2. РОЗРАХУНОК ТРИВАЛОСТІ ХОЛОДИЛЬНОГО ОБРОБЛЕННЯ ПРОДУКЦІЇ

У холодильнику зберігається заморожена та охолоджена птиця та яйця. Заморожування будемо проводити у швидкоморозильних апаратах, а охолодження на виробництві крижаною водою. Яйця охолоджуватимемо у камерах з інтенсивним рухом повітря.

Проведемо розрахунок часу заморожування тушок птиці. Розрахунок проводимо за методикою наведеною в посібнику [3]. Тушка птиці упакована у поліетиленову плівку близька до форми кулі, радіусом 10...20 см залежно від виду та віку птиці. для курей менший, для індички більший. Розрахуємо час заморожування для курки (12,5 см) та індички (20 см):

$$R_k = 125 \cdot \text{мм} \quad R_i = 200 \cdot \text{мм}$$

За попередньо прийнятою технологією параметри процесу охолодження такі:

$$\text{початкова температура птиці} \quad t_{\text{п}} = 3 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\text{кінцева температура птиці} \quad t_{\text{к}} = -18 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\text{температура повітря у ШМА} \quad t_{\text{пов}} = -35 \cdot ^\circ\text{C}$$

Коефіцієнт тепловіддачі при заморожуванні у швидкоморозильних апаратах з примусовим рухом повітря коливається в межах 60...100 Вт/(м²К) [3 стр.51]. Приймаємо коефіцієнт тепловіддачі рівним:

$$\alpha_{\text{п}} = 100 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Властивості м'яса птиці близькі до властивостей яловичини. Тому теплофізичні властивості приймаємо як для яловичини:

$$\text{початкова вологість м'яса птиці} \quad W_{\text{п}} = 74 \cdot \%$$

$$\text{густина м'яса птиці} \quad \rho_{\text{пр}} = 1020 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\text{кріоскопічна температура} \quad t_{\text{кр}} = -1 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\text{коефіцієнт теплопровідності м'яса птиці} \quad \lambda_{\text{прз}} = 1.31 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$$

Розрахунки проводимо з урахуванням поправочного коефіцієнта, який враховує тривалість охолодження від початкової до кріоскопічної температури, а потім до кінцевої:

$$K_{\text{п}} = 1.3$$

Число Ві для продукту, що заморожується:

$$\text{курка:} \quad Bi_k = \alpha_{\text{п}} \cdot \frac{R_k}{\lambda_{\text{прз}}} \quad Bi_k = 9.542$$

$$\text{індики:} \quad Bi_i = \alpha_{\text{п}} \cdot \frac{R_i}{\lambda_{\text{прз}}} \quad Bi_i = 15.267$$

Доля вимороженої вологи при заморожування птиці:

$$\text{курка:} \quad \omega_{\text{хк}} = \frac{t_{\text{пов}} - t_{\text{кр}}}{2 \cdot \frac{t_{\text{кр}}}{Bi_k} - (t_{\text{кр}} - t_{\text{пов}})} \quad \omega_{\text{хк}} = 0.994$$

$$\text{індики:} \quad \omega_{\text{хі}} = \frac{t_{\text{пов}} - t_{\text{кр}}}{2 \cdot \frac{t_{\text{кр}}}{Bi_i} - (t_{\text{кр}} - t_{\text{пов}})} \quad \omega_{\text{хі}} = 0.996$$

Питома теплота заморожування:

$$\text{курка:} \quad q_{\text{зк}} = r_{\text{л}} \cdot W_{\text{п}} \cdot \omega_{\text{хк}} \quad q_{\text{зк}} = 246.528 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$\text{індики:} \quad q_{\text{зі}} = r_{\text{л}} \cdot W_{\text{п}} \cdot \omega_{\text{хі}} \quad q_{\text{зі}} = 247.096 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

де $r_{\text{л}} = 335.2 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ питома теплота заморожування води.

Час заморожування з урахуванням поліетиленової упаковки становитиме за формулою Планка VI-7 [3]:

$$\text{курка:} \quad \tau_{\text{зк}} = K_{\text{п}} \cdot A_{\text{ф}} \cdot \frac{q_{\text{зк}} \cdot R_k \cdot \rho_{\text{пр}}}{t_{\text{кр}} - t_{\text{пов}}} \cdot \left(\frac{R_k}{2 \cdot \lambda_{\text{прз}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{п}}} + \frac{\delta_{\text{у}}}{\lambda_{\text{у}}} \right) \quad \tau_{\text{зк}} = 6.468 \text{ год}$$

$$\text{індики:} \quad \tau_{\text{зі}} = K_{\text{п}} \cdot A_{\text{ф}} \cdot \frac{q_{\text{зі}} \cdot R_i \cdot \rho_{\text{пр}}}{t_{\text{кр}} - t_{\text{пов}}} \cdot \left(\frac{R_k}{2 \cdot \lambda_{\text{прз}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{п}}} + \frac{\delta_{\text{у}}}{\lambda_{\text{у}}} \right) \quad \tau_{\text{зі}} = 10.372 \text{ год}$$

де $A_{\text{ф}} = 0.33$ - коефіцієнт форми для кулі; $\lambda_{\text{у}} = 0.3 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ - теплопровідність упаковки, $\delta_{\text{у}} = 0.3 \cdot \text{мм}$ - товщина упаковки.

У випадку використання вуглекислоти:

$$\text{температура повітря у ШМА} \quad t_{\text{пов}} = -45 \cdot ^\circ\text{C}$$

Коефіцієнт тепловіддачі при заморожуванні у швидкоморозильних апаратах з примусовим рухом повітря коливається в межах 60...100 Вт/(м²К) [3 стр.51]. Приймаємо коефіцієнт тепловіддачі рівним:

$$\alpha_{\Pi} = 100 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Властивості м'яса птиці близькі до властивостей яловичини. Тому теплофізичні властивості приймаємо як для яловичини:

початкова вологість м'яса птиці $W_{\Pi} = 74\%$

густина м'яса птиці $\rho_{\text{пр}} = 1020 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

кріоскопічна температура $t_{\text{кр}} = -1 \cdot ^\circ\text{C}$

коефіцієнт теплопровідності м'яса птиці $\lambda_{\text{прз}} = 1.31 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$

Розрахунки проводимо з урахуванням поправочного коефіцієнта, який враховує тривалість охолодження від початкової до кріоскопічної температури, а потім до кінцевої:

$$K_{\Pi} = 1.3$$

Число Ві для продукту, що заморожується:

курка: $Bi_{\text{к}} = \alpha_{\Pi} \cdot \frac{R_{\text{к}}}{\lambda_{\text{прз}}} \quad Bi_{\text{к}} = 9.542$

індики: $Bi_{\text{і}} = \alpha_{\Pi} \cdot \frac{R_{\text{і}}}{\lambda_{\text{прз}}} \quad Bi_{\text{і}} = 15.267$

Доля вимороженої вологи при заморожування птиці:

курка: $\omega_{\text{хк}} = \frac{t_{\text{пов}} - t_{\text{кр}}}{2 \cdot \frac{t_{\text{кр}}}{Bi_{\text{к}}} - (t_{\text{кр}} - t_{\text{пов}})} \quad \omega_{\text{хк}} = 0.995$

індики: $\omega_{\text{хі}} = \frac{t_{\text{пов}} - t_{\text{кр}}}{2 \cdot \frac{t_{\text{кр}}}{Bi_{\text{і}}} - (t_{\text{кр}} - t_{\text{пов}})} \quad \omega_{\text{хі}} = 0.997$

Питома теплота заморожування:

курка: $q_{3\text{к}} = r_{\text{л}} \cdot W_{\Pi} \cdot \omega_{\text{хк}} \quad q_{3\text{к}} = 246.872 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

$$\text{індики:} \quad q_{3i} = r_{л} \cdot W_{п} \cdot \omega_{xi} \quad q_{3i} = 247.312 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

де $r_{л} = 335.2 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ питома теплота заморожування води.

Час заморожування з урахуванням поліетиленової упаковки становитиме за формулою Планка VI-7 [3]:

$$\text{курка:} \quad \tau_{зк} = K_{п} \cdot A_{ф} \cdot \frac{q_{зк} \cdot R_{к} \cdot \rho_{пр}}{t_{кр} - t_{пов}} \cdot \left(\frac{R_{к}}{2 \cdot \lambda_{прз}} + \frac{1}{\alpha_{п}} + \frac{\delta_{у}}{\lambda_{у}} \right) \quad \tau_{зк} = 5.005 \text{ год}$$

$$\text{індики:} \quad \tau_{зи} = K_{п} \cdot A_{ф} \cdot \frac{q_{зи} \cdot R_{i} \cdot \rho_{пр}}{t_{кр} - t_{пов}} \cdot \left(\frac{R_{к}}{2 \cdot \lambda_{прз}} + \frac{1}{\alpha_{п}} + \frac{\delta_{у}}{\lambda_{у}} \right) \quad \tau_{зи} = 8.022 \text{ год}$$

де $A_{ф} = 0.33$ - коефіцієнт форми для кулі; $\lambda_{у} = 0.3 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ - теплопровідність упаковки, $\delta_{у} = 0.3 \cdot \text{мм}$ - товщина упаковки.

Таким чином зниження часу заморожування при використанні вуглекислоти становитиме 1,463 та 2,35 години відповідно, або 22,7%.

3. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРИЙНЯТИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ

Структура холодильника

Холодильник призначений для коротко- та довгострокового зберігання охолодженої та замороженої птиці, довготривалого зберігання яєць. Для зменшення капітальних затрат до розрахунку приймається одноповерховий холодильник.

Згідно технологічної схеми холодильного оброблення холодильник має камери: зберігання охолодженої птиці, замороженої птиці, охолодження яєць, зберігання охолоджених яєць, камеру, в якій встановлено тунельні швидкоморозильні апарати, експедицію, вантажні коридори. До блоку допоміжних приміщень, прибудованому до холодильника, входять: машинне відділення, електрощитова, допоміжні та побутові приміщення.

Птицю охолоджуємо льодяною водою на виробництві. У камери та заморожування вона поступає охолодженою та упакованою в поліетиленову вакуумну упаковку та складеними у пластикові ящики.

Холодильник проектується з однією автомобільною платформою.

За рекомендаціями [2] місткість камер зберігання замороженої продукції повинна бути такою, щоб умістити продукцію вироблену за 60 змін роботи.

Тоді продуктивність птахофабрики становитиме - 15 тон у зміну (при двозмінній роботі).

Місткість камер зберігання охолодженої птиці приймаємо п'ятиденній продуктивності птахофабрики. При двозмінній роботі денна продуктивність становитиме 30 тон (згідно завдання), а місткість камер зберігання охолодженої птиці - 150 тон.

Місткість камер зберігання яєць приймаємо - 600 тон. Камери попереднього охолодження яєць 48 тон (8% від місткості камери зберігання).

Розміри камери встановлення швидкоморозильних апаратів приймаємо за розмірами та продуктивністю апаратів: два будівельних прямокутники 6х12 метрів.

Прийняту місткість камер, час холодильного оброблення, температури холодильного оброблення та відносну вологість в камерах, прийняту у проєкті, зводимо до таблиці 3.1.

Таблиця 3.1.

Назва камери	E_k т	Час обробки доб	$t_{кам}$ °C	Вологість %
Зберігання замороженої птиці	900	24	-18	85
Зберігання охолодженої птиці	150	24	-2	90
Зберігання яєць	600	24	-2	90
Попереднього охолодження яєць	48	48	15...-2	90
Камера ШМА			0	85
Експедиція			0	85
Вантажні коридори холодильника	-		0	85

Будівельні конструкції

До будівельно-ізоляційних матеріалів холодильників є ряд вимог: низький коефіцієнт теплопередачі, стійкість до дії низьких температур і високої вологості, одночасно вони повинні бути міцними та довговічними, вогнетривкими і економічними. Також дані матеріали повинні мати малу питому вагу, простий і швидкий монтаж, та відповідати всім санітарно-гігієнічним вимогам.

Будівля холодильника проектується одноповерховою, за каркасною схемою із самонесучими стінами, при використанні яких навантаження від покриття та підвісного обладнання передається на каркас зі збірних залізобетонних елементів (колон, балок). Самонесучі стіни опираються на стрічковий фундамент. Сітка колон приймається 6x12 м, висота камер до низу несучих конструкцій перекриття 6 м, до перекриття - 7,2 м. При холодильнику проектується автомобільна платформа шириною 6 м.

Фундаменти будівлі холодильника сприймають все навантаження від будівельних конструкцій, вантажів, обладнання і передають їх на ґрунт. При будівництві холодильника використовується залізобетонний фундамент, з кріпленнями під колони. Колони будівлі холодильника приймаються залізобетонними, перетином 400x400 мм.

Зовнішні і внутрішні стіни будівлі холодильника виконуються з цегли 380 та 250 мм, на які потім наноситься шар пароізоляції, теплоізоляції (ППУ) та штукатурки.

Перегородки між охолоджуваними приміщеннями мають однакову конструкцію із зовнішніми, але товщина кладки складає 125 мм.

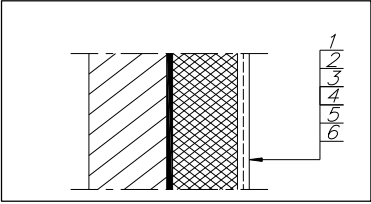
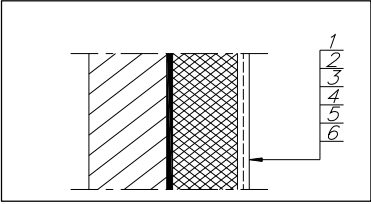
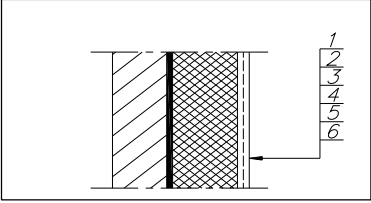
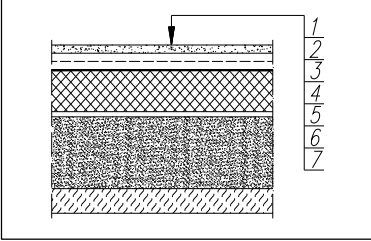
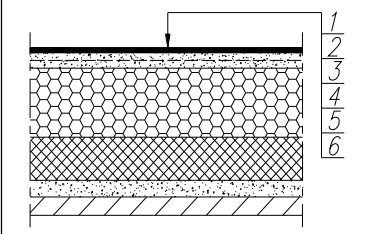
Підлога холодильника повинна мати достатню міцність і витримувати навантаження від вантажів і транспортних засобів і мати обігрівання, її конструкцію наведено у табл.3.2.

В холодильнику використовується загальне безгорищне покриття, яке складається залізобетонних плит покриття, які опираються на залізобетонні балки, які в свою чергу опираються на залізобетонні колони. Крівля плоска, з нахилом для стоку дощової та талої води, нахил утворюється за рахунок насипу різної товщини керамзитового гравію.

Для безперешкодного завантаження і розвантаження камер, вільного переміщення транспортних засобів у камерах встановлюються відкатні двері. Двері мають ізоляцію, товщина якої рівна 150 мм. Для зменшення теплових втрат (зменшення теплопритоків) при відкритих дверях (під час завантажувально-розвантажувальних робіт) використовуються ПХВ завіси (ефективність 30-100%).

Конструкцію огорожень представлено у таблиці 3.2.

Таблиця 3.2. Будівельно-ізоляційні конструкції холодильника

	Зовнішня стіна	δ м	λ Вт/мК	$\Sigma\delta_i/\lambda_i$ м²К/Вт
	1. Штукатурка складним розчином по металевій сітці	0,020	0,98	0,5380
	2. Теплоізоляція із пінополіуретану (ППУ)	-	0,041	
	3. Пароізоляція - 2 шари гідроізола на бітумній мастиці	0,004	0,30	
	4. Штукатурка складним розчином по металевій сітці	0,020	0,98	
	5. Цегляна кладка	0,380	0,82	
	6. Штукатурка складним розчином по металевій сітці	0,020	0,98	
	Внутрішня стіна	δ м	λ Вт/мК	$\Sigma\delta_i/\lambda_i$ м²К/Вт
	1. Штукатурка складним розчином по металевій сітці	0,020	0,98	0,3794
	2. Теплоізоляція із пінополіуретану (ППУ)	-	0,041	
	3. Пароізоляція - 2 шари гідроізола на бітумній мастиці	0,004	0,30	
	4. Штукатурка складним розчином по металевій сітці	0,020	0,98	
	5. Цегляна кладка	0,250	0,82	
	6. Штукатурка складним розчином по металевій сітці	0,020	0,98	
	Перегородка	δ м	λ Вт/мК	$\Sigma\delta_i/\lambda_i$ м²К/Вт
	1. Штукатурка складним розчином по металевій сітці	0,020	0,98	0,2270
	2. Теплоізоляція із пінополіуретану (ППУ)	-	0,041	
	3. Пароізоляція - 2 шари гідроізола на бітумній мастиці	0,004	0,30	
	4. Штукатурка складним розчином по металевій сітці	0,020	0,98	
	5. Цегляна кладка	0,125	0,82	
	6. Штукатурка складним розчином по металевій сітці	0,020	0,98	
	Підлога	δ м	λ Вт/мК	$\Sigma\delta_i/\lambda_i$ м²К/Вт
	1. Монолитне бетонне покриття із важкого бетону	0,040	1,86	0,109
	2. Армована бетонна стяжка	0,150	1,86	
	3. Пароізоляція - 1 шар пергаміна	0,001	0,15	
	4. Теплоізоляція із пінополіуретану (ППУ)	-	0,041	
	5. Бетонна підготовка з електронагрівниками	0,010		
	6. Ущільнений пісок	0,700	0,58	
	7. Грунт		-	
	Покриття	δ м	λ Вт/мК	$\Sigma\delta_i/\lambda_i$ м²К/Вт
	1. 5 шарів гідроізола на бітумній мастиці	0,012	0,30	1,7842
	2. Цементно-піщаний розчин на металевій сітці	0,030	0,98	
	3. Гравій керамзитовий	0,200	0,12	
	4. Теплоізоляція із пінополіуретану (ППУ)	-	0,041	
	5. Цементно-піщаний розчин	0,030	0,93	
	6. Залізобетонна плита покриття	0,030	2,04	

Вибір системи охолодження та типу аналізованих схем холодильних установок

Для аналізу обираємо схеми холодильних установок, в яких штучний холод отримується в каскадних холодильних машинах: у верхній гілці – аміак, у нижній – вуглекислота. Обидва холодильні агенти природного походження. Використовуємо схему холодозабезпечення з безпосереднім охолодженням. Безпосереднє охолодження дозволить знизити затрати на охолодження, щонайменше на 5%.

Для верхніх гілок каскадної холодильної машини вибрано аміак. Це обумовлено такими чинниками:

- Має термодинамічні та теплофізичні характеристики, які озвояють отримати високий ККД в холодильних установках;
- Хімічно нейтральний по відношенню до більшості конструкційних матеріалів;
- Не розчиняється у мастилі, не чуттєвий до вологи та легко знаходиться у випадку витікання;
- Екологічно безпечний $ODP=0$, $GWP=0$;
- Низька вартість (не більше 2,4 гривні за кг) та доступність на ринку України.

Для нижньої гілки схем пропонується використати вуглекислоту. Поряд із перевагами, які надає аміак, вуглекислота має свої переваги.

Діоксид вуглецю (CO_2) в якості холодоагенту був вперше запропонований Олександром Твінінгом (Alexander Twining), який вказав його у своєму патенті отриманому в 1850 році у Великобританії. Таддеуш Лоу (Thaddeus S.C. Lowe) проводив експерименти із застосування CO_2 для військових повітряних куль, а 1867 року розробив льодогенератор, який працював на CO_2 . Лоу також розробив судову холодильну машину для транспортування замороженого м'яса. У наступні роки були розроблені системи охолодження на CO_2 і пік їх розвитку припадає на 1920-ті та початок 1930-х років минулого століття. CO_2 в основному користувався

популярністю в галузі вантажоперевезень по причині своєї нетоксичності та негорючості, в той час як для промислових холодильних установок здебільшого використовувався аміак (NH_3 або R717). CO_2 зник з ринку, в основному через появу фреонів.

У 1990-х роках знову виник інтерес до переваг використання CO_2 у зв'язку з введенням обмеження на використання ХФУ та ГФУ холодоагентів започатковані Монреальським протоколом. CO_2 поряд з аміаком, вуглеводнями, такими як пропан і бутан, і водою, належить до так званих природних холодоагентів. У кожного з них є свої недоліки. Аміак токсичний, вуглеводні горючі, вода має обмежену сферу застосування. На відміну від них CO_2 не токсичний і не горить. Він відрізняється від інших поширених холодоагентів у багатьох аспектах і володіє деякими унікальними властивостями. Технічний прогрес з 1920 року усунув багато бар'єрів у використанні CO_2 , однак і сьогодні слід усвідомлювати його унікальні властивості і вживати необхідних заходів щодо запобігання проблемам в системах охолодження.

CO_2 може бути використаний в системах охолодження різних типів, причому як **субкритичних**, так і **транскритичних**. Для будь-якого типу системи охолодження на CO_2 повинні враховуватися параметри критичної та потрійної точок.

Доцільність його використання необхідно оцінювати у кожному конкретному випадку, враховуючи сумарний еквівалентний тепловий вплив та експлуатаційні витрати. Загалом використання CO_2 в холодильних установках можна обґрунтувати такими причинами:

- він екологічно безпечний;
- не впливає на озоновий шар та в порівнянні з традиційними ГФУ-холодоагентами до 4000 разів менше впливає глобальне потепління;
- припинення його використання не планується (не варто турбуватися про розглянуті законопроекти про зменшення та припинення використання

ГФУ, дорогих способах утилізації або збільшення вартості холодоагентів та їх оподаткування);

- дозволяє зменшити вуглецевий слід (супермаркети повідомляють про зменшення вуглецевого сліду більше ніж на 30% після переходу на CO₂. При цьому також береться до уваги модернізація інженерних систем будівель, включаючи освітлення);
- має високий потенціал рекуперації тепла в транскритичних системах;
- відбувається збільшення ефективності системи за рахунок використання технології розморожування гарячими парами CO₂;
- дешевий та доступний холодоильний агент.

Енергоефективність систем охолодження з CO₂ пояснюється такими причинами:

- чудові теплофізичні властивості;
- завдяки властивостям CO₂ системи виходять компактнішими; за інших рівних умовах зменшуються типорозміри компресорів, труб, арматури та кількість ізоляції для субкритичних каскадних систем, а також типорозміри насосів, частотних інверторів та заправка робочою речовиною у системах з проміжним холодоносієм;
- підвищення продуктивності систем завдяки високоефективним процесам теплообміну поряд із зменшенням вуглецевого сліду;
- доведена економія (кінцеві користувачі, як промислові, так і комерційні, повідомляють про результати – застосування CO₂ знижує експлуатаційні витрати);
- субкритичні каскадні системи на CO₂ доводять свою високу ефективність у всіх кліматичних умовах;
- використання CO₂ у насосних системах дозволяє знизити енергоспоживання насосів до 90% порівняно з традиційними холодоносіями.

В промислових системах охолодження CO₂ найчастіше застосовується в каскадних або комбінованих промислових системах охолодження, де його тиск може бути обмежено до такого ступеня, при якому можна використовувати серійне обладнання (компресори, регулятори, клапани, тощо). Каскадні системи на CO₂ можуть бути реалізовані по-різному, наприклад, як системи з безпосереднім кипінням, системи з насосним подаванням холодоагенту, системи на CO₂ з холодоносієм або комбінації цих систем.

На рис. 3.1 представлена принципова схема та цикли каскадної низькотемпературної системи охолодження на -40 °С. В нижній гілці каскаду використовується CO₂, а у верхній гілці – аміак. У цій схемі рідка CO₂ подається насосом з ресивера у випарник для часткового випаровування перед поверненням в ресивер. З ресивера пара CO₂ відсмоктується компресором, стискається та нагнітається у конденсатор-випарник де конденсується. Конденсатор-випарник для аміачної системи виконує функцію випарника. Порівняно зі звичайною аміачною системою кількість заправляваного аміаку у такій системі може бути знижено приблизно в 10 разів.

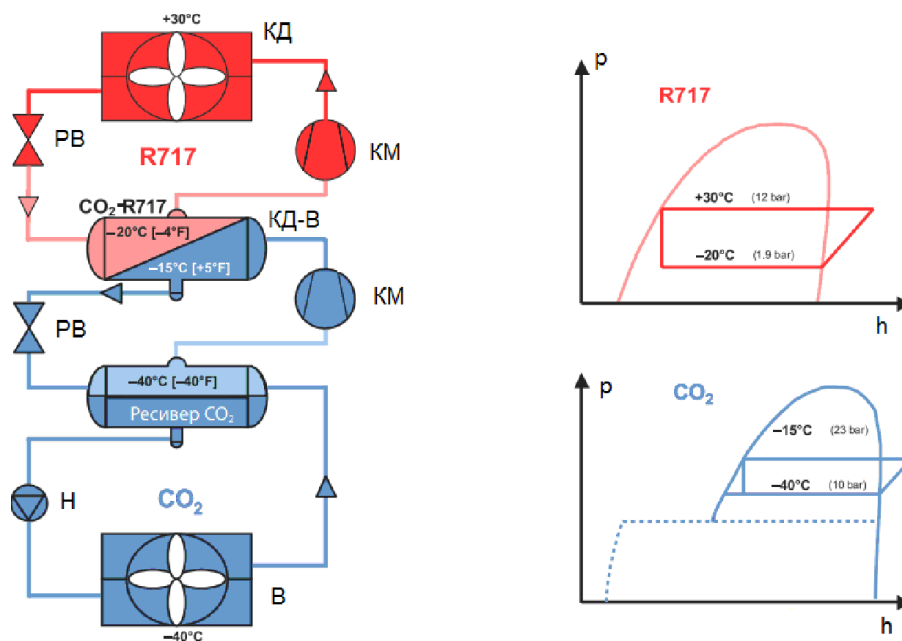


Рис. 3.1. Принципова схема та цикли каскадної холодильної машини R717 – CO₂

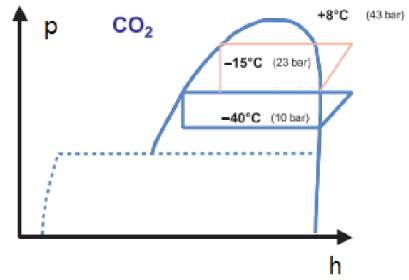
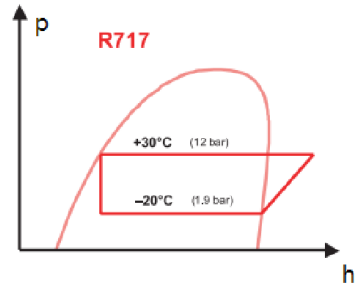
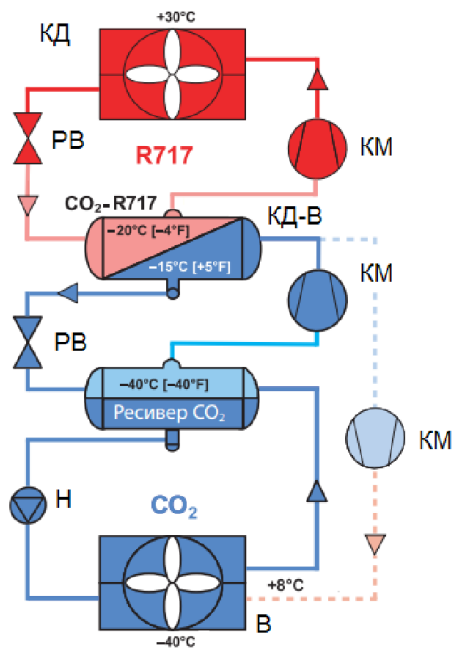


Рис. 3.2. Принципова схема та цикли каскадної холодильної машини R717 – CO₂ з відтаюванням гарячими парами

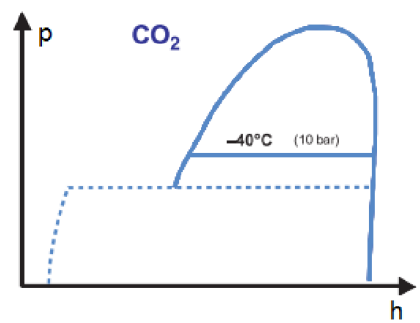
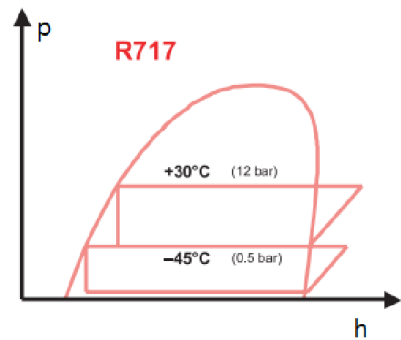
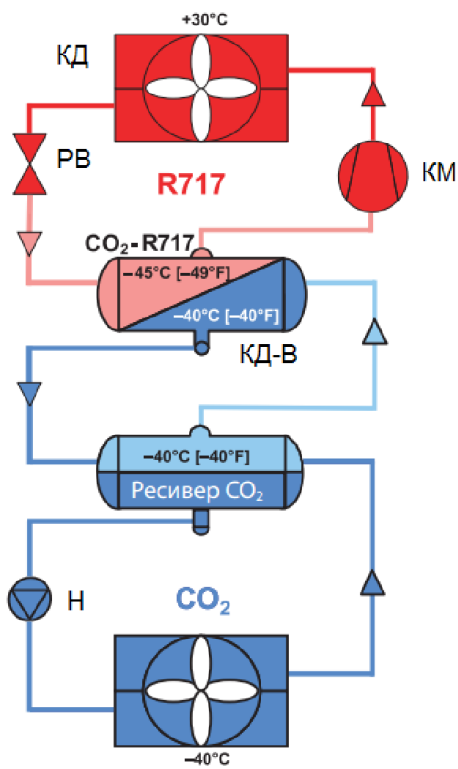


Рис. 3.3. Принципова схема та цикли каскадної холодильної машини з проміжним холодоносієм – CO₂

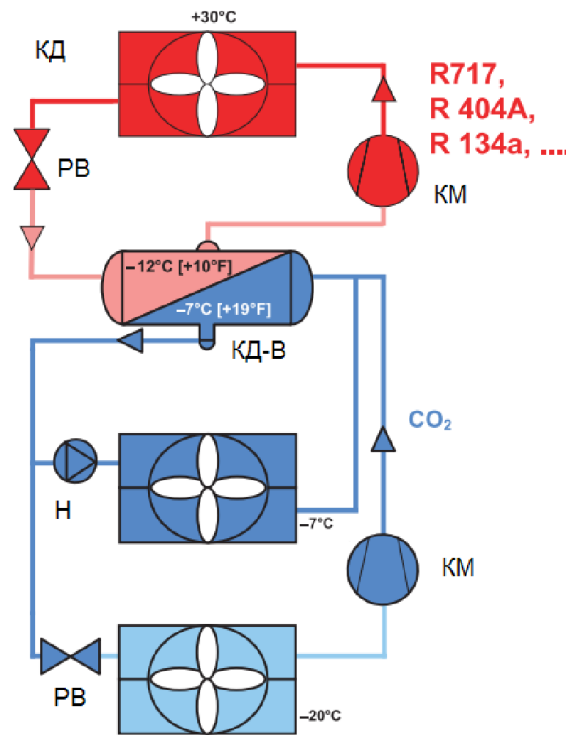


Рис. 3.4. Принципова схема та цикли каскадної холодильної машини з проміжним холодоносієм – CO₂

На рис. 3.2 представлена низькотемпературна система охолодження на -40°C з рідинним контуром CO₂ і аміаком на стороні високого тиску з віддтаювання випарника гарячим газом.

На рис. 3.3 представлена низькотемпературна система охолодження на -40°C з рідинним контуром CO₂ і аміаком на стороні високого тиску. Рідка CO₂ подається насосом з ресивера в випарник, де відбувається часткове випаровування з наступним поверненням парорідинної суміші в ресивер. Після розділення у ресивері, пара надходить до конденсатора-випарника, де конденсується і в рідкому стані повертається до ресивера. Конденсатор охолоджується двоступеневою аміачною холодильною машиною (на схемі зображена схематично).

На рис. 3.4 представлена схема комбінованої затопленої системи з безпосереднім кипінням, наприклад, для холодопостачання супермаркету, де потрібно дві температури кипіння.

При визначенні розрахункового тиску для систем, що працюють на CO₂ необхідно враховувати два головні фактори: тиск простою та тиск віддтаювання. Важливо, що без регулювання тиску простою, тобто при

зупиненій установці, тиск у системі зростатиме за рахунок припливу теплоти з довкілля. При температурі 0 °С тиск складе 34,9 бар та 57,2 бар при 20 °С. Промислова система охолодження, здатна витримувати під час простою зрівнювальний тиск (тобто тиск насичення, що відповідає температурі навколишнього середовища), буде досить дорогою. Тому найпоширенішим способом розумного обмеження максимального зростання тиску під час простою, наприклад, до рівня 30 бар є використання невеликого допоміжного компресорно-конденсаторного агрегату. Для обмеження тиску можуть використовуватися також випуск в атмосферу чи встановлення розширювальної посудини (для невеликих систем). У системах на CO₂ можуть бути застосовані різноманітні способи відтаювання (наприклад, природне, зрошенням водою, електричне, гарячим газом). Спосіб відтайки гарячим газом є найбільш ефективним, особливо при низьких температурах, проте він вимагає і самого високого тиску. При розрахунковому тиску 52 бар можна забезпечити температуру відтаювання приблизно 10 °С. Тиск насиченої пари при 10 °С становить 45 бар. З урахуванням 10% запасу на запобіжні клапани і приблизно 5% на стрибки тиску, максимально допустимий робочий тиск складе приблизно 52 бар (див. рис. 3.5).

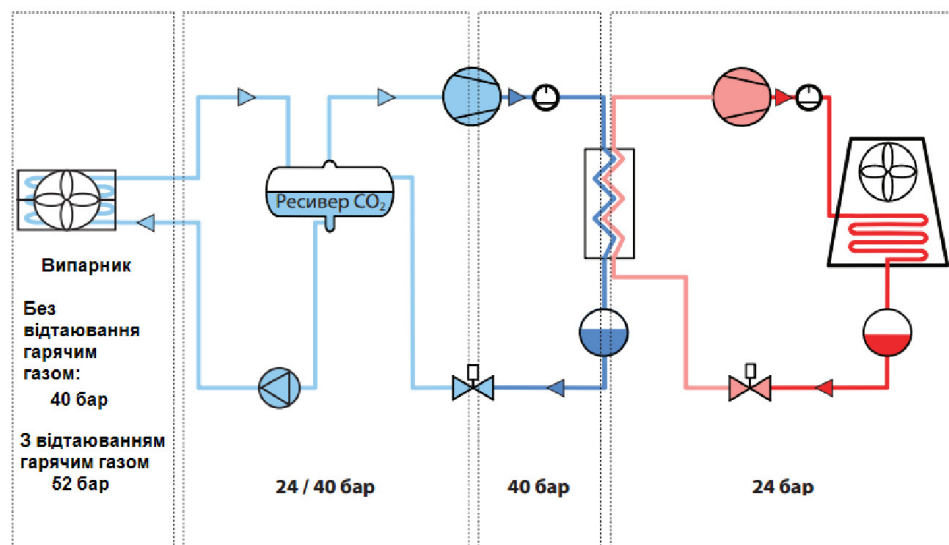


Рис. 3.5. Характерні значення тиску для каскадної системи CO₂/R717

Каскадні системи на CO₂/NH₃ вимагають використання конденсатора-випарника. Це знижує ефективність системи через необхідність мати перепад температур між рідинами. Однак компресори, що працюють на CO₂ мають

вищий ККД. Загальна ефективність каскадної системи на CO_2/NH_3 не знижується в порівнянні з традиційною аміачною системою (рис. 3.6).

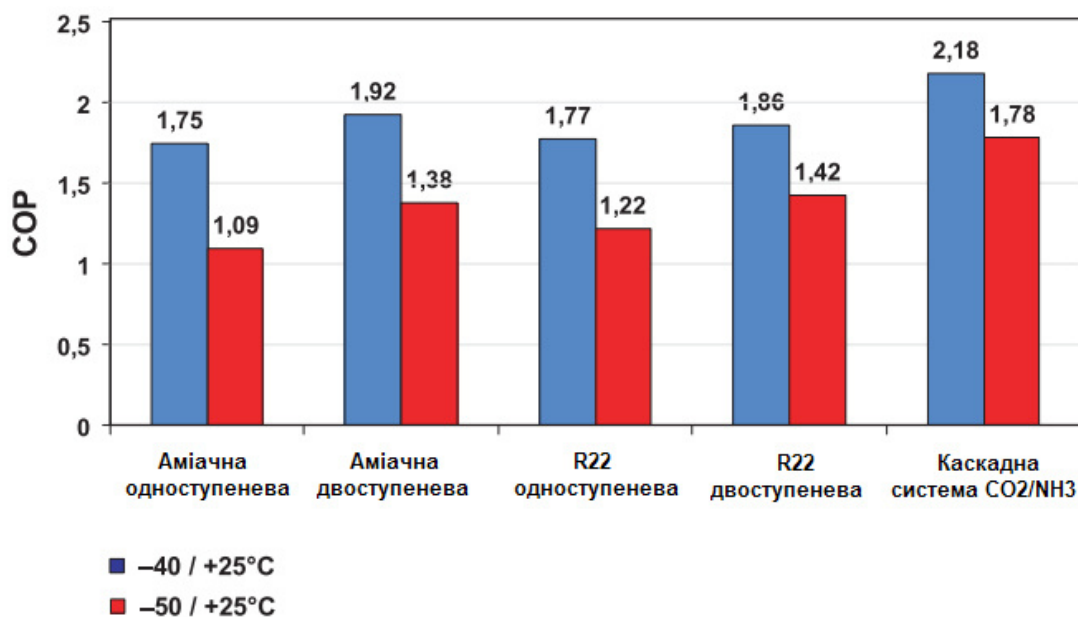


Рис. 3.6. Коефіцієнт ефективності холодильної системи

Для аналізу приймаємо такі схеми холодильної установки:

Схема №1: каскадна холодильна машина, верхня гілка якої двоступенева холодильна машина на дві температури кипіння (-10 °C та -28 °C), а нижня одноступенева на температуру кипіння -50 °C з вуглекислотою (принципова схема на рис. 3.1);

Схема №2: каскадна холодильна машина, верхня гілка якої одноступенева холодильна машина на температуру кипіння -10 °C , а нижня двоступенева на температури кипіння -28 °C та -50 °C з вуглекислотою (принципова схема на рис. 3.2).

Використання CO_2 дозволить скоротити його час, що в перспективі роботи підприємства, дає можливість збільшити виробництво готової продукції. Використання вуглекислоти, як показують розрахунки, скорочує витрати електроенергії та робить установку безпечнішою, через зменшення аміакомісткості холодильної установки, за рахунок більшої об'ємної холодопродуктивності зменшуються розміри компресорів та трубопроводів.

4. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ РОЗМІРІВ ТА ПЛАНУВАННЯ ПРИМІЩЕНЬ ХОЛОДИЛЬНИКА

Нижче наведено розрахунок необхідної площі камери зберігання мороженої птиці. Решта розрахунків представлена у вигляді таблиці.

Розраховуємо будівельну площу камер зберігання за формулою 7.2 [2]:

$$F_{\text{буд}} = \frac{E_{\text{к}}}{g_{\text{в}} \cdot \beta_{\text{F}} \cdot h_{\text{в}}}, \text{ м}^2 \quad F_{\text{буд}} = \frac{900}{0.38 \cdot 0.80 \cdot 4.8} = 616 \text{ м}^2$$

де $E_{\text{к}}$ - місткість камери, т;

$g_{\text{в}}$ - норма завантаження продукту (вибирається із додатка 11 [2]), т/м³;

β_{F} - коефіцієнт використання будівельної площі камери (вибирається в залежності від площі камер с.39 [1]);

$h_{\text{в}}$ - вантажна висота (с.39 [1]), м.

Визначаємо площу одного будівельного прямокутника за формулою:

$$f = b \cdot l, \text{ м}^2 \quad f = 6 \cdot 12 = 72 \text{ м}^2$$

де b - ширина будівельного прямокутника, м;

l - довжина будівельного прямокутника, м.

Визначаємо кількість будівельних прямокутників за формулою 7.6 [2]:

$$n = \frac{F_{\text{буд}}}{f} \quad n = \frac{616}{72} = 8.55$$

Приймаємо дійсну кількість будівельних прямокутників $n_{\text{д}}$ округлюючи до цілих значень (в бік зростання) розрахункове значення n ($n_{\text{д}} = 9$).

Знаходимо дійсну площу камер за формулою:

$$F_{\text{д}} = n_{\text{д}} \cdot f, \text{ м}^2 \quad F_{\text{д}} = 9 \cdot 72 = 648 \cdot \text{м}^2$$

Визначаємо дійсну місткість камер за формулою II-а [2]:

$$E_{\text{кд}} = \frac{n_{\text{д}}}{n} \cdot E_{\text{к}}, \text{ т} \quad E_{\text{кд}} = \frac{9}{8.55} \cdot 900 = 947 \cdot \text{т}$$

Розрахунок площі інших камер зведено до таблиці 4.1.

Знаходимо площу допоміжних та службових приміщень за формулою:

$$F_{\text{доп}} = 0.25 \cdot \Sigma F_{\text{буд}}, \text{ м}^2 \quad F_{\text{доп}} = 0.25 \cdot 1872 = 450 \cdot \text{м}^2$$

Знаходимо площу вантажних коридорів:

$$F_{\text{кор}} = 0.1 \cdot \Sigma F_{\text{буд}}, \text{ м}^2 \quad F_{\text{доп}} = 0.1 \cdot 1872 = 187 \cdot \text{м}^2$$

Приймаю $F=180 \text{ м}^2$

Знаходимо площу машинного відділення за формулою:

$$F_{\text{маш}} = 0.2 \cdot \Sigma F_{\text{буд}}, \text{ м}^2 \quad F_{\text{маш}} = 0.2 \cdot 1872 = 374 \cdot \text{м}^2$$

Приймаю $F_{\text{маш}} = 360 \text{ м}^2$

Всі розрахунки зводимо в таблицю 4.1, плануємо розміщення камер холодильника (план холодильника наведено на рис.4.1).

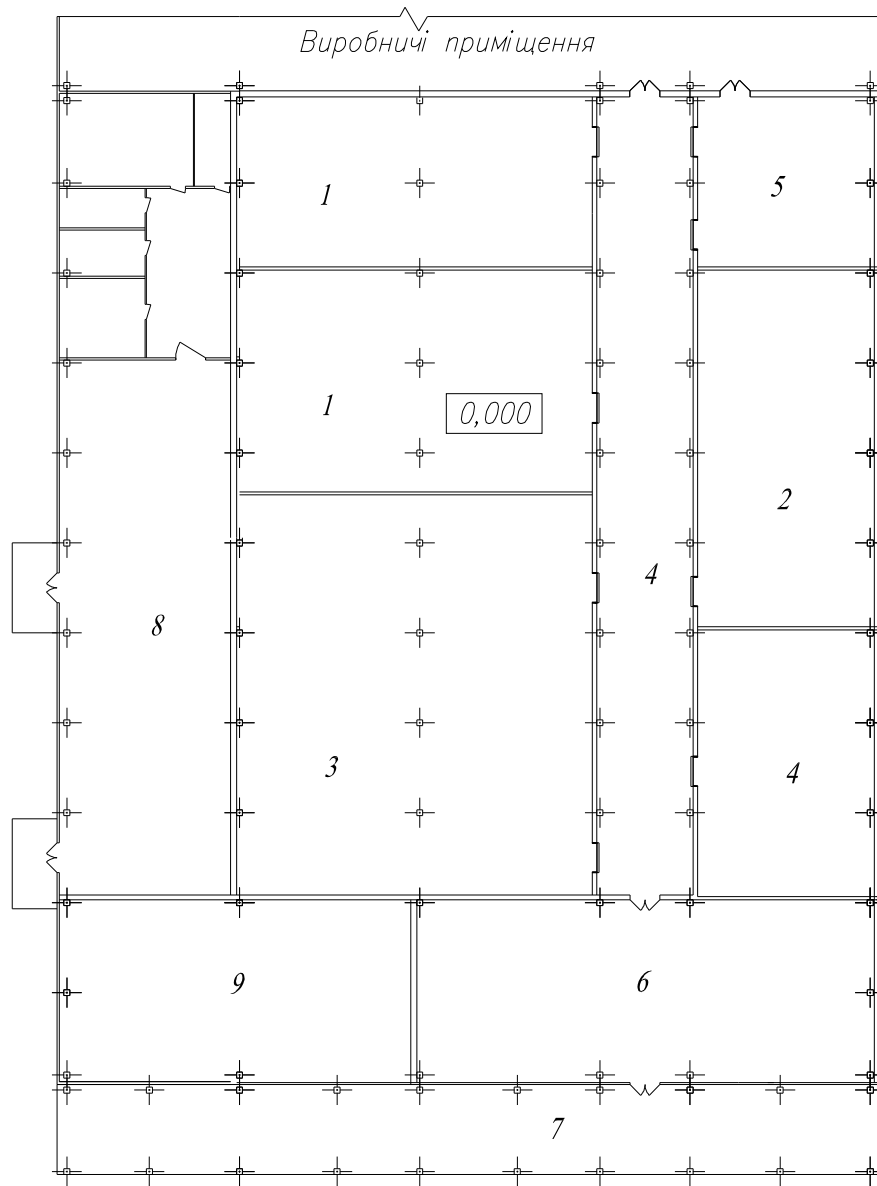
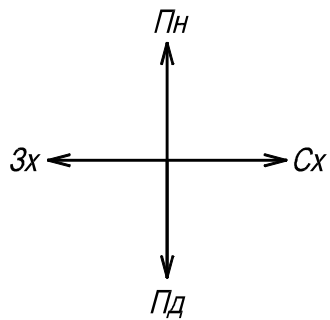


Рис.4.1 План холодильника



- | | |
|----|---|
| №1 | - камери зберігання замороженої птиці; |
| №2 | - камери зберігання охолодженої птиці; |
| №3 | - камери зберігання яєць; |
| №4 | - камера попереднього охолодження яєць; |
| №5 | - камера швидкоморозильних апаратів; |
| №6 | - експедиція; |
| №7 | - автомобільна платформа; |
| №8 | - машинне відділення; |
| №9 | - службові та допоміжні приміщення |

Таблиця 4.1. Визначення основних розмірів приміщень холодильника

Назва приміщення	E_k т	g_b т/м ³	β_F	h_b м	$F_{буд}$ м ²	f м ²	n	n_d	Вибрана кількість камер	F_d м ²	$E_{кд}$ т
Зберігання замороженої птиці	900	0,38	0,80	4,8	616,8	72	8,57	9	2	648	946
Зберігання охолодженої птиці	150	0,38	0,75	1,9	277,0	72	3,85	4	1	288	156
Зберігання яєць	600	0,27	0,80	4,8	578,7	72	8,04	9	2	648	672
Попереднього охолодження яєць	48	0,27	0,75	1,5	158,0	72	2,19	3	1	288	66
Камера ШМА					144	72	2,00	2	1		
Експедиція					360	72	5,00	5	1		
Вантажні коридори холодильника					324	72	4,50	4,5	1		
Холодильник в контурі					1944	72	27	27,0		1944	
Службові приміщення					468	72	6,5	7		504	
Машинне відділення					432	72	6,00	6		360	
Холодильник					2844	72	40	40		3564	

Основні будівельні розміри	b	l	h	f
	м	м	м	м ²
	6	12	4,8	72

5. РОЗРАХУНОК ІЗОЛЯЦІЙНИХ КОНСТРУКЦІЙ ХОЛОДИЛЬНИКА

Термічний опір окремих шарів будівельної конструкції (наведено в табл.3.2) знаходимо за формулою:

$$R_i = \frac{\delta_i}{\lambda_i}, \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$$

де δ_i - товщина будівельного шару, м;

λ_i - коефіцієнт теплопровідності будівельного шару, Вт/(м·К).

Будівельні конструкції, їх δ_i та λ_i вказано вище.

Сумарний термічний опір всіх будівельних шарів (крім теплоізоляції) знаходимо по формулі:

$$\Sigma \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{\delta_{i1}}{\lambda_{i1}} + \frac{\delta_{i2}}{\lambda_{i2}} + \dots + \frac{\delta_{in}}{\lambda_{in}}, \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$$

Значення товщини шарів огороження та розрахунок сумарного термічного опору наведено у таблиці 3.1.

Потрібну товщину ізоляційного шару знаходимо по формулі 8.2 [2]:

$$\delta_{i3} = \lambda_{i3} \cdot \left[\frac{1}{K_0} - \left(\frac{1}{\alpha_3} + \Sigma \cdot \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} \right) \right], \text{ м}$$

де λ_{i3} - коефіцієнт теплопровідності ізоляції (додаток 3 [1]), Вт/(м·К);

K_0 - оптимальний коефіцієнт теплопередачі (таблиця 8.2, 8.3, 8.4 [1]),
Вт/(м²·К);

α_3 - коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої або більш теплої сторони
огороження (таблиця 8.1 [1]), Вт/(м²·К);

α_B - коефіцієнт тепловіддачі з внутрішньої або більш холодної сторони
огороження (таблиця 8.1 [1]), Вт/(м²·К);

Дійсне значення товщини теплоізоляції $\delta_{i3Д}$ знаходимо округлюючи розрахункове значення δ_{i3} в бік зростання (типова товщина плит ППУ - 20, 30, 40, 50, 100 мм).

Перерахунок коефіцієнта теплопередачі, і він уже буде дійсним, знаходимо за формулою 8.3 [2]:

$$K_D = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_3} + \Sigma \cdot \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} + \frac{\delta_{i3Д}}{\lambda_{i3}}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Всі розрахунки зводимо в таблицю 5.1.

5.1. Розрахунок ізоляційних конструкцій холодильника

Назва огородження	$t_{\text{кам}}$ С	$\lambda_{\text{із}}$ Вт/мК	K_0 Вт/м ² К	$1/K_0$ м ² К/Вт	α_3 Вт/м ² К	$1/\alpha_3$ м ² К/Вт	$\alpha_{\text{в}}$ Вт/м ² К	$1/\alpha_{\text{в}}$ м ² К/Вт	$\sum \delta_i / \lambda_i$ м ² К/Вт	$\delta_{\text{із}}$ м	$\delta_{\text{ізд}}$ м	$K_{\text{д}}$ Вт/м ² К
Стіни зовнішні	0	0,041	0,30	3,33	23	0,043	9	0,111	0,53797	0,108	0,120	0,276
	-2	0,041	0,29	3,45	23	0,043	9	0,111	0,53797	0,113	0,120	0,276
	-18	0,041	0,21	4,76	23	0,043	9	0,111	0,53797	0,167	0,200	0,180
Стіни внутрішні	0	0,041	0,44	2,30	9	0,111	9	0,111	0,37944	0,07	0,080	0,392
	-2	0,041	0,39	2,56	9	0,111	9	0,111	0,37944	0,08	0,080	0,392
	-18	0,041	0,28	3,57	9	0,111	9	0,111	0,37944	0,122	0,140	0,249
Перегородки	0/-18	0,041	0,28	3,57	9	0,111	9	0,111	0,22700	0,128	0,150	0,243
	0/-2	0,041	0,52	1,92	9	0,111	9	0,111	0,90880	0,032	0,040	0,475
	-2/-2	0,041	0,58	1,72	9	0,111	9	0,111	0,90880	0,024	0,030	0,537
	-18/-18	0,041	0,58	1,72	9	0,111	9	0,111	0,90880	0,024	0,030	0,537
	-2/-18	0,041	0,28	3,57	9	0,111	9	0,111	0,90880	0,100	0,100	0,280
Підлога	0	0,041	0,41	2,44	0	0,000	7	0,143	0,109	0,090	0,100	0,410
	-2	0,041	0,41	2,44	0	0,000	7	0,143	0,109	0,090	0,100	0,410
	-18	0,041	0,21	4,76	0	0,000	7	0,143	0,109	0,185	0,220	0,178
Покриття	0	0,041	0,29	3,45	23	0,043	7	0,143	1,78424	0,061	0,080	0,255
	-2	0,041	0,28	3,64	23	0,043	7	0,143	1,78424	0,068	0,080	0,255
	-18	0,041	0,20	5,00	23	0,043	7	0,143	1,78424	0,124	0,150	0,178

6. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОАДХОДЖЕНЬ ДО ОХОЛОДЖУВАНИХ ПРИМІЩЕНЬ

Розрахунок проводять для кожної камери окремо, що дозволяє визначити навантаження окремо по камерах.

Початковими даними для розрахунку є план холодильника з нанесенням розмірів камер та орієнтації по сторонам світу (наведено на рис.4.1), значення коефіцієнтів теплопередачі будівельно-ізоляційних конструкцій, температура в камерах, зовнішнього повітря, та суміжних приміщень, температура та кількість вантажів що надходять до камер.

Розрахункові параметри повітря наведено у табл. 6.1. Вони прийняті такими ж, як для найближчого міста наведеного у довідниках.

Таблиця 6.1.

Параметри зовнішнього повітря	$t_{\text{пов}}$ °C	Вологість %
Середньорічні параметри повітря	7,2	-
Розрахункові літні параметри повітря	31	52
Розрахункові зимні параметри повітря	-23	83

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

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

Теплопритік від зовнішнього повітря та приміщень з більшою температурою знаходимо за формулою 9.2. [2]:

$$Q_1 = Q_{1T} + Q_{1C} \text{ , Вт}$$

де Q_{1T} - теплопритік через зовнішнє огороження, Вт;

Q_{1C} - теплопритік від дії сонячної радіації, Вт.

Теплопритік через зовнішнє огороження під дією різниці температур знаходимо за формулою 9.3. [1]:

$$Q_{1T} = K_d \cdot F \cdot (t_3 - t_B) \text{ , Вт}$$

де F - площа огороження, m^2 ;

t_3 - температура ззовні огороження, °C;

t_B - температура в камері, °C.

Різницю температур для огорож, які відділяють камери зберігання від неохолоджуваних приміщень (вантажних коридорів, тамбурів) приймаємо у розмірі 70% від різниці для зовнішніх стін [2].

Теплопритік від дії сонячної радіації знаходимо по формулі 9.7 [2]:

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

де Δt_c - надлишкова різниця температури від дії сонячної радіації
(таблиця 9.1 [2]), °C.

Всі розрахунки зводимо в таблицю 6.2.

6.2. Розрахунок теплопритоків при термічній обробці продуктів

Для розрахунку теплонадходжень при холодильній обробці вантажів необхідно знати час холодильного оброблення та кількість вантажів. Час холодильного оброблення наведено в таблиці 3.1. Кількість птиці, яка надходить на заморожування, проймаємо рівною змінній продуктивності фабрики - 15 тон на добу.

Кількість охолодженої птиці яка поступає на зберігання приймаємо рівною змінній продуктивності фабрики -15 тон на добу.

Кількість яєць, які надходять на попереднє охолодження, приймаємо 48 тон на добу.

Кількість яєць, які поступають на зберігання, приймаємо 48 тон на добу.

Кількість птиці, яка охолоджується проміжним теплоносієм - льодяною водою приймаємо 30 тон на добу.

Теплопритік при термічній обробці продуктів розраховуємо за формулою:

$$Q_2 = Q_{2П} + Q_{2Т}, \text{ Вт}$$

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

$Q_{2Т}$ - теплопритік від тари, Вт.

Теплопритік від продуктів розраховуємо за формулою III-6 [2]:

$$Q_{2П} = M_{Д} \cdot (i_{П} - i_{К}) \cdot \frac{1000 \cdot 1000}{\tau \cdot 3600}, \text{ Вт}$$

де $M_{Д}$ - добове надходження продукта в камеру, т/добу;

$i_{П}$ - ентальпія продукту при надходженні в камеру (додаток 10 [2]), кДж/кг;

$i_{К}$ - ентальпія продукту після холодильної обробки (додаток 10 [2]), кДж/кг;

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

τ - час холодильної обробки продукту, діб;

3600 - перевідний коефіцієнт із діб в секунди.

Знаходимо теплопритік від тари за формулою III-5 [2]:

$$Q_{2Т} = M_{ДТ} \cdot C_{Т} \cdot (t_{П} - t_{К}) \cdot \frac{1000 \cdot 1000}{\tau \cdot 3600}, \text{ Вт}$$

де $M_{ДТ}$ - добове надходження тари в камеру, т/добу;

$C_{Т}$ - теплоємність тари (с.59 [1]), кДж/(кг·К);

$t_{П}$ - температура тари при надходженні в камеру, °C;

$t_{К}$ - температура тари після холодильної обробки, °C.

6.2. Теплопритік від зовнішнього повітря та приміщень з більшою температурою

Назва камери	Назва огороження	K _d Вт/м ²	Розміри, м			F м ²	t _з С	t _в С	Δt С	Δt _c С	Q _{Іт} Вт	Q _{Іс} Вт	Q _І Вт
			L	B	H								
№1.1. Зберігання замороженої птиці	Вс-Пн	0,249	24	-	7,2	173	23	-18	41	0	1764	0	1764
	Вс-Сх	0,279	12	-	7,2	86,4	0	-18	18	0	434	0	434
	П-Пд	0,537	24	-	7,2	173	-18	-18	0	0	0	0	0
	Вн-Зх	0,259	12	-	7,2	86,4	23	-18	34,3	0	768	0	768
	Підлога	0,178	24	12	-	288	1	-18	19	0	974	0	974
	Покриття	0,178	24	12	-	288	31	-18	49	17,7	2507	906	3413
Всього											6447	906	7352
*Стіни: Зс- зовнішня, Вс- внутрішня, П- перегородка, Зх- західна, Сх- східна, Пн- північна, Пд- південна													
№1.2. Зберігання замороженої птиці	П-Пн	0,565	24	-	7,2	173	-18	-18	0	0	0	0	0
	Вс-Сх	0,279	15	-	7,2	108	0	-18	18	0	542	0	542
	П-Пд	0,280	24	-	7,2	173	-2	-18	16	0	774	0	774
	Вс-Зх	0,249	15	-	7,2	108	23	-18	41	0	1103	0	1103
	Підлога	0,203	24	15	-	360	1	-18	19	0	1389	0	1389
	Покриття	0,178	24	15	-	360	31	-18	49	17,7	3134	1132	4266
Всього											6942	1132	8074
№2. Зберігання охолодженої птиці	П-Пн	0,475	12	-	7,2	86,4	0	-2	2	0	82	0	82
	Зс-Сх	0,276	24	-	7,2	173	0	-2	2	6	95	286	382
	П-Пд	0,537	12	-	7,2	86,4	-2	-2	0	0	0	0	0
	Вс-Зх	0,392	24	-	7,2	173	31	-2	33	0	2234	0	2234
	Підлога	0,410	24	12	-	288	1	-2	3	0	354	0	354
	Покриття	0,255	24	12	-	288	31	-2	33	17,7	2423	1300	3723
Всього											5189	1586	6775

№3. Зберігання яєць	П-Пн	0,280	12	-	7,2	86,4	-18	-2	-16	0	-387	0	-387
	Вс-Сх	0,392	27	-	7,2	194	0	-2	2	0	152	0	152
	П-Пд	0,475	12	-	7,2	86,4	0	-2	2	0	82	0	82
	Вс-Зх	0,392	27	-	7,2	194	23	-2	25	0	1904	0	1904
	Підлога	0,410	27	12	-	324	1	-2	3	0	399	0	399
	Покриття	0,255	27	12	-	324	31	-2	33	17,7	2726	1462	4189
Всього											4876	1462	6338
№4 Попереднього охолодження яєць	П-Пн	0,537	12	-	7,2	86,4	-2	-2	0	0	0	0	0
	Зс-Сх	0,276	18	-	7,2	130	31	-2	33	6	1182	215	1396
	П-Пд	0,475	12	-	7,2	86,4	0	-2	2	0	82	0	82
	Вс-Зх	0,392	18	-	7,2	130	0	-2	2	0	102	0	102
	Підлога	0,410	18	12	-	216	1	-2	3	0	266	0	266
	Покриття	0,255	18	12	-	216	31	-2	33	17,7	1818	975	2792
Всього											3448	1190	4638
№6. Експедиція	П-Пн	0,475	30	-	7,2	216	-2	0	-2	0	-205	0	-205
	Зс-Сх	0,276	12	-	7,2	86,4	31	0	31	6	740	143	883
	Зс-Пд	0,276	30	-	7,2	216	31	0	31	9,1	1850	543	2393
	Вс-Зх	0,392	12	-	7,2	86,4	23	0	23	0	778	0	778
	Підлога	0,410	30	12	-	360	1	0	1	0	148	0	148
	Покриття	0,255	30	12	-	360	31	0	31	17,7	2846	1625	4470
Всього											6157	2311	8468
№5. Камера ШМА	Вс-Пн	0,392	12	-	7,2	86,4	23	0	23	0	778	0	778
	Зс-Сх	0,276	12	-	7,2	86,4	31	0	31	6	740	143	883
	П-Пд	0,475	12	-	7,2	86,4	-2	0	-2	0	-82	0	-82
	Вс-Зх	0,392	12	-	7,2	86,4	0	0	0	0,0	0	0	0
	Підлога	0,410	12	12	-	144	1	0	1	0	59	0	59
	Покриття	0,255	12	12	-	144	31	0	31	17,7	1138	650	1788
Всього											2634	793	3427

Приймаємо, що продукція може надійти в будь-яку камеру. При розрахунку навантаження на компресор будемо враховувати теплове навантаження лише від однієї з однотипних камер.

Всі розрахунки зводимо в таблицю 6.3.

6.3. Розрахунок експлуатаційних теплопритоків

Експлуатаційні теплопритоки розраховуємо за формулою 9.18 [2]:

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

де q_1 - теплопритік від освітлення, Вт;

q_2 - теплопритік від людей, Вт;

q_3 - теплопритік від працюючих електродвигунів, Вт;

q_4 - теплопритік від відкривання дверей, Вт.

Знаходимо теплопритік від освітлення за формулою 9.13 [2]:

$$q_1 = A \cdot F \quad , \text{ Вт}$$

де A - питомий теплопритік від приладів на 1 м² підлоги (с.60 [2]), Вт/м²;

F - площа камери, м².

Теплопритік від перебування людей розраховуємо за формулою 9.14 [2]:

$$q_2 = 350 \cdot n \quad , \text{ Вт}$$

де 350 - теплопритік від однієї працюючої людини (с.60 [2]), Вт/чол;

n - кількість людей (с.60 [2]), чол.

Теплопритік від працюючих електродвигунів розраховуємо за формулою 9.15 [2]:

$$q_3 = N_{\text{ел}} \cdot 1000 \quad , \text{ Вт}$$

де $N_{\text{ел}}$ - сумарна потужність всіх електродвигунів (с.60 [2]), кВт;

1000 - перевідний коефіцієнт із кВт в Вт.

Теплопритік від відкривання дверей розраховуємо за формулою 9.17 [2]:

$$q_4 = K \cdot F \quad , \text{ Вт}$$

де K - питомий теплопритік на 1 м² підлоги (таблиця 9.2 [2]), Вт/м²;

F - площа камери, м².

Всі розрахунки зводимо в таблицю 6.4.

6.3. Теплопритік від термічної обробки продуктів

Назва камери	$t_{\text{кам}}$ С	$M_{\text{д}}$ т/доб	$M_{\text{дт}}$ т/доб	$t_{\text{п}}$ С	$t_{\text{к}}$ С	$i_{\text{п}}$ кДж/кг	$i_{\text{к}}$ кДж/кг	C_{T} кДж/кгК	τ год	1000*1000	$Q_{2\text{п}}$ Вт	$Q_{2\text{T}}$ Вт	Q_2 Вт
										3600*t			
№1.1 Зберігання замороженої птиці	-18	15,0	1,5	-8	-18	39,4	4,6	1,46	24	11,57	6042	253	6295
№1.2 Зберігання замороженої птиці	-18	15,0	1,5	-8	-18	39,4	4,6	1,46	24	11,57	6042	253	6295
№2. Зберігання охолодженої птиці	-2	15,0	1,5	3	0	242,0	232,2	1,46	24	11,57	1701	76	1777
№3 Зберігання яєць	-2	48,0	3,2	2	-2	246,0	230,0	1,46	24	11,57	8889	216	9105
№4 Попереднє охолодження яєць	-2	48,0	4,8	25	2	316,0	246,0	1,46	48	5,79	19444	933	20377
№5 Камера ШМА (навантаження ШМА)	0	30,0	0,0	3	-8	242,0	39,4	1,46	16	17,36	105521	0	105521
Охолодження птиці льодяною водою	1,5	30,0	0,0	35	3	345,0	242,0	1,46	16	17,36	53646	0	53646

6.4. Теплопритік при експлуатації камер холодильника

Назва камери	$F_{\text{д}}$ м ²	A Вт/м ²	q_1 Вт	n чол.	q_2 Вт	$N_{\text{ел}}$ кВт	q_3 Вт	K Вт/м ²	q_4 Вт	Q_4 Вт
№1.1 Зберігання замороженої птиці	288	1,2	345,6	3	1050	6	6000	8	2304	9700
№1.2 Зберігання замороженої птиці	360	1,2	432,0	3	1050	6	6000	8	2880	10362
№2. Зберігання охолодженої птиці	288	1,2	345,6	3	1050	4	4000	12	3456	8852
№3. Зберігання яєць	648	1,2	777,6	4	1400	6	6000	8	5184	13362
№4 Попереднє охолодження яєць	216	2,3	496,8	3	1050	16	16000	10	2160	19707
№5 Камера ШМА (нав-ня ШМА)	144	2,3	331,2	3	1050	16	16000	12	1728	19109
№6 Експедиція	360	2,3	828,0	4	1400	4	4000	20	7200	13428

7. ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕННЯ НА ОБЛАДНАННЯ КАМЕР ТА КОМПРЕСОРИ

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

Навантаження на компресор розраховуємо по наближеному методу (але достатньо точному, с.62 [2]) рекомендованому для холодильників з великою кількістю камер (споживачів холоду).

Навантаження на компресор від теплопритоку через огороження приймають:

$$Q_{1\text{км}} = 0.90 \cdot Q_1 \quad - \text{ для всіх камер, Вт.}$$

Навантаження на компресор від термічної обробки продуктів приймають:

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

$$Q_{2\text{км}} = 0.50 \cdot Q_2 \quad - \text{ для камер зберігання охолоджених вантажів, Вт;}$$

$$Q_{2\text{км}} = 0.60 \cdot Q_2 \quad - \text{ для камер зберігання заморожених вантажів, Вт.}$$

Навантаження на компресор від експлуатаційних теплопритоків приймають:

$$Q_{4\text{км}} = 0.75 \cdot Q_4 \quad - \text{ для всіх камер, Вт.}$$

Розраховані навантаження на обладнання та навантаження на компресор заносимо в таблицю 7.1. і сумуємо його.

Розраховуємо теоретичну холодопродуктивність компресорів на кожну температуру кипіння за формулою 9.20 [1]:

$$Q_{\text{от}} = \frac{k \cdot \Sigma Q_{\text{км}}}{b}$$

$\Sigma Q_{\text{км}}$ - сумарне навантаження на компресори від теплонадходжень у камери (безпосереднє охолодження R717);

k - коефіцієнт, що враховує втрати в трубопроводах та апаратах холодильної установки (с.62 [2]);

$b = 0.9$ - коефіцієнт робочого часу для аміачних установок (22 годин);

Теоретична холодопродуктивність компресорів, на що працюють на охолодження камер зберігання охолодженої птиці, яєць та одержання крижаної води на виробництво:

$$k = 1.03 \quad Q_{\text{от}_1} = \frac{k \cdot \Sigma Q_{\text{км}_1}}{b} = \frac{1.03 \cdot 151638}{0.9} = 173541 \cdot \text{Вт}$$

7.1. Навантаження на обладнання камер холодильника та компресор

Назва приміщення	t _{кам} °C	Q ₁ , Вт		Q ₂ , Вт		Q ₄ , Вт		Q, Вт	
		Обл.	КМ	Обл.	КМ	Обл.	КМ	Обл.	КМ
№1.1 Зберігання замороженої птиці	-18	7352	6617	6295	3148	11374	8531	25022	18295
№1.2 Зберігання замороженої птиці	-18	8074	7266	6295	3148	11374	8531	25743	15797
№2. Зберігання охолодженої птиці	-2	6775	6098	1777	889	9802	7352	18355	14338
№3. Зберігання яєць	-2	6338	5704	9105	9105	11374	8531	26818	23340
№4 Попереднє охолодження яєць	-2	4638	4174	20377	20377	10821	8116	35837	32667
№5 Камера ШМА (навант. ШМА)	0 (-35)	3427	3084	105521	105521	19109	14332	128057	122937
№6 Експедиція	0	8468	7621	0	0	13428	10071	21896	17692
Коридор	0	3311	2980	0	0	9299	6974	12610	9954
Одержання льодяної води								53646	53646
Всього для приміщень з температурою -2...0°C та охолодження льодяної води									151638
Всього теплове навантаження для приміщень з температурою -18°C									34092
Всього теплове навантаження на швидкоморозильний апарат -45°C									122937

Теоретична холодопродуктивність компресорів, на що працюють на охолодження камер зберігання замороженої птиці:

$$k = 1.06 \quad Q_{от_2} = \frac{k \cdot \Sigma Q_{км_2}}{b} = \frac{1.06 \cdot 34092}{0.9} = 40153 \cdot \text{Вт}$$

Теоретична холодопродуктивність компресорів, на що працюють на заморожування у ШМА:

$$k = 1.15 \quad Q_{от_3} = \frac{k \cdot \Sigma Q_{км_3}}{b} = \frac{1.15 \cdot 122937}{0.9} = 157086 \cdot \text{Вт}$$

8. РОЗРАХУНОК АНАЛІЗОВАНИХ СХЕМ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК ТА ВИБІР ОБЛАДНАННЯ

Вибір розрахункового робочого режиму

Режим роботи холодильної установки характеризується температурами кипіння, конденсації, переохолодження, всмоктування.

Правильно вибраний температурний режим роботи холодильної установки визначає її економічність.

Приймаємо температуру кипіння аміаку в приладах охолодження прийнявши різницю температур 8...10 °С.

Температура кипіння холодильного агента R717:

$t_{o_1} = -10 \cdot ^\circ\text{C}$ - температура кипіння аміаку для камер попереднього охолодження, експедиції, зберігання охолодженої птиці та яєць, отримання крижаної води;

$t_{o_2} = -28 \cdot ^\circ\text{C}$ - температура кипіння холодильного агента R717 в камерах зберігання замороженої птиці;

$t_{o_3} = -45 \cdot ^\circ\text{C}$ - температура кипіння холодильного агента R717 у повітроохолодниках швидкоморозильних апаратів.

Визначаємо температуру всмоктування парів холодоагенту R717:

$\Delta t_{\text{пер}} = 5 \cdot ^\circ\text{C}$ - перегрів парів холодоагенту R717 на всмоктуванні в КМ;

$$t_{\text{вс_1}} = t_{o_1} + \Delta t_{\text{пер}} \qquad t_{\text{вс_1}} = -5 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{вс_2}} = t_{o_2} + \Delta t_{\text{пер}} \qquad t_{\text{вс_2}} = -23 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{вс_3}} = t_{o_3} + \Delta t_{\text{пер}} \qquad t_{\text{вс_3}} = -40 \cdot ^\circ\text{C}$$

Визначаємо температуру води на в системі оборотного водопостачання.

Температура води на вході до споживачів при оборотному водопостачанні залежить від типу охолоджувача оборотної води та температури навколишнього повітря по мокрому термометру. Для м.Умань по h-d діаграмі вологого повітря знаходимо $t_{\text{м.т.}} = 22 \cdot ^\circ\text{C}$.

Температура води на виході з градирні при коефіцієнті ефективності та величині охолодження води у ньому:

$$\eta = 0.6 \qquad \Delta t_{\omega} = 3.5 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$t_{\omega 2} = t_{\text{м.т.}} + \Delta t_{\omega} \cdot \frac{1}{\eta} \qquad t_{\omega 2} = 27.8 \cdot ^\circ\text{C}$$

Температура води на виході від споживачіві:

$\Delta t_{\omega} = 3.5 \cdot ^\circ\text{C}$ - прийняте нагрівання води у споживачів;

$$t_{\omega 1} = t_{\omega 2} + \Delta t_{\omega} \qquad t_{\omega 1} = 31.3 \cdot ^\circ\text{C}$$

Температуру конденсації холодильного агента для випарного конденсатора знаходимо за графіком [2] визначення питомого теплового навантаження випарного конденсатора залежно від температури мокрого термометра, відносної вологості та прийнявши густину теплового потоку 2000 Вт/м².

$$t_k = 37.5 \cdot ^\circ\text{C}$$

Визначаємо температуру переохолодження аміаку по формулі:

$$t_{\text{по}} = t_k - 2.5 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{по}} = 35 \cdot ^\circ\text{C}$$

8.1. Тепловий розрахунок холодильної машини та вибір обладнання для схеми №1

Для схеми холодильної установки №1 температуру кипіння аміаку у випарнику-конденсаторі каскадної машини приймаємо рівну температурі кипіння аміаку у камерах зберігання готової продукції:

$$t_{o_k} = t_{o_2}$$

$$t_{o_k} = -28 \cdot ^\circ\text{C}$$

Визначаємо температуру кипіння вуглекислоти у фризерах:

$$\Delta\theta_{\text{по}} = 5 \cdot ^\circ\text{C} \quad - \text{ повний тепловий напір в повітроохолодниках фризерів};$$

$$t_{\text{фр}} = -45 \cdot ^\circ\text{C} \quad - \text{ температура повітря у фризерах};$$

$$\text{тоді:} \quad t_{o_фр} = t_{\text{фр}} - \Delta\theta_{\text{по}}$$

$$t_{o_фр} = -50 \cdot ^\circ\text{C}$$

Температуру всмоктування парів аміаку в компресори приймаємо як у попередній схемі. Перегрівання вуглекислоти на всмоктуванні до компресорів приймаємо:

$$\Delta t_{\text{п}} = 10 \cdot ^\circ\text{C}$$

Температура конденсації вуглекислоти приймаємо на $10 \cdot ^\circ\text{C}$ вищою від температури кипіння аміаку.

Визначаємо температуру конденсації за формулою:

$$t_{k_co2} = t_{o_k} + 8 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$t_{k_co2} = -20 \cdot ^\circ\text{C}$$

Визначаємо температуру переохолодження вуглекислоти за формулою:

$$t_{\text{п_co2}} = t_{k_co2} - 3 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{п_co2}} = -23 \cdot ^\circ\text{C}$$

8.1.1. Тепловий розрахунок каскадної холодильної машини

Теплове навантаження нижньої гілки каскадної холодильної машини, за умовами аналізу схем, передається у двоступеневу холодильну машину, тому спочатку проводимо розрахунок нижньої гілки каскадної машини та вибір обладнання для неї.

Будуємо вуглекислотний цикл холодильної машини в lgr-h діаграмі та визначаємо параметри холодильного агента, які заносимо до табл.8.1.

Таблиця 8.1.

Точка	Тиск, МПа	Температура, °С	Ентальпія, кДж/кг	Питомий об'єм, м ³ /кг
1'	0,684	-50	430	
1	0,684	-40	446	0,059
2	2,10	28	491	0,029
2'	2,10	-20	152	
3	2,10	-23	144	
4	0,68	-50	144	

Розраховуємо питому масову продуктивність CO₂

$$q_{o_50} = h_1 - h_4 \qquad q_{o_50} = 302 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Знаходимо питому теоретичну (адіабатну) роботу компресора:

$$w = h_2 - h_1 \qquad w = 45 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Знаходимо питоме теплове навантаження на конденсатор:

$$q_{к_1} = h_2 - h_3 \qquad q_{к_1} = 347 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Розраховуємо необхідну масову витрату холодоагента через компресори:

$$G_{т_3} = \frac{Q_{от_3}}{q_{o_50}} \qquad G_{т_3} = 0.52 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Необхідну теоретична об'ємна продуктивність компресора:

$\lambda = 0.87$ - коефіцієнт подачі компресора, визначається в залежності від відношення тисків $P_k/P_o=3.1$, для сучасних безкрейцкопфних компресорів (рис.11.2 [5]).

$$V_{т_50} = \frac{G_{т_3} \cdot v_1}{\lambda} \qquad V_{т_50} = 126.989 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} \qquad V_{т_50} = 0.035 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

За отриманою величиною підбираємо два напівгерметичні компресори Bitzer 6PME-40K, технічні данні якого наведено у таблиці:

Габаритні розміри, мм:	
довжина	680
ширина	435
висота	414
Діаметр патрубків, мм:	
всмоктування	42
нагнітання	35
Маса, кг.	237
Об'єм стискування холодоагента м ³ /год	64,9

Теоретична потужність, яка витрачається на стискання:

$$N_T = G_{T_3} \cdot (h_2 - h_1) \quad N_T = 23.407 \text{ кВт}$$

Розраховуємо потужність на валу компресора за формулою:

де: $\eta_e = 0.87$ - ефективний ККД компресора залежить від ступеня стискання (за граф.1 [3] ст.21).

$$N_e = \frac{N_T}{\eta_e} \quad N_e = 26.904 \text{ кВт}$$

Розраховуємо електричну потужність (споживану з мережі):

$$\eta_{ел} = 0.8 \quad N_{ел} = \frac{N_e}{\eta_{ел}} \quad N_{ел} = 33.631 \text{ кВт}$$

Компресор укомплектований електродвигуном максимальною потужністю 47 кВт.

Теплове навантаження на конденсатор-випарник

Теплове навантаження випарника-конденсатора, яке передаватиметься у двоступеневу аміачну холодильну машину становитиме, якщо індикаторний ККД:

$$\eta_i = 0.65$$

$$h_{2c} = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_i} \quad h_{2c} = 515.231 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$Q_{к_в} = G_{T_3} \cdot (h_{2c} - h_3) \quad Q_{к_в} = 193.097 \text{ кВт}$$

8.1.2. Тепловий розрахунок верхньої гілки каскадної холодильної машини

Приймаємо для розрахунку верхнього каскаду двоступеневу холодильну машину на дві температури кипіння. Проміжний тиск приймаємо рівним тиску у компаундному ресивері і таким, щоб він відповідав температурі кипіння $t_{o_1} = -10.^\circ\text{C}$.

$$P_{пр} = 0.29 \cdot \text{МПа}$$

Будуємо цикл холодильної машини в h-lgr діаграмі, визначаємо параметри холодильного агента та заносимо їх до табл.8.2.

Розраховуємо питому масову продуктивність R717 за формулою 11.1 [1] для усіх температур кипіння:

$$q_{o_10} = h_{3'} - h_6 \quad q_{o_10} = 1087 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$q_{o_28} = h_{1'} - h_8 \quad q_{o_28} = 1269 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Знаходимо питому теоретичну (адіабатну) роботу компресорів першого ступеня за формулою 11.2 [1]:

$$l_{T_28} = h_2 - h_1 \qquad l_{T_28} = 106 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Знаходимо питому теоретичну (адіабатну) роботу компресорів другого ступеня за формулою 11.2 [1]:

$$l_{T2} = h_4 - h_3 \qquad l_{T2} = 241 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Знаходимо питоме теплове навантаження на конденсатор за формулою 11.3 [1]:

$$q_k = h_4 - h_5 \qquad q_k = 1340 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Таблиця 8.2.

Точка	Тиск, МПа	Температура °С	Ентальпія кДж/кг	Питомий об'єм м ³ /кг
1'	0,132	-28	1424	
1	0,132	-18	1448	0,92
2	0,29	71	1554	0,5
3'	0,29	-10	1450	
3	0,29	-5	1462	0,43
4	1,45	113	1702	0,12
5	1,45	35	363	
6	0,29	-10	363	
7	0,29	-10	155	

Розраховуємо необхідну масову витрату холодоагента у випарниках залежно від температур кипіння за формулою 11.4 [1]:

$$G_{T_10} = \frac{Q_{от_1}}{q_{o_10}} \qquad G_{T_10} = 0.1597 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$G_{T_28} = \frac{Q_{от_2}}{q_{o_28}} \qquad G_{T_28} = 0.0316 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Для випарника-конденсатора каскадної холодильної машини, витрата аміаку становитиме:

$$G_{T_в_к} = \frac{Q_{к_в}}{q_{o_28}} \qquad G_{T_в_к} = 0.1522 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

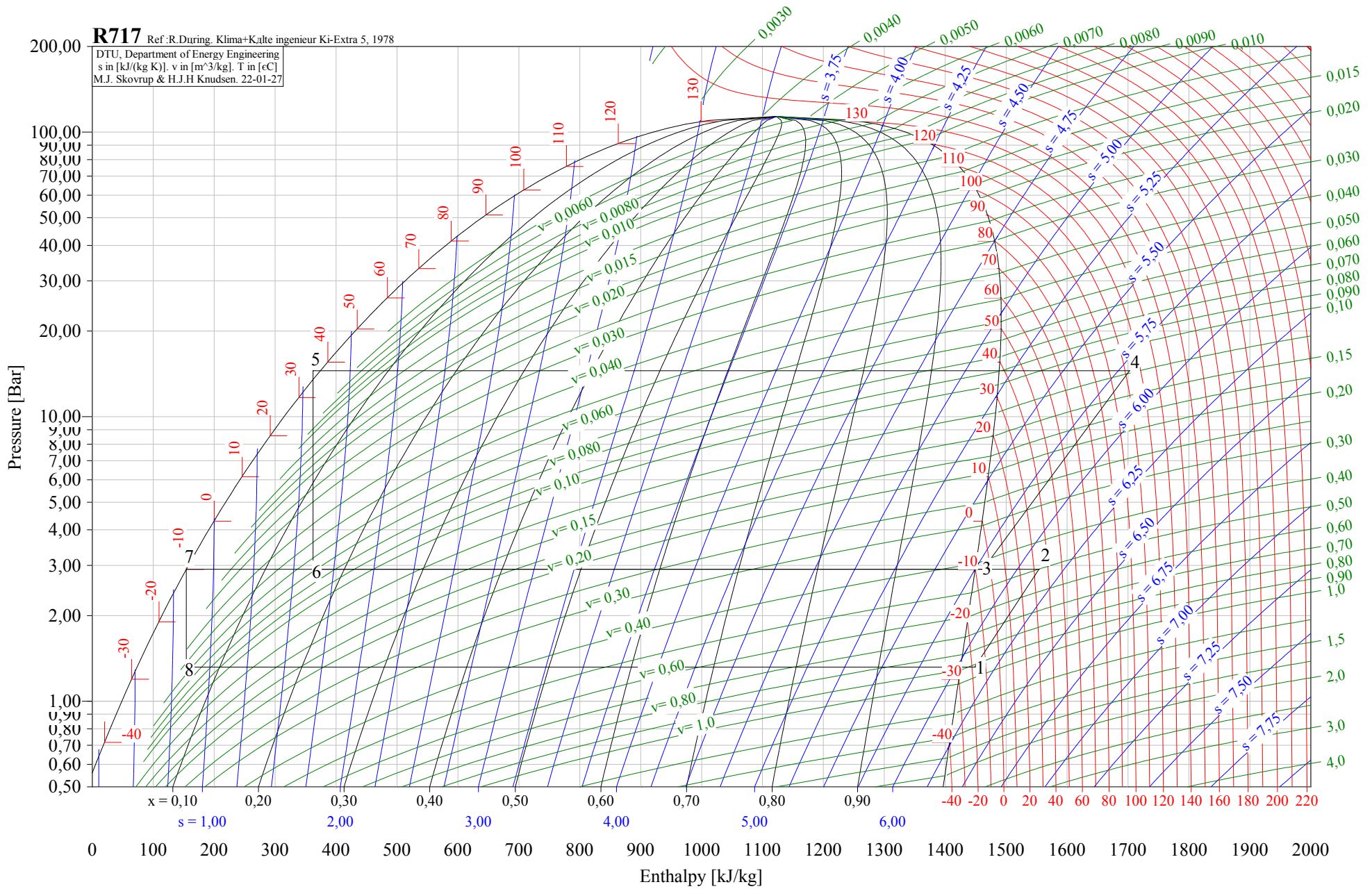
Загальна витрата пари холодоагента через компресори першого ступеня становитиме:

$$G_{км1} = G_{T_28} + G_{T_в_к} \qquad G_{км1} = 0.184 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Масову витрату холодоагента в компресорах другого ступеня визначаємо склавши тепловий баланс компаундного ресивера:

R717 Ref: R.During, Klima+Kälte ingenieur Ki-Extra 5, 1978

DTU, Department of Energy Engineering
s in [kJ/(kg K)], v in [m³/kg], T in [°C]
M.J. Skovrup & H.J.H Knudsen, 22-01-27



$$G_{\text{км2}} = G_{\text{т}_10} + G_{\text{км1}} \cdot \frac{h_2 - h_6}{h_{3'} - h_6} \qquad G_{\text{км2}} = 0.361 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Визначаємо коефіцієнт подачі компресорів для кожного ступеня стискання.

Коефіцієнт подачі гвинтового компресора, визначається в залежності від відношення тисків P_k/P_o (з рис.11.2 [1]).

Для компресорів першого ступеня відношення тисків: $\frac{P_{o_10}}{P_{o_28}} = 2.197$

Коефіцієнт подачі: $\lambda_1 = 0.9$

Для компресорів другого ступеня відношення тисків: $\frac{P_k}{P_{o_10}} = 5$

Коефіцієнт подачі: $\lambda_2 = 0.88$

Вибір компресорів першого ступеня на температуру кипіння -28°C

Знаходимо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресорів першого ступеня для температури кипіння -28°C :

$$V_{\text{т}_28} = \frac{G_{\text{км1}} \cdot v_1}{\lambda_1} \qquad V_{\text{т}_28} = 676.405 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} \qquad V_{\text{т}_28} = 0.188 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

За отриманою величиною підбираємо одноступеневий гвинтовий компресорний агрегат SP-1 "Grasso", марки SH-GB технічні данні якого наведено у таблиці:

Габаритні розміри, мм:	
довжина	1960
ширина	960
висота	1775
Діаметр патрубків, мм:	
всмоктування	100
нагнітання	65
Маса, кг.	1000
Об'єм стискання холодоагента $\text{м}^3/\text{год}$	372

Приймаємо для встановлення два компресори.

До встановлення приймаємо два компресори, один з яких резервний.

Визначаємо теоретичну потужність компресора:

$$N = G_{\text{км1}} \cdot (h_4 - h_3) \qquad N = 44.297 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність компресора:

$\eta_e = 0.75$ - де ефективний ККД компресора визначений від ступеня стискання за граф.11.31 [4] ст.177

$$N_{e_28} = \frac{N}{\eta_e} \quad N_{e_28} = 59.063 \text{ кВт}$$

Розраховуємо електричну потужність (споживану з мережі):

$$\eta_{ел} = 0.9 \quad N_{ел} = \frac{N_{e_28}}{\eta_{ел}} \quad N_{ел} = 65.625 \text{ кВт}$$

Компресор комплектується електродвигуном потужністю 75 кВт.
При розрахунковому навантаженні компресор буде працювати постійно.
Коефіцієнт робочого часу для цього компресора:

$$b_{км_28} = b \cdot \frac{V_{т_28}}{2.372 \cdot \frac{м^3}{год}} \quad b_{км_28} = 0.818$$

Температура холодильного агента в реальному процесі стискання за відсутності мастила визначається за ентальпією:

$$\eta_i = 0.815 \quad \text{індикаторний ККД};$$
$$h_{2c} = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_i} \quad h_{2c} = 1578.061 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

За ентальпією знаходимо температуру в т.2с: $t_{2c} = 44.^\circ\text{C}$

Охолоджувати мастило компресора немає потреби.

Вибір компресорів другого ступеня

Знаходимо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресорів другого ступеня:

$$V_{2T} = \frac{G_{км2} \cdot v_3}{\lambda_2} \quad V_{2T} = 635.108 \frac{м^3}{год} \quad V_{2T} = 0.176 \frac{м^3}{с}$$

За отриманою величиною підбираємо одноступеневий гвинтовий компресорний агрегат SP-1 "Grasso", марки SH-GB технічні данні якого наведено у таблиці вище.

Приймаємо для встановлення два компресори.

Визначаємо теоретичну потужність компресора:

$$N = G_{км2} \cdot (h_4 - h_3) \quad N = 87.011 \text{ кВт}$$

Індикаторний коефіцієнт корисної дії [4]:

$$\eta_i = 0.815$$

Ефективна потужність компресора:

$\eta_e = 0.82$ - де ефективний ККД компресора визначений від ступеня стискання за граф.11.31 [4] ст.177

$$N_{e2} = \frac{N}{\eta_e} \quad N_{e2} = 106.111 \text{ кВт}$$

Розраховуємо електричну потужність (споживану з мережі):

$$\eta_{ел} = 0.9 \quad N_{ел} = \frac{N_{e2}}{\eta_{ел}} \quad N_{ел} = 117.902 \text{ кВт}$$

Компресор комплектується електродвигуном потужністю 125 кВт.

При розрахунковому навантаженні компресор буде працювати постійно.

Коефіцієнт робочого часу для цього компресора:

$$b_{км2} = b \cdot \frac{V_{2Т}}{2.372 \cdot \frac{м^3}{год}} \quad b_{км2} = 0.768$$

Витрата води на охолодження мастила компресора

Температура холодильного агента в реальному процесі стискання за відсутності мастила визначається за ентальпією:

$\eta_i = 0.815$ індикаторний ККД;

$$h_{4c} = h_3 + \frac{h_4 - h_3}{\eta_i} \quad h_{4c} = 1757.706 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

За ентальпією знаходимо температуру в т.4с: $t_{4c} = 134.^\circ\text{C}$ $t_3 = -5.^\circ\text{C}$

$$T_{4c} = 273 \cdot \text{K} + t_{4c} \quad T_{4c} = 407 \text{ K}$$

$$T_3 = t_3 + 273 \cdot \text{K} \quad T_3 = 268 \text{ K}$$

$$c_M = 3.87 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}} \text{ -теплоємність мастила;} \quad \rho_B = 995 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \text{ густина води}$$

$$c_B = 4.19 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}} \text{ -теплоємність води;}$$

$$\pi = \frac{P_K}{P_{O_10}} \quad \pi = 5 \quad \text{відношення тисків у компресорі;}$$

$k = 1.4$ показник адіабати для R717

Приймаємо температуру в кінці стискання за наявності мастила $t_{4M} = 80.^\circ\text{C}$

$$T_{4M} = t_{4M} + 273 \cdot \text{K} \quad T_{4M} = 353 \text{ K}$$

Знаходимо показники політропи сухого та з мастилом стискання у гвинтовому компресорі:

$$n_1 = \frac{\log(\pi)}{\log(\pi) - \log\left(\frac{T_{4c}}{T_3}\right)} \quad n_2 = \frac{\log(\pi)}{\log(\pi) - \log\left(\frac{T_{4M}}{T_3}\right)}$$

$$n_1 = 1.351$$

$$n_2 = 1.207$$

Кількість теплоти, яке відводить мастило визначаємо за формулою:

$$Q_{M2} = \frac{G_{KM2} \cdot T_3 \cdot c_M}{k} \cdot \left[\frac{n_1 - k}{n_1 - 1} \cdot \left[\pi \cdot \frac{(n_1 - 1)}{n_1} \right] + \frac{k - n_2}{n_2 - 1} \cdot \left[\pi \cdot \frac{(n_2 - 1)}{n_2} \right] \right]$$

$$Q_{M2} = 165.594 \text{ кВт}$$

Температура води на вході у теплообмінник $t_{\omega 2} = 27.8^\circ\text{C}$

Нагрівання води у теплообміннику приймаємо 3°C . Витрата води у теплообміннику становитиме:

$$G_{B.KM2} = \frac{Q_{M2}}{c_B \cdot (t_{\omega 1} - t_{\omega 2})} \quad G_{B.KM2} = 11.292 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$V_{B.KM2} = \frac{G_{B.KM2}}{\rho_B} \quad V_{B.KM2} = 40.855 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} \quad V_{B.KM2} = 0.011 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

8.1.3. Розрахунок і вибір конденсатора

Температурний режим конденсатора відповідає попередній схемі.

У конденсаторі конденсується пара після компресорів двоступеневої холодильної машини. Загальне теплове навантаження конденсаторів може бути знайдене за формулою:

$$Q_K = G_{KM2} \cdot (h_{4c} - h_7) \quad Q_K = 578.646 \text{ кВт}$$

Питомий тепловий потік у випарному конденсаторі коливається в межах $1750\text{-}2300 \text{ Вт/м}^2$ [1]. Приймаємо:

$$q = 2000 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

$$F_{K.p} = \frac{Q_K}{q} \quad F_{K.p} = 289.323 \text{ м}^2$$

На основі отриманого значення $F_{K.p}$ підбираємо $n = 2$ конденсатора фірми Baltimore Aircoil. Технічна характеристика конденсатора наведена в таблиці 8.3.

Таблиця 8.3.

Марка конденсатора	Розмірність	VXC-135
Теплове навантаження	кВт	582
Кількість вентиляторів	шт	3
Потужність двигунів вентиляторів/насоса	кВт	11/0,75
Витрата води	м3/год	34,6
Габаритні розміри		
	довжина	мм
	ширина	мм
	висота	мм
Вага	кг	2760

Загальна площа конденсаторів:

$$\Sigma F_K = n \cdot F_K \quad \Sigma F_K = 580 \text{ м}^2$$

$$\text{Запас} = \frac{|\Sigma F_K - F_{K,p}|}{\Sigma F_K} \cdot 100\% \quad \text{Запас} = 50\%$$

10.% – 20.% - запас теплопередаючої поверхні конденсаторів.

Знаходимо витрату охолоджувальної води на конденсатори за формулою:

$$V_{\omega,k} = V_{l_{\omega,k}} \cdot n \quad V_{\omega,k} = 69.2 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} \quad V_{\omega,k} = 19.222 \frac{\text{л}}{\text{с}}$$

8.1.4. Розрахунок і підбір випарника-конденсатора каскадної холодильної машини

Теплове навантаження випарника: $Q_{K_B} = 193.097 \text{ кВт}$

Розраховуємо середню логарифмічну різницю температур між киплячим холодильним агентом R717 та CO₂, що конденсується за формулою 11.34 [5]:

$t_{0_717} = -28.^\circ\text{C}$ температура кипіння у випарнику-конденсаторі;

$t_{K_CO2} = -18.^\circ\text{C}$ температура конденсації у випарнику конденсаторі.

$$\theta_{cp} = 10.^\circ\text{C}$$

Знаходимо розрахункову площу теплопередаючої поверхні пластинчатого випарника-конденсатора за формулою 11.26 [5]:

$k_B = 1250 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ - коефіцієнт теплопередачі для пластинчатого випарника конденсатора (з таблиці 11.5 [5]);

$$F_{B_K} = \frac{Q_{K_B}}{k_B \cdot \theta_{cp}} \quad F_{B_K} = 15.448 \text{ м}^2$$

За отриманою величиною підбираємо випарник фірми Джонсон Контрол марки ECQS 6040 площею поверхні 25 м².

8.1.5. Розрахунок і підбір камерного обладнання

При безпосередньому кипінні аміаку у повітроохолодниках при $t_{o_2} = -28^{\circ}\text{C}$ коефіцієнт теплопередачі оребрених повітроохолодників становить [1 с.125]

$$k_{\Pi_28} = 12.2 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

При безпосередньому кипінні аміаку у повітроохолодниках при $t_{o_1} = -10^{\circ}\text{C}$ коефіцієнт теплопередачі оребрених повітроохолодників становить [1 с.125]

$$k_{\Pi_10} = 15.4 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Розрахунок і підбір повітроохолодників камери зберігання №1.1

Температуру повітря на вході у повітроохолодник та виході з нього приймаємо відповідно $t_{\Pi 1} = -16^{\circ}\text{C}$ $t_{\Pi 2} = -21^{\circ}\text{C}$

Середньологарифмічний температурний напір у повітроохолодниках при $t_{\Pi 1} = -16^{\circ}\text{C}$ та $t_{\Pi 2} = -21^{\circ}\text{C}$ за формулою 11.34[1] та температурі у камері -18°C

$$\theta_{\text{срп}} = \frac{t_{\Pi 1} - t_{\Pi 2}}{2.3 \cdot \log\left(\frac{t_{\Pi 1} - t_{o_2}}{t_{\Pi 2} - t_{o_2}}\right)} \quad \theta_{\text{срп}} = 9.287^{\circ}\text{C}$$

Площа теплопередаючої поверхні повітроохолодника за формулою 11.26 [1]:

$$F_{\text{по_1}} = \frac{\Sigma Q_{\text{обл_1.1}}}{k_{\Pi_28} \cdot \theta_{\text{срп}}} = \frac{25022}{12.2 \cdot 9.29} = 221 \cdot \text{м}^2.$$

$$\text{Необхідна кількість повітроохолодників } n = \frac{F_{\text{по_1}}}{F_{\Pi}} = \frac{221}{100} = 2.21 \text{ шт.}$$

Вибираємо $n = 3$ підвісних повітроохолодники марки ВОП-100.

Загальна площа теплопередаючої поверхні повітроохолодника рівна:

$$\Sigma F_{\text{по_1}} = n \cdot F_{\Pi} \quad \Sigma F_{\text{по_1}} = 300 \text{ м}^2$$

Перевіряємо чи достатня об'ємна продуктивність встановлених на повітроохолодниках вентиляторів за формулою 11.39 [1]:

$$V_{\Pi} = \frac{\Sigma Q_{\text{обл_1.1}}}{\rho_{\Pi} \cdot (i1 - i2)} \quad V_{\Pi} = 2.876 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad \rho_{\Pi} = 1.44 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$
$$V_{\text{по}} \cdot n = 6.21 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} > V_{\Pi} = 2.876 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Технічна характеристика повітроохолодника наведена в таблиці 8.4.

Розрахунок і підбір повітроохолодників камери зберігання №1.2

Температуру повітря на вході у повітроохолодник та виході з нього приймаємо відповідно $t_{п1} = -17^{\circ}\text{C}$ $t_{п2} = -19^{\circ}\text{C}$

Середньологарифмічний температурний напір у повітроохолодниках при $t_{п1} = -17^{\circ}\text{C}$ та $t_{п2} = -19^{\circ}\text{C}$ за формулою 11.34[1] та температурі у камері -18°C

$$\theta_{срп} = \frac{t_{п1} - t_{п2}}{2.3 \cdot \log\left(\frac{t_{п1} - t_{o_2}}{t_{п2} - t_{o_2}}\right)} \quad \theta_{срп} = 9.978^{\circ}\text{C}$$

Площа теплопередаючої поверхні повітроохолодника за формулою 11.26 [1]:

$$F_{по_2} = \frac{\Sigma Q_{обл_1.2}}{k_{п_28} \cdot \theta_{срп}} = \frac{25743}{12.2 \cdot 9.98} = 211 \cdot \text{м}^2.$$

$$\text{Необхідна кількість повітроохолодників } n = \frac{F_{по_2}}{F_{п}} = \frac{211}{100} = 2.1 \text{ шт.}$$

Вибираємо $n = 3$ підвісних повітроохолодники марки ВОП-100.

Загальна площа теплопередаючої поверхні повітроохолодника рівна:

$$\Sigma F_{по_2} = n \cdot F_{п} \quad \Sigma F_{по_2} = 300 \text{ м}^2$$

Перевіряємо чи достатня об'ємна продуктивність встановлених на повітроохолодниках вентиляторів за формулою 11.39 [1]:

$$V_{п} = \frac{\Sigma Q_{обл_1.2}}{\rho_{п} \cdot (i_1 - i_2)} \quad V_{п} = 2.959 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad \rho_{п} = 1.44 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$
$$V_{по} \cdot n = 6.21 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} > V_{п} = 2.959 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Розрахунок і підбір повітроохолодників камери зберігання №2

Температуру повітря на вході у повітроохолодник та виході з нього приймаємо відповідно $t_{п1} = 0^{\circ}\text{C}$ $t_{п2} = -4^{\circ}\text{C}$

Середньологарифмічний температурний напір у повітроохолодниках при $t_{п1} = 0^{\circ}\text{C}$ та $t_{п2} = -4^{\circ}\text{C}$ за формулою 11.34[1] та температурі у камері -2°C

$$\theta_{срп} = \frac{t_{п1} - t_{п2}}{2.3 \cdot \log\left(\frac{t_{п1} - t_{o_1}}{t_{п2} - t_{o_1}}\right)} \quad \theta_{срп} = 7.839^{\circ}\text{C}$$

Площа теплопередаючої поверхні повітроохолодника за формулою 11.26 [1]:

$$F_{по_3} = \frac{\Sigma Q_{обл_2}}{k_{п_10} \cdot \theta_{срп}} = \frac{18355}{15.4 \cdot 7.9} = 152 \cdot \text{м}^2.$$

$$\text{Необхідна кількість повітроохолодників } n = \frac{F_{\text{по}_3}}{F_{\text{п}}} = \frac{152}{100} = 1.52 \text{ шт.}$$

Вибираємо $n = 2$ підвісних повітроохолодники марки ВОП-100.

Загальна площа теплопередаючої поверхні повітроохолодника рівна:

$$\Sigma F_{\text{по}_3} = n \cdot F_{\text{п}} \qquad \Sigma F_{\text{по}_3} = 200 \text{ м}^2$$

Перевіряємо чи достатня об'ємна продуктивність встановлених на повітроохолодниках вентиляторів за формулою 11.39 [1]:

$$V_{\text{п}} = \frac{\Sigma Q_{\text{обл}_2}}{\rho_{\text{п}} \cdot (i_1 - i_2)} \qquad V_{\text{п}} = 3.164 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \qquad \rho_{\text{п}} = 1.44 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$V_{\text{по}} \cdot n = 4.14 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} > V_{\text{п}} = 3.164 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Таблиця 8.4.

Марка повітроохолодника	Розмірність	ВОП-150	ВОП-100
Поверхня теплопередачі	м ²	150	100
Об'ємна витрата повітря	м ³ /с	2,07	2,07
Місткість по аміаку	дм ³	30,0	30,0
Кількість вентиляторів	шт/мм	2	2
Крок ребер	мм	11,3	17,5
Потужність електродвигуна	Вт	1,5	1,5
Габаритні розміри			
довжина	мм	2056	2056
ширина	мм	1800	1800
висота	мм	680	680
Вага	кг	432	432

Розрахунок і підбір повітроохолодників камери зберігання №3

Температуру повітря на вході у повітроохолодник та виході з нього приймаємо відповідно $t_{\text{п1}} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$ $t_{\text{п2}} = -4 \text{ } ^\circ\text{C}$

Середньологарифмічний температурний напір у повітроохолодниках при $t_{\text{п1}} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$ та $t_{\text{п2}} = -4 \text{ } ^\circ\text{C}$ за формулою 11.34[1] та температурі у камері $-2 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$\theta_{\text{срп}} = \frac{t_{\text{п1}} - t_{\text{п2}}}{2.3 \cdot \log \left(\frac{t_{\text{п1}} - t_{\text{o}_1}}{t_{\text{п2}} - t_{\text{o}_1}} \right)} \qquad \theta_{\text{срп}} = 7.839 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Площа теплопередаючої поверхні повітроохолодника за формулою 11.26 [1]:

$$F_{\text{по}_4} = \frac{\Sigma Q_{\text{обл}_3}}{k_{\text{п}_10} \cdot \theta_{\text{срп}}} = \frac{26818}{15.4 \cdot 7.9} = 222 \cdot \text{м}^2.$$

Необхідна кількість повітроохолодників $n = \frac{F_{\text{по}_4}}{F_{\text{п}}} = \frac{222}{100} = 2.22 \text{шт.}$

Вибираємо $n = 2$ підвісних повітроохолодники марки ВОП-150.

Загальна площа теплопередаючої поверхні повітроохолодника рівна:

$$\Sigma F_{\text{по}_4} = n \cdot F_{\text{п}} \qquad \Sigma F_{\text{по}_4} = 300 \text{м}^2$$

Перевіряємо чи достатня об'ємна продуктивність встановлених на повітроохолодниках вентиляторів за формулою 11.39 [1]:

$$V_{\text{п}} = \frac{\Sigma Q_{\text{обл}_3}}{\rho_{\text{п}} \cdot (i_1 - i_2)} \qquad V_{\text{п}} = 4.623 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \qquad \rho_{\text{п}} = 1.44 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$V_{\text{по}} \cdot n = 4.14 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} > V_{\text{п}} = 4.623 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Розрахунок і підбір повітроохолодників камери зберігання №4

Температуру повітря на вході у повітроохолодник та виході з нього приймаємо відповідно $t_{\text{п1}} = 0^\circ\text{C}$ $t_{\text{п2}} = -4^\circ\text{C}$

Середньологарифмічний температурний напір у повітроохолодниках при $t_{\text{п1}} = 0^\circ\text{C}$ та $t_{\text{п2}} = -4^\circ\text{C}$ за формулою 11.34[1] та температурі у камері -2°C

$$\theta_{\text{срп}} = \frac{t_{\text{п1}} - t_{\text{п2}}}{2.3 \cdot \log\left(\frac{t_{\text{п1}} - t_{\text{о}_1}}{t_{\text{п2}} - t_{\text{о}_1}}\right)} \qquad \theta_{\text{срп}} = 7.839^\circ\text{C}$$

Площа теплопередаючої поверхні повітроохолодника за формулою 11.26 [1]:

$$F_{\text{по}_5} = \frac{\Sigma Q_{\text{обл}_4}}{k_{\text{п}_10} \cdot \theta_{\text{срп}}} = \frac{35837}{15.4 \cdot 7.9} = 297 \cdot \text{м}^2.$$

Необхідна кількість повітроохолодників $n = \frac{F_{\text{по}_5}}{F_{\text{п}}} = \frac{297}{100} = 2.97 \text{шт.}$

Вибираємо $n = 3$ підвісних повітроохолодники марки ВОП-100.

Загальна площа теплопередаючої поверхні повітроохолодника рівна:

$$\Sigma F_{\text{по}_5} = n \cdot F_{\text{п}} \qquad \Sigma F_{\text{по}_5} = 300 \text{м}^2$$

Перевіряємо чи достатня об'ємна продуктивність встановлених на повітроохолодниках вентиляторів за формулою 11.39 [1]:

$$V_{\Pi} = \frac{\Sigma Q_{\text{обл}_4}}{\rho_{\Pi} \cdot (i_1 - i_2)} \quad V_{\Pi} = 6.178 \frac{\text{М}^3}{\text{с}} \quad \rho_{\Pi} = 1.44 \cdot \frac{\text{КГ}}{\text{М}^3}$$

$$V_{\text{по}} \cdot n = 6.21 \frac{\text{М}^3}{\text{с}} > V_{\Pi} = 6.178 \frac{\text{М}^3}{\text{с}}$$

Розрахунок і підбір повітроохолодників експедиції

Температуру повітря на вході у повітроохолодник та виході з нього приймаємо відповідно

$$t_{\Pi 1} = 2 \cdot ^\circ\text{C} \quad t_{\Pi 2} = -2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Середньологарифмічний температурний напір у повітроохолодниках при $t_{\Pi 1} = 2 \cdot ^\circ\text{C}$ та $t_{\Pi 2} = -2 \cdot ^\circ\text{C}$ за формулою 11.34[1] та температури у камері $-2 \cdot ^\circ\text{C}$

$$\theta_{\text{срп}} = \frac{t_{\Pi 1} - t_{\Pi 2}}{2.3 \cdot \log \left(\frac{t_{\Pi 1} - t_{\text{o}_1}}{t_{\Pi 2} - t_{\text{o}_1}} \right)} \quad \theta_{\text{срп}} = 9.876 \cdot ^\circ\text{C}$$

Площа теплопередаючої поверхні повітроохолодника за формулою 11.26 [1]:

$$F_{\text{по}_e} = \frac{\Sigma Q_{\text{обл}_e}}{k_{\Pi 10} \cdot \theta_{\text{срп}}} = \frac{21896}{15.4 \cdot 9.9} = 144 \cdot \text{М}^2.$$

$$\text{Необхідна кількість повітроохолодників } n = \frac{F_{\text{по}_e}}{F_{\Pi}} = \frac{144}{100} = 1.44 \text{ шт.}$$

Вибираємо $n = 2$ підвісних повітроохолодники марки ВОП-100.

Загальна площа теплопередаючої поверхні повітроохолодника рівна:

$$\Sigma F_{\text{по}_e} = n \cdot F_{\Pi} \quad \Sigma F_{\text{по}_e} = 200 \text{ м}^2$$

Перевіряємо чи достатня об'ємна продуктивність встановлених на повітроохолодниках вентиляторів за формулою 11.39 [1]:

$$V_{\Pi} = \frac{\Sigma Q_{\text{обл}_e}}{\rho_{\Pi} \cdot (i_1 - i_2)} \quad V_{\Pi} = 3.02 \frac{\text{М}^3}{\text{с}} \quad \rho_{\Pi} = 1.44 \cdot \frac{\text{КГ}}{\text{М}^3}$$

$$V_{\text{по}} \cdot n = 4.14 \frac{\text{М}^3}{\text{с}} > V_{\Pi} = 3.02 \frac{\text{М}^3}{\text{с}}$$

Розрахунок і підбір повітроохолодників коридору

Температуру повітря на вході у повітроохолодник та виході з нього приймаємо відповідно

$$t_{\Pi 1} = 2 \cdot ^\circ\text{C} \quad t_{\Pi 2} = -2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Середньологарифмічний температурний напір у повітроохолодниках при $t_{\Pi 1} = 2 \cdot ^\circ\text{C}$ та $t_{\Pi 2} = -2 \cdot ^\circ\text{C}$ за формулою 11.34[1] та температури у камері $-2 \cdot ^\circ\text{C}$

$$\theta_{\text{срп}} = \frac{t_{\text{п1}} - t_{\text{п2}}}{2.3 \cdot \log \left(\frac{t_{\text{п1}} - t_{\text{o}_1}}{t_{\text{п2}} - t_{\text{o}_1}} \right)} \quad \theta_{\text{срп}} = 9.876^\circ\text{C}$$

Площа теплопередаючої поверхні повітроохолодника за формулою 11.26 [1]:

$$F_{\text{по}_k} = \frac{\Sigma Q_{\text{обл}_k}}{k_{\text{п10}} \cdot \theta_{\text{срп}}} = \frac{12610}{15.4 \cdot 9.9} = 82.9 \cdot \text{м}^2.$$

$$\text{Необхідна кількість повітроохолодників } n = \frac{F_{\text{по}_k}}{F_{\text{п}}} = \frac{83}{100} = 0.83 \text{ шт.}$$

Вибираємо $n = 1$ підвісний повітроохолодник марки ВОП-100.

Перевіряємо чи достатня об'ємна продуктивність встановлених на повітроохолодниках вентиляторів за формулою 11.39 [1]:

$$V_{\text{п}} = \frac{\Sigma Q_{\text{обл}_k}}{\rho_{\text{п}} \cdot (i_1 - i_2)} \quad V_{\text{п}} = 1.739 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad \rho_{\text{п}} = 1.44 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$V_{\text{по}} \cdot n = 2.07 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} > V_{\text{п}} = 1.739 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

8.1.6. Розрахунок і підбір випарника охолодження льодяної води

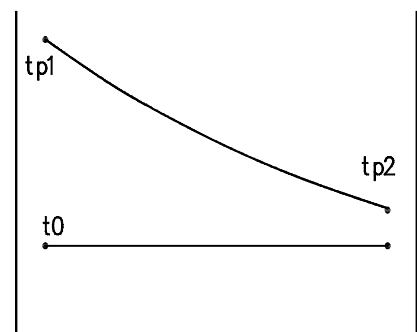
Для попереднього охолодження птиці використовуємо льодяну воду. для її одержання необхідно підібрати кожухотрубний випарник. Середньологарифмічний температурний напір у випарнику при $t_{\text{o}_1} = -10^\circ\text{C}$ за формулою 11.34[1]

$t_{\text{лв1}} = 4.5^\circ\text{C}$ температура льодяної води на вході до випарника,

$t_{\text{лв2}} = 1.5^\circ\text{C}$ температура льодяної води на виході з випарника,

$$\theta_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{лв1}} - t_{\text{лв2}}}{2.3 \cdot \log \left(\frac{t_{\text{лв1}} - t_{\text{o}_1}}{t_{\text{лв2}} - t_{\text{o}_1}} \right)}$$

$$\theta_{\text{ср}} = 12.957^\circ\text{C}$$



Значення коефіцієнта теплопередачі (табл. 11.6[1]) - $k = 160 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$

Необхідна площа теплообмінної поверхні:

Теплове навантаження випарника (табл.7.1):

$$Q_{OT_ЛВ} = 53646 \cdot \text{Вт}$$

$$F = \frac{Q_{OT_ЛВ}}{k \cdot \theta_{cp}} \quad F = 25.878 \text{ м}^2$$

Об'ємна витрата льодяної води через випарники (форм. 11.36[1])

Питома теплоємність води (дод. 6[2]) : $c_{ЛВ} = 4.19 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$;

Густина росолу (дод. 6[2]) : $\rho_{ЛВ} = 998 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

$$V_{ЛВ} = \frac{Q_{OT_ЛВ}}{c_{ЛВ} \cdot \rho_{ЛВ} \cdot (t_{ЛВ1} - t_{ЛВ2})} \quad V_{ЛВ} = 0.004 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad V_{ЛВ} = 15.395 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

За табл. 13.2[1] приймаємо до встановлення випарник ИТГ-40. Технічні характеристики наведено в табл. 8.5.

Таблица 8.5.

Марка випарника	Розмірність	ИТГ
Площа теплопередаючої поверхні	м ²	40
Кількість труб	шт	144
Об'єм міжтрубного простору	м ³	0,5
Габаритні розміри	довжина	мм
	ширина	мм
	висота	мм
Вага	кг	1557
Діаметр парового патрубку	мм	80
Діаметр рідинного партрубка	мм	80
Діаметр патрубку рідкого аміаку	мм	25

8.1.7. Розрахунок та вибір допоміжного обладнання

Об'єм випарних систем по аміаку та СО2

$V_{ПО} = 0.03 \cdot \text{м}^3$ - об'єм по аміаку повітреохолодників ВОП-100.

$V_{В} = 0.5 \cdot \text{м}^3$ - об'єм по аміаку кожухотрубного випарника.

$V_{ШМА} = 0.72 \cdot \text{м}^3$ - об'єм по СО2 швидкозаморозильних апаратів.

$V_{ВК} = 0.2 \cdot \text{м}^3$ - об'єм по аміаку конденсатора випарника.

Об'єм по аміаку випарної системи з $t_{o_1} = -10^\circ\text{C}$ складає:

$$\Sigma V_{o_10} = 11 \cdot V_{по} + V_{в} \qquad \Sigma V_{o_10} = 0.83 \text{ м}^3$$

Об'єм по аміаку випарної системи з $t_{o_2} = -28^\circ\text{C}$ складає:

$$\Sigma V_{0_28} = V_{вк} + 6 \cdot V_{по} \qquad \Sigma V_{0_28} = 0.38 \text{ м}^3$$

де: $V_{вк} = 0.2 \cdot \text{м}^3$ - вміст аміаку у випарнику конденсаторі

Об'єм по аміаку випарної системи нижнього каскаду з CO₂:

$$\Sigma V_{0_50} = 2 \cdot V_{шма} \qquad \Sigma V_{0_50} = 1.44 \text{ м}^3$$

Розрахунок і вибір лінійного ресивера для аміачної схеми

Потрібний об'єм лінійного ресивера при умові його заповнення при експлуатації на 50% і не більше 80%, для систем з нижньою подачею холодоагенту визначаємо по формулі V-39 [2]:

0.3 - коефіцієнт, що враховує заповнення системи з верхньою подачею;

0.6 - коефіцієнт, що враховує заповнення системи з нижньою подачею;

1.2 - коефіцієнт запасу лінійного ресивера;

$$V_{л.р} = \frac{0.6 \cdot (\Sigma V_{o_10} + \Sigma V_{0_28})}{0.5} \cdot 1.2 \qquad V_{л.р} = 1.742 \text{ м}^3$$

Вибираємо горизонтальний ресивер марки 2,5 РВ, характеристики даного ресивера (з таблиці 14.12 [3]) наведено в таблиці 8.6.

Розрахунок і вибір циркуляційних ресиверів

Потрібний об'єм циркуляційного ресивера на температуру кипіння $t_{o_2} = -28^\circ\text{C}$ при умові його заповнення при експлуатації на 30% від об'єма, для систем з нижньою подачею холодильного агента визначаємо по формулі V-35 [2]:

0.5 - коефіцієнт, що враховує заповнення системи з верхньою подачею;

0.3 - коефіцієнт, що враховує заповнення системи з нижньою подачею;

1.2 - коефіцієнт запаса;

$$V_{ц.р} = \frac{0.3 \cdot (V_{вк} + \Sigma V_{0_28})}{0.7} \cdot 1.2 \qquad V_{ц.р} = 0.298 \text{ м}^3$$

Вибираємо вертикальний циркуляційний ресивер марки 0,75 РДВ, характеристики даного ресивера (з таблиці 14.13 [1]) наведено в таблиці 8.6.

Циркуляційного ресивера на температуру кипіння $t_{o_фр} = -50^\circ\text{C}$ при умові його заповнення при експлуатації на 30% від об'єма, для систем з нижньою подачею холодильного агента визначаємо по формулі V-35 [2]:

0.5 - коефіцієнт, що враховує заповнення системи з нижньою подачею;

1.2 - коефіцієнт запаса;

$$V_{ц.р_1} = \frac{0.5 \cdot 2V_{шма}}{0.3} \cdot 1.2$$

$$V_{ц.р_1} = 2.88 \text{ м}^3$$

Вибираємо вертикальний циркуляційних ресивера марки 3,5 РВ, характеристики даного ресивера (з таблиці 41 [10] наведено в таблиці 8.6.

Таблиця 8.6.

Марка ресивера	Розмірність	0,75 РДВ	1,5 РДВ	3,5 РВ
Місткість	м ³	0,75	1,4	3,50
Габаритні розміри				
діаметр корпусу	мм	600	800	800
товщина корпусу	мм	8	8	12
висота	мм	3190	3380	3990
Вага	кг	500	710	1150

Потрібний об'єм циркуляційного ресивера на температуру кипіння $t_{o_1} = -10^\circ\text{C}$ (компаундного ресивера) при умові його заповнення при експлуатації на 30% від об'єма, для систем з нижньою подачею холодильного агенту визначаємо по формулі V-35 [2]:

0.5 - коефіцієнт, що враховує заповнення системи з нижньою подачею;

1.2 - коефіцієнт запаса;

$$V_{ц.р_1} = \frac{0.5 \cdot (\sum V_{o_10} + \sum V_{o_28} + V_{вк})}{0.3} \cdot 1.2 \quad V_{ц.р_1} = 2.82 \text{ м}^3$$

Вибираємо в якості компаундного ресивера горизонтальний ресивер марки 3,5 РВ, характеристики даного ресивера (з таблиці 41 [10] наведено в таблиці 8.6.

Розрахунок і вибір дренажного ресивера

Вибираємо дренажний ресивер за місткістю найбільшого циркуляційного ресивера - 3,5 РД

Вибір масловіддільників

Масловіддільники призначені для відділення мастила, яке виноситься з компресорів разом з парами холодильного агента. Масловіддільники підбирають по діаметру нагнітального патрубку компресора.

Всі компресорні агрегати мають штатні масловіддільники.

Оскільки в будь-якому масловіддільнику мастило вловлюється не повністю, то потрібно ставити дублюючі масловіддільники - перед конденсаторною групою. Ці масловіддільники підбирають по умовному діаметру загального нагнітаючого трубопроводу (нагнітального колектора) $d_{н.к} = 100 \cdot \text{мм}$, підбираємо 2-ва паралельно під'єднаних інерційних масловіддільника марки 100МО.

Характеристики масловіддільників наведено в таблиці 8.7.

Вибір маслозбірника

Маслозбірник призначений для зменшення небезпеки при випуску та заправленні системи мастилом.

Вибираємо маслозбірник марки 300МЗС.

Характеристики маслозбірника наведено в таблиці 8.8.

Таблиця 8.7.

Марка масловіддільника	Розмірність	100МО
Місткість	м ³	0,83
Діаметр під'єднувального патрубка	мм	100
Габаритні розміри	діаметр	307
	товщина стінки	9
	висота	1060
Вага	кг	215

Таблиця 8.8.

Марка маслозбірника	Розмірність	300МЗС
Місткість	л	70
Габаритні розміри	діаметр	325
	товщина стінки	9
	висота	1270
Вага	кг	92

8.1.8. Визначення діаметрів трубопроводів та вибір насосів

Розрахунок аміачних трубопроводів

$\omega_{\text{BC}} = 15 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ - швидкість парів аміаку на стороні всмоктування (табл.16.3 [1]);

$\omega_{\text{Н}} = 25 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ - швидкість парів аміаку на стороні нагнітання (табл.16.3 [1]);

Діаметри всмоктувальних трубопроводів компресорів розраховуються за формулою 16.3 [1]:

$$d_{\text{BC}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{KM}}}{\pi \cdot \omega_{\text{BC}}}}$$

Діаметр всмоктувального трубопроводу компресорів, що працюють на температуру кипіння $t_{\text{о}_1} = -10^{\circ}\text{C}$ становить:

$$d_{\text{BC}_1} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{2\text{T}}}{\pi \cdot \omega_{\text{BC}} \cdot 2}} \quad d_{\text{BC}_1} = 0.069 \text{ м}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу $D_{\text{у}}=70$ мм.

Діаметр всмоктувального колектора компресорів, що працюють на температуру кипіння $t_{o_1} = -10^{\circ}\text{C}$ становить:

$$d_{\text{вс_екс}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{2\text{T}}}{\pi \cdot \omega_{\text{вс}}}} \quad d_{\text{вс_екс}} = 0.097 \text{ м}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу $D_{\text{у}}=100$ мм.

Діаметр трубопроводу компресорів, що працюють на температуру кипіння $t_{o_2} = -28^{\circ}\text{C}$ становить:

$$d_{\text{вс_2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{T}_28}}{\pi \cdot \omega_{\text{вс}}}} \quad d_{\text{вс_2}} = 0.1 \text{ м}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу $D_{\text{у}}=50$ мм.

Діаметр всмоктувального трубопроводу на температуру кипіння $t_{o_фр} = -50^{\circ}\text{C}$ розраховується за формулою 16.3 [1]:

$$d_{\text{вс_3}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{T}_50}}{\pi \cdot \omega_{\text{вс}}}} \quad d_{\text{вс_3}} = 43.374 \text{ мм}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу $D_{\text{у}}=50$.

Діаметр нагнітальних трубопроводів компресорів розраховуються за формулою 16.3 [1]:

$$d_{\text{н}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{км}}}{\pi \cdot \omega_{\text{н}}}}$$

Діаметр нагнітального трубопроводу компресорів, що працюють на температуру кипіння $t_{o_1} = -10^{\circ}\text{C}$ становить:

$$d_{\text{н_1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{2\text{T}}}{\pi \cdot \omega_{\text{н}} \cdot 2}} \quad d_{\text{н_1}} = 0.053 \text{ м}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу $D_{\text{у}}=50$ мм.

Діаметр нагнітального колектора компресорів, що працюють на температуру кипіння $t_{o_1} = -10^{\circ}\text{C}$ становить:

$$d_{\text{н_1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{2\text{T}}}{\pi \cdot \omega_{\text{н}}}} \quad d_{\text{н_1}} = 0.075 \text{ м}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу $D_{\text{у}}=70$ мм.

Діаметр трубопроводу компресорів, що працюють на температуру кипіння $t_{o_2} = -28^\circ\text{C}$ становить:

$$d_{H_2} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{T_28}}{\pi \cdot \omega_H}} \quad d_{H_2} = 0.078 \text{ м}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу $D_u=70$ мм.

Діаметр нагнітального трубопроводу компресорів на температуру кипіння $t_{o_фр} = -50^\circ\text{C}$ розраховується за формулою 16.3 [1]:

$$d_{H.K} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{T_50}}{\pi \cdot \omega_H}} \quad d_{H.K} = 33.597 \text{ мм}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу $D_u=40$ мм.

Зливний трубопровід від конденсаторів до лінійного ресивера за формулою 16.3 [1]:

$$\omega_{3Л} = 0.7 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad \text{- швидкість рідкого аміаку після конденсатора із таблиці 16.3 [1];}$$

$$\rho_p = 595 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad \text{- густина рідкого аміаку;}$$

$$d_{ВН.3Л} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{KM2}}{\rho_p \cdot \pi \cdot \omega_{3Л}}} \quad d_{ВН.3Л} = 26.334 \text{ мм}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу $D_u=32$ мм.

Гідравлічний розрахунок трубопроводів льодяної води

Параметри води вибираються з таблиці 16.5 [1] залежно від температури:

$$\nu_{ЛВ} = 5.003 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}} \quad \text{динамічна в'язкість води;} \quad \rho_{ЛВ} = 998 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad \text{- густина води;}$$

Діаметр розсільного трубопроводу при швидкості розсолу в трубах $\omega_{ЛВ} = 1.2 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$

$$d_{ЛВ} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{ЛВ}}{\pi \cdot \omega_{ЛВ}}} \quad d_{ЛВ} = 53.394 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр трубопроводів $d_{ЛВ} = 70$ мм

Числа Рейнольдса для водяних трубопроводів оборотної води розраховуємо за формулою 16.5 [1]:

$$Re = \frac{\omega_{ЛВ} \cdot d_{ЛВ}}{\nu_{ЛВ}} \quad Re = 16790$$

Втрати тиску у розсільному трубопроводі на стороні всмоктування (з бака):

$k = 0.2\text{мм}$ - шорсткість труб (для сталевих труб с.152 [1]);

Коефіцієнт тертя для за формулою 16.6 [1]:

$$\lambda_{\text{вс}} = 0.11 \cdot \left(\frac{k}{d_{\text{ЛВ}}} + \frac{64}{\text{Re}} \right)^{0.25} \quad \lambda_{\text{вс}} = 0.031$$

Втрати тиску на тертя за формулою 16.4 [1]:

$l_{\text{рвс}} = 3\text{м}$ - прийнята довжина трубопроводу;

$$\Delta P_{\text{р.вс}} = \frac{\lambda_{\text{вс}} \cdot \rho_{\text{ЛВ}} \cdot \omega_{\text{ЛВ}}^2}{d_{\text{ЛВ}}} \cdot l_{\text{рвс}} \quad \Delta P_{\text{р.вс}} = 0.968 \text{кПа}$$

Втрати тиску на місцевих опорах за формулою 16.7 [1]:

$$\Sigma \xi_{\text{М}} = 4 \cdot 0.5 + 8 + 4 \cdot 1 + 1 + 4 \cdot 10 \quad \Sigma \xi_{\text{М}} = 55$$

$$Z_{\text{р.вс}} = \Sigma \xi_{\text{М}} \cdot \frac{\rho_{\text{ЛВ}} \cdot \omega_{\text{ЛВ}}^2}{2} \quad Z_{\text{р.вс}} = 39.521 \text{кПа}$$

Сумарні втрати тиску за формулою 16.9 [1]:

$$\Delta P_{\text{р.вс}} = \Delta P_{\text{р.вс}} + Z_{\text{р.вс}} \quad \Delta P_{\text{р.вс}} = 40.489 \text{кПа}$$

Втрати тиску у розсільному трубопроводі на стороні нагнітання водяного насоса (на ИТГ).

$k = 0.2\text{мм}$ - шорсткість труб (для сталевих труб с.152 [1]);

Коефіцієнт тертя для за формулою 16.6 [1]:

$$\lambda_{\text{н}} = 0.11 \cdot \left(\frac{k}{d_{\text{ЛВ}}} + \frac{64}{\text{Re}} \right)^{0.25} \quad \lambda_{\text{н}} = 0.031$$

Втрати тиску на тертя за формулою 16.4 [1]:

$l_{\omega} = 45\text{м}$ - прийнята довжина трубопроводу;

$$\Delta P_{\text{р.н}} = \frac{\lambda_{\text{н}} \cdot \rho_{\text{ЛВ}} \cdot \omega_{\text{ЛВ}}^2}{d_{\text{ЛВ}}} \cdot l_{\omega} \quad \Delta P_{\text{р.н}} = 14.521 \text{кПа}$$

Втрати тиску на місцевих опорах за формулою 16.7 [1]:

$$\Sigma \xi_{\text{М}} = 4 \cdot 5 + 4 \cdot 10 + 4 \cdot 1 + 4 \cdot 1 + 4 \cdot 10 \quad \Sigma \xi_{\text{М}} = 108$$

$$Z_{\text{р.н}} = \Sigma \xi_{\text{М}} \cdot \frac{\rho_{\text{ЛВ}} \cdot \omega_{\text{ЛВ}}^2}{2} \quad Z_{\text{р.н}} = 77.604 \text{кПа}$$

Сумарні втрати тиску за формулою 16.9 [1]:

$$\Delta P_{\text{р.н}} = \Delta P_{\text{р.н}} + Z_{\text{р.н}} \quad \Delta P_{\text{р.н}} = 92.125 \text{кПа}$$

Розрахунок і вибір градирні

Теплове навантаження градирні рівне сумарному тепловому навантаженню охолодників мастила:

Загальна витрата води на градирню:

$$V_{\text{Гр}} = V_{\text{в.км2}} \quad V_{\text{Гр}} = 0.011 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$G_{\text{Гр}} = V_{\text{Гр}} \cdot \rho_{\text{в}} \quad G_{\text{Гр}} = 11.292 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

За таблицями вибору градирень фірми "Baltimore Aircoil" для $\Delta t = 5 \cdot ^\circ\text{C}$ та $t_{\text{м.т.}} = 22 \cdot ^\circ\text{C}$ при температурі $t_{\omega 1} = 31 \cdot ^\circ\text{C}$ вибираємо дві вентиляторні градирні моделі 119Н.

Характеристики вентиляторної градирні "Baltimore Aircoil" моделі ІМТ-119-Н наведено в таблиці:

Марка градирні	Розмірність	119-Н	
Розташування вентилятора	-	верхнє	
Витрата повітря	$\text{м}^3/\text{с}$	13,8	
Потужність вентиляторів	кВт	6,2	
Витрата оборотної води	кг/с	14,6/22,6	
Маса	кг	1990	
Габаритні розміри	довжина	мм	2480
	ширина	мм	2400
	висота	мм	4780
Діаметр патрубків	мм	150/200	

Вибір насосів льодяної води

Вибір насосу подачі розсолу в систему охолодження.

Необхідний напір насосу:

$$H = \Delta P_{p.n} + \Delta P_{p.вс} \quad H = 132.614 \text{ кПа}$$

Необхідна подача насосу:

$$V_{лв} = 15.395 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

По таблиці 11.24 [4] підбираємо $n = 2$ робочих консольних насоси типу 1,5К-8/19 (та 1-н резервний), характеристики яких наведено в таблиці 8.9.

Загальна подача обраних насосів:

$$\Sigma G_p = n \cdot G_H \quad \Sigma G_p = 28 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Таблиця 8.9.

Марка насоса	Розмірність	1,5К-8/19а
Подача насосу	м ³ /год	6...14
Повний напір насосу	кПа	203...140
Електродвигун	-	A02-21-2
потужність	кВт	1,5
частота обертання	с ⁻¹	47,7
Діаметр всмоктуючого патрубка	мм	40
Діаметр всмоктуючого патрубка	мм	32
Вага	кг	16,8

Вибір аміачних насосів

Знаходимо потрібну подачу циркуляційного насосу випарної системи на температуру кипіння $t_{o_1} = -10^\circ\text{C}$ за формулою 16.3 [1]:

$$n_{ц} = 3 \text{ - кратність циркуляції; } \rho_{ра} = 654 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$G_H = n_{ц} \cdot \frac{G_{т_10}}{\rho_{ра}} \quad G_H = 2.636 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Знаходимо потрібну подачу циркуляційного насосу випарної системи на температуру кипіння $t_{o_2} = -28^\circ\text{C}$ за формулою 16.3 [1]:

$$n_{ц} = 6 \text{ - кратність циркуляції; } \rho_{ра} = 676 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$G_H = n_{ц} \cdot \frac{G_{т_28}}{\rho_{ра}} \quad G_H = 1.011 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Знаходимо потрібну подачу циркуляційного насосу випарної системи на температуру кипіння $t_{o_фр} = -50^{\circ}\text{C}$ за формулою 16.3 [1]:

$$n_{\text{ц}} = 3 \text{ - кратність циркуляції; } \rho_{\text{CO}_2} = 1020 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$G_{\text{н}} = n_{\text{ц}} \cdot \frac{G_{\text{т-3}}}{\rho_{\text{CO}_2}} \qquad G_{\text{н}} = 5.508 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

По таблиці 16.8 [1] для кожної випарної системи вибираємо 2-а циркуляційних насоси (робочий і резервний) типу WITT GP41, характеристика яких наведено в таблиці 8.10.

Таблиця 8.10.

Марка насоса	Розмірність	WITT GP41
Подача насосу	м ³ /год	0,5...3,4
Повний напір насосу	м. ст.	2...28
Число ступенів	кїл.	2
Частота обертання	с ⁻¹	24,5
Потужність	кВт	1,3

8.2. Тепловий розрахунок холодильної машини та вибір обладнання для схеми №2

Для схеми холодильної установки №2 температуру кипіння аміаку у випарнику-конденсаторі каскадної машини приймаємо рівну температурі кипіння аміаку у камерах зберігання охолодженої продукції:

$$t_{o_к} = t_{o_1} \qquad t_{o_к} = -10^{\circ}\text{C}$$

Визначаємо температуру кипіння вуглекислоти у фризерах залишається такою ж, як у попередній схемі:

$$t_{o_фр} = -50^{\circ}\text{C}$$

Температуру всмоктування парів аміаку в компресори приймаємо як у попередній схемі. Перегрівання вуглекислоти на всмоктуванні до компресорів приймаємо:

$$\Delta t_{п} = 10^{\circ}\text{C}$$

Температура конденсації вуглекислоти приймаємо на 10°C вищою від температури кипіння аміаку у випарнику-конденсаторі.

Визначаємо температуру конденсації за формулою:

$$t_{к_co2} = t_{o_к} + 10^{\circ}\text{C} \qquad t_{к_co2} = 0^{\circ}\text{C}$$

Визначаємо температуру переохолодження вуглекислоти за формулою:

$$t_{п_co2} = t_{к_co2} - 3^{\circ}\text{C} \qquad t_{п_co2} = -3^{\circ}\text{C}$$

Оскільки схема нижньої гілки каскаду двоступенева з двократним дроселюванням, проміжну температуру приймаємо рівною температурі в камерах зберігання замороженої продукції:

$$t_{пп} = t_{o_2} \qquad t_{пп} = -28^{\circ}\text{C}$$

8.2.1. Розрахунок нижньої гілки каскаду холодильної машини

Будуємо цикл холодильної машини в h - lgr діаграмі CO_2 , визначаємо параметри холодильного агента та заносимо їх до табл.8.11.

Розраховуємо питому масову продуктивність CO_2 за формулою 11.1 [1] для усіх температур кипіння:

$$q_{o_50} = h_1 - h_8 \qquad q_{o_50} = 303 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$q_{o_28} = h_3 - h_7 \qquad q_{o_28} = 302 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Знаходимо питому теоретичну (адіабатну) роботу компресорів першого ступеня за формулою 11.2 [1]:

$$l_{T_50} = h_2 - h_1 \qquad l_{T_50} = 34 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Знаходимо питому теоретичну (адіабатну) роботу компресорів другого ступеня за формулою 11.2 [1]:

$$l_{T2} = h_4 - h_3 \qquad l_{T2} = 36 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Знаходимо питоме теплове навантаження на конденсатор-випарник за формулою 11.3 [1]:

$$q_k = h_4 - h_5 \qquad q_k = 283 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Таблиця 8.2.

Точка	Тиск, МПа	Температура °С	Ентальпія кДж/кг	Питомий об'єм м ³ /кг
1'	0,680	-50	437	
1	0,680	-40	441	0,059
2	1,54	12	475	0,031
3'	1,54	-28	437	
3	1,54	-25	440	0,0257
4	3,49	32	476	0,0135
5	3,49	-3	193	
6	1,54	-28	193	
7	0,68	-28	138	
8	0,68	-50	138	

Розраховуємо необхідну масову витрату холодоагента у випарниках залежно від температур кипіння за формулою 11.4 [1]:

$$G_{T_50} = \frac{Q_{от_3}}{q_{o_50}} \qquad G_{T_50} = 0.5184 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$G_{T_28} = \frac{Q_{от_2}}{q_{o_28}} \qquad G_{T_28} = 0.133 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Масову витрату холодоагента в компресорах другого ступеня визначаємо склавши тепловий баланс компаундного ресивера:

$$G_{км2} = G_{T_28} + G_{T_50} \cdot \frac{h_2 - h_7}{h_3 - h_7} \qquad G_{км2} = 0.711 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Визначаємо коефіцієнт подачі компресорів для кожного ступеня стискання.

Коефіцієнт подачі гвинтового компресора, визначається в залежності від відношення тисків P_k/P_o (з рис.11.2 [1]).

Для компресорів першого ступеня відношення тисків: $\frac{P_{o_28}}{P_{o_50}} = 2.265$

Коефіцієнт подачі: $\lambda_1 = 0.87$

Для компресорів другого ступеня відношення тисків: $\frac{P_k}{P_{o_28}} = 2.266$

Коефіцієнт подачі: $\lambda_2 = 0.87$

Вибір компресорів першого ступеня на температуру кипіння -50°C

Знаходимо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресорів першого ступеня для температури кипіння -50°C :

$$V_{T_50} = \frac{G_{T_50} \cdot v_1}{\lambda_1} \quad V_{T_50} = 126.57 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} \quad V_{T_28} = 0.188 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

За отриманою величиною підбираємо напівгерметичні компресори Bitzer 6PME-40K, технічні данні якого наведено у таблиці:

Габаритні розміри, мм:	
довжина	680
ширина	435
висота	414
Діаметр патрубків, мм:	
всмоктування	42
нагнітання	35
Маса, кг.	237
Об'єм стискання холодоагента $\text{м}^3/\text{Год}$	64,9

До встановлення приймаємо три компресори, один з яких резервний.

Визначаємо теоретичну потужність компресора:

$$N = G_{T_50} \cdot (h_2 - h_1) \quad N = 17.627 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність компресора:

$\eta_e = 0.75$ - де ефективний ККД компресора визначений від ступеня стискання за граф.11.31 [4] ст.177

$$N_{e_50} = \frac{N}{\eta_e} \quad N_{e_50} = 23.502 \text{ кВт}$$

Розраховуємо електричну потужність (споживану з мережі):

$$\eta_{ел} = 0.9 \quad N_{ел} = \frac{N_{e_50}}{\eta_{ел}} \quad N_{ел} = 26.114 \text{ кВт}$$

Компресор комплектується електродвигуном потужністю 30 кВт.

При розрахунковому навантаженні компресор буде працювати постійно.
Коефіцієнт робочого часу для цього компресора:

$$b_{\text{км}_50} = b \cdot \frac{V_{\text{T}_50}}{2 \cdot 64 \cdot 9 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{год}}} \quad b_{\text{км}_50} = 0.878$$

Температура холодильного агента в реальному процесі стискання за відсутності мастила визначається за ентальпією:

$$\eta_i = 0.815 \quad \text{індикаторний ККД};$$

$$h_{2c} = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_i} \quad h_{2c} = 482.718 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

За ентальпією знаходимо температуру в т.2с: $t_{2c} = 17^\circ\text{C}$

Охолоджувати мастило компресора немає потреби.

Вибір компресорів другого ступеня

Знаходимо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресорів другого ступеня:

$$V_{2\text{T}} = \frac{G_{\text{км}2} \cdot v_3}{\lambda_2} \quad V_{2\text{T}} = 75.662 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} \quad V_{2\text{T}} = 0.021 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

За отриманою величиною підбираємо два напівгерметичні компресори Bitzer 4NSL-30K, технічні данні якого наведено у таблиці:

Габаритні розміри, мм:	
довжина	650
ширина	300
висота	378
Діаметр патрубків, мм:	
всмоктування	35
нагнітання	28
Маса, кг.	171
Об'єм стискання холодоагента м ³ /год	46,9

Визначаємо теоретичну потужність компресора:

$$N = G_{\text{км}2} \cdot (h_4 - h_3) \quad N = 25.613 \text{ кВт}$$

Індикаторний коефіцієнт корисної дії [4]:

$$\eta_i = 0.87$$

Ефективна потужність компресора:

$\eta_e = 0.87$ - де ефективний ККД компресора визначений від ступеня стискання за граф.11.31 [4] ст.177

$$N_{e2} = \frac{N}{\eta_e} \quad N_{e2} = 29.44 \text{ кВт}$$

Розраховуємо електричну потужність (споживану з мережі):

$$\eta_{ел} = 0.9 \quad N_{ел} = \frac{N_{e2}}{\eta_{ел}} \quad N_{ел} = 32.712 \text{ кВт}$$

Компресор комплектується електродвигуном потужністю 33,5 кВт.

При розрахунковому навантаженні компресор буде працювати постійно.

Коефіцієнт робочого часу для цього компресора:

$$b_{км2} = b \cdot \frac{V_{2Т}}{2.46.9 \cdot \frac{М^3}{год}} \quad b_{км2} = 0.726$$

Температура холодильного агента в реальному процесі стискання за відсутності мастила визначається за ентальпією:

$$h_{4c} = h_3 + \frac{h_4 - h_3}{\eta_i} \quad h_{2c} = 482.718 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

За ентальпією знаходимо температуру в т.4с: $t_{2c} = 37.^\circ\text{C}$

Охолоджувати мастило компресора немає потреби.

8.2.2. Тепловий розрахунок одноступеневої аміачної холодильної машини (верхньої гілки каскаду)

Теплове навантаження випарника-конденсатора, яке передаватиметься з двоступеневої вуглекислотної холодильної машини становитиме:

$$Q_{к_в} = G_{км2} \cdot (h_{4c} - h_5) \quad Q_{к_в} = 205.175 \text{ кВт}$$

Загальне теплове навантаження на одноступеневу холодильну машину становитиме:

$$Q_0 = Q_{от_1} + Q_{к_в} \quad Q_0 = 378.716 \text{ кВт}$$

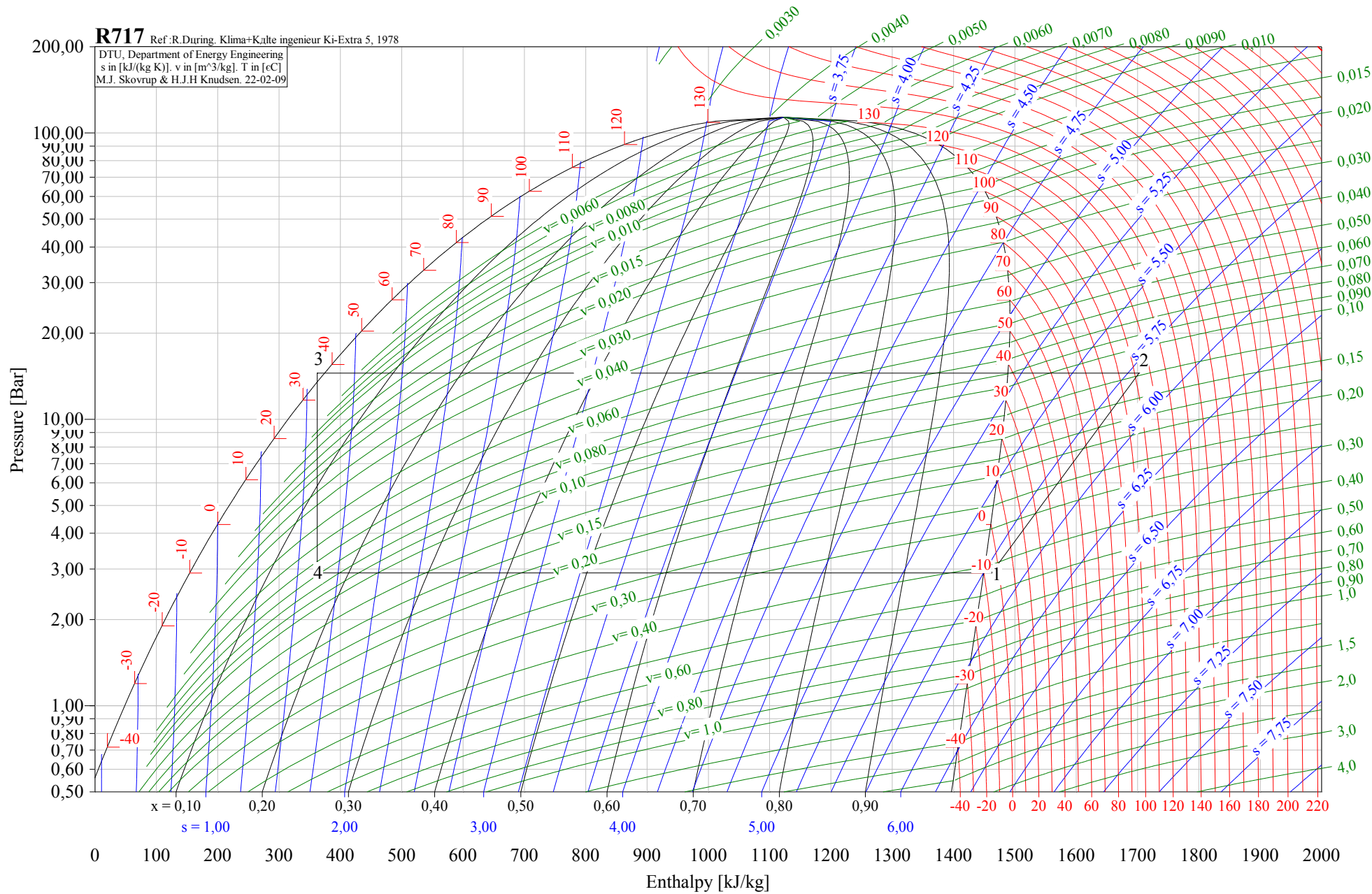
Розраховуємо необхідну масову витрату холодоагента у випарнику-конденсатрі (компресорі) за формулою 11.4 [1]:

$$G_0 = \frac{Q_0}{q_{o_10}} \quad G_0 = 0.3484 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Будуємо цикл холодильної машини в lgr-h діаграмі для NH3 та визначаємо параметри холодильного агента, які заносимо до табл. 8.12.

200,00
100,00
90,00
80,00
70,00
60,00
50,00
40,00
30,00
20,00
10,00
9,00
8,00
7,00
6,00
5,00
4,00
3,00
2,00
1,00
0,90
0,80
0,70
0,60
0,50

R717 Ref: R.During, Klima+Kälte ingenieur Ki-Extra 5, 1978
DTU, Department of Energy Engineering
s in [kJ/(kg K)], v in [m³/kg], T in [°C]
M.J. Skovrup & H.J.H Knudsen, 22-02-09



Таблиця 8.12.

Точка	Тиск, МПа	Температура, °С	Ентальпія, кДж/кг	Питомий об'єм, м ³ /кг
1'	0,290	-10	1455	
1	0,290	-5	1462	0,428
2	1,45	113	1702	0,123
2'	1,45	-20	374	
3	1,45	-23	362	
4	0,29	-50	362	

Розраховуємо питому масову продуктивність:

$$q_0 = h_1 - h_4 \qquad q_0 = 1100 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Знаходимо питому теоретичну (адіабатну) роботу компресора:

$$w = h_2 - h_1 \qquad w = 240 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Знаходимо питоме теплове навантаження на конденсатор:

$$q_k = h_2 - h_3 \qquad q_k = 1340 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Необхідна теоретична об'ємна продуктивність компресора:

$\lambda = 0.87$ - коефіцієнт подачі компресора, визначається в залежності від відношення тисків $P_k/P_0=3.1$, для сучасних безкрейцкопфних компресорів (рис.11.2 [5]).

$$V_T = \frac{G_0 \cdot v_1}{\lambda} \qquad V_T = 617.037 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} \qquad V_T = 0.171 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

За отриманою величиною підбираємо одноступеневий гвинтовий компресорний агрегат SP-1 "Grasso", марки SH-GB технічні данні якого наведено у таблиці вище.

Приймаємо для встановлення два компресори.

Визначаємо теоретичну потужність компресора:

$$N = G_0 \cdot (h_2 - h_1) \qquad N = 83.617 \text{ кВт}$$

Індикаторний коефіцієнт корисної дії [4]:

$$\eta_i = 0.85$$

Ефективна потужність компресора:

$\eta_e = 0.82$ - де ефективний ККД компресора визначений від ступеня стискання за граф.11.31 [4] ст.177

$$N_e = \frac{N}{\eta_e} \quad N_e = 101.972 \text{ кВт}$$

Розраховуємо електричну потужність (споживану з мережі):

$$\eta_{\text{ел}} = 0.9 \quad N_{\text{ел}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{ел}}} \quad N_{\text{ел}} = 113.302 \text{ кВт}$$

Компресор комплектується електродвигуном потужністю 125 кВт.
При розрахунковому навантаженні компресор буде працювати постійно.

Коефіцієнт робочого часу для цього компресора:

$$b_{\text{км2}} = b \cdot \frac{V_T}{2.372 \cdot \frac{\text{М}^3}{\text{год}}} \quad b_{\text{км2}} = 0.746$$

Витрата води на охолодження мастила компресора

Температура холодильного агента в реальному процесі стискання за відсутності мастила визначається за ентальпією:

$$\eta_i = 0.85 \quad \text{індикаторний ККД};$$

$$h_{2c} = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_i} \quad h_{2c} = 1744.353 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

За ентальпією знаходимо температуру в т.2с: $t_{2c} = 130^\circ\text{C}$ $t_1 = -5^\circ\text{C}$

$$T_{2c} = 273 \cdot \text{K} + t_{2c} \quad T_{2c} = 403 \text{ K}$$

$$T_1 = t_1 + 273 \cdot \text{K} \quad T_1 = 268 \text{ K}$$

$$c_M = 3.87 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}} \quad \text{-теплоємність мастила}; \quad \rho_B = 995 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad \text{густина води}$$

$$c_B = 4.19 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}} \quad \text{-теплоємність води};$$

$$\pi = \frac{P_K}{P_{O_10}} \quad \pi = 5 \quad \text{відношення тисків у компресорі};$$

$k = 1.4$ показник адіабати для R717

Приймаємо температуру в кінці стискання за наявності мастила $t_{2M} = 80^\circ\text{C}$

$$T_{2M} = t_{2M} + 273 \cdot \text{K} \quad T_{2M} = 353 \text{ K}$$

Знаходимо показники політропи сухого та з мастилом стискання у гвинтовому компресорі:

$$n_1 = \frac{\log(\pi)}{\log(\pi) - \log\left(\frac{T_{2c}}{T_1}\right)} \quad n_2 = \frac{\log(\pi)}{\log(\pi) - \log\left(\frac{T_{2M}}{T_1}\right)}$$

$$n_1 = 1.34$$

$$n_2 = 1.207$$

Кількість теплоти, яке відводить мастило визначаємо за формулою:

$$Q_M = \frac{G_0 \cdot T_1 \cdot c_M}{k} \cdot \left[\frac{n_1 - k}{n_1 - 1} \cdot \left[\pi \cdot \frac{(n_1 - 1)}{n_1} \right] + \frac{k - n_2}{n_2 - 1} \cdot \left[\pi \cdot \frac{(n_2 - 1)}{n_2} \right] \right]$$

$$Q_M = 148.709 \text{ кВт}$$

Температура води на вході у теплообмінник $t_{\omega 2} = 27.8^\circ\text{C}$

Нагрівання води у теплообміннику приймаємо 3°C . Витрата води у теплообміннику становитиме:

$$G_{\text{В.КМ}} = \frac{Q_M}{c_{\text{В}} \cdot (t_{\omega 1} - t_{\omega 2})} \quad G_{\text{В.КМ}} = 10.14 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$V_{\text{В.КМ}} = \frac{G_{\text{В.КМ}}}{\rho_{\text{В}}} \quad V_{\text{В.КМ}} = 36.689 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} \quad V_{\text{В.КМ}} = 0.01 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

8.2.3. Розрахунок і вибір конденсатора

Температурний режим конденсатора відповідає попередній схемі.

У конденсаторі конденсується пара після компресорів двоступеневої холодильної машини. Загальне теплове навантаження конденсаторів може бути знайдене за формулою:

$$Q_K = G_0 \cdot (h_{2c} - h_3) \quad Q_K = 481.619 \text{ кВт}$$

Питомий тепловий потік у випарному конденсаторі коливається в межах $1750\text{-}2300 \text{ Вт/м}^2$ [1]. Приймаємо:

$$q = 2000 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

$$F_{\text{К.р}} = \frac{Q_K}{q} \quad F_{\text{К.р}} = 240.809 \text{ м}^2$$

На основі отриманого значення $F_{\text{К.р}}$ підбираємо $n = 2$ конденсатора фірми Baltimore Aircoil. Технічна характеристика конденсатора наведена в таблиці 8.13.

Загальна площа конденсаторів:

$$\Sigma F_K = n \cdot F_K \quad \Sigma F_K = 580 \text{ м}^2$$

$$\text{Запас} = \frac{|\Sigma F_K - F_{\text{К.р}}|}{\Sigma F_K} \cdot 100\% \quad \text{Запас} = 58\%$$

10.% – 20.% - запас теплопередаючої поверхні конденсаторів.

Знаходимо витрату охолоджувальної води на конденсатори за формулою:

$$V_{\omega, \text{К}} = V_{1\omega, \text{К}} \cdot n \quad V_{\omega, \text{К}} = 69.2 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} \quad V_{\omega, \text{К}} = 19.222 \frac{\text{л}}{\text{с}}$$

Таблиця 8.13.

Марка конденсатора	Розмірність	VXC-135
Теплове навантаження	кВт	582
Кількість вентиляторів	шт	3
Потужність двигунів вентиляторів/насоса	кВт	11/0,75
Витрата води	м3/год	34,6
Габаритні розміри	довжина	мм 4250
	ширина	мм 1226
	висота	мм 2858
Вага	кг	2760

8.2.4. Розрахунок і підбір випарника-конденсатора каскадної холодильної машини

Теплове навантаження випарника: $Q_{к_в} = 205.175 \text{ кВт}$

Розраховуємо середню логарифмічну різницю температур між киплячим холодильним агентом R717 та CO₂, що конденсується за формулою 11.34 [5]:

$t_{0_717} = -10.^\circ\text{C}$ температура кипіння у випарнику-конденсаторі;

$t_{к_CO2} = 0.^\circ\text{C}$ температура конденсації у випарнику конденсаторі.

$$\theta_{\text{ср}} = 10.^\circ\text{C}$$

Знаходимо розрахункову площу теплопередаючої поверхні пластинчатого випарника-конденсатора за формулою 11.26 [5]:

$k_в = 1250 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ - коефіцієнт теплопередачі для пластинчатого випарника конденсатора (з таблиці 11.5 [5]);

$$F_{в_к} = \frac{Q_{к_в}}{k_в \cdot \theta_{\text{ср}}} \quad F_{в_к} = 16.414 \text{ м}^2$$

За отриманою величиною підбираємо випарник фірми Джонсон Контрол марки ECQS 6040 площею поверхні 25 м².

Подальші розрахунки проводимо лише для обладнання яке має інші характеристики ніж у попередній схемі.

Перерахунку не потребує камерне обладнання, насоси, градирня, мастиловіддільники та мастилозбірники тому що теплові навантаження не змінюються, або ж змінюються несуттєва.

Змінюються: ресивери (циркуляційні, лінійні, дренажні, діаметри трубопроводів).

8.2.5. Розрахунок та вибір допоміжного обладнання Об'єм випарних систем по аміаку та CO2

$V_{\text{ПО}} = 0.03 \cdot \text{м}^3$ - об'єм по аміаку повітреохолодників ВОП-100.

$V_{\text{В}} = 0.5 \cdot \text{м}^3$ - об'єм по аміаку кожухотрубного випарника.

$V_{\text{ШМа}} = 0.72 \cdot \text{м}^3$ - об'єм по CO2 швидкоморозильних апаратів.

$V_{\text{ВК}} = 0.2 \cdot \text{м}^3$ - об'єм по аміаку конденсатора випарника.

Об'єм по аміаку випарної системи з $t_{\text{o}_1} = -10^\circ\text{C}$ складає:

$$\Sigma V_{\text{o}_10} = 11 \cdot V_{\text{ПО}} + V_{\text{ВК}} + V_{\text{В}} \qquad \Sigma V_{\text{o}_10} = 1.03 \text{ м}^3$$

де: $V_{\text{ВК}} = 0.2 \cdot \text{м}^3$ - вміст аміаку у випарнику конденсаторі

Об'єм по аміаку випарної системи з $t_{\text{o}_2} = -28^\circ\text{C}$ з CO2 складає:

$$\Sigma V_{\text{o}_28} = 6 \cdot V_{\text{ПО}} \qquad \Sigma V_{\text{o}_28} = 0.18 \text{ м}^3$$

Об'єм по аміаку випарної системи нижнього каскаду з CO2:

$$\Sigma V_{\text{o}_50} = 2 \cdot V_{\text{ШМа}} \qquad \Sigma V_{\text{o}_50} = 1.44 \text{ м}^3$$

Розрахунок і вибір лінійного ресивера для аміачної машини

Потрібний об'єм лінійного ресивера при умові його заповнення при експлуатації на 50% і не більше 80%, для систем з нижньою подачею холодоагенту визначаємо по формулі V-39 [2]:

0.3 - коефіцієнт, що враховує заповнення системи з верхньою подачею;

0.6 - коефіцієнт, що враховує заповнення системи з нижньою подачею;

1.2 - коефіцієнт запасу лінійного ресивера;

$$V_{\text{л.р}} = \frac{0.6 \cdot \Sigma V_{\text{o}_10}}{0.5} \cdot 1.2 \qquad V_{\text{л.р}} = 1.483 \text{ м}^3$$

Вибираємо горизонтальний ресивер марки 1,5 РВ, характеристики даного ресивера (з таблиці 14.12 [3]) наведено в таблиці 8.6.

Розрахунок і вибір циркуляційних ресиверів

Потрібний об'єм циркуляційного ресивера на температуру кипіння $t_{\text{o}_2} = -28^\circ\text{C}$ при умові його заповнення при експлуатації на 30% від об'єма, для систем з нижньою подачею холодильного агента визначаємо по формулі V-35 [2]:

0.5 - коефіцієнт, що враховує заповнення системи з верхньою подачею;

0.3 - коефіцієнт, що враховує заповнення системи з нижньою подачею;

1.2 - коефіцієнт запасу;

$$V_{ц.р} = \frac{0.3 \cdot (\Sigma V_{0_28})}{0.7} \cdot 1.2$$

$$V_{ц.р} = 0.093 \text{ м}^3$$

Вибираємо вертикальний циркуляційний ресивер марки 0,75 РДВ, характеристики даного ресивера (з таблиці 14.13 [1]) наведено в таблиці 8.6.

Циркуляційного ресивера на температуру кипіння $t_{o_фр} = -50^\circ\text{C}$ при умові його заповнення при експлуатації на 30% від об'єма, для систем з нижньою подачою холодильного агенту визначаємо по формулі V-35 [2]:

0.5 - коефіцієнт, що враховує заповнення системи з нижньою подачою;

1.2 - коефіцієнт запаса;

$$V_{ц.р_1} = \frac{0.5 \cdot 2V_{шма}}{0.3} \cdot 1.2$$

$$V_{ц.р_1} = 2.88 \text{ м}^3$$

Вибираємо вертикальний циркуляційних ресивера марки 3,5 РВ, характеристики даного ресивера (з таблиці 41 [10]) наведено в таблиці 8.6.

Таблиця 8.6.

Марка ресивера	Розмірність	0,75 РДВ	1,5 РДВ	3,5 РВ
Місткість	м ³	0,75	1,4	3,50
Габаритні розміри				
діаметр корпусу	мм	600	800	800
товщина корпусу	мм	8	8	12
висота	мм	3190	3380	3990
Вага	кг	500	710	1150

Потрібний об'єм циркуляційного ресивера на температуру кипіння $t_{o_2} = -28^\circ\text{C}$ (компаундного ресивера) при умові його заповнення при експлуатації на 30% від об'єма, для систем з нижньою подачою холодильного агенту визначаємо по формулі V-35 [2]:

0.5 - коефіцієнт, що враховує заповнення системи з нижньою подачою;

1.2 - коефіцієнт запаса;

$$V_{ц.р_1} = \frac{0.5 \cdot (\Sigma V_{0_28} + 2V_{шма})}{0.3} \cdot 1.2$$

$$V_{ц.р_1} = 3.24 \text{ м}^3$$

Вибираємо в якості компаундного ресивера горизонтальний ресивер марки 3,5 РВ, характеристики даного ресивера (з таблиці 41 [10]) наведено в таблиці 8.6.

Розрахунок і вибір дренажного ресивера

Вибираємо дренажний ресивер для аміаку за місткістю найбільшого циркуляційного ресивера - 2,5 РД.

8.1.6. Визначення діаметрів трубопроводів

Діаметр всмоктувального трубопроводу компресорів, що працюють на температуру кипіння $t_{o_1} = -10^\circ\text{C}$ становить:

$$d_{\text{вс_1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{T}}}{\pi \cdot \omega_{\text{вс}} \cdot 2}} \quad d_{\text{вс_1}} = 0.068 \text{ м}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу $D_u=70$ мм.

Діаметр всмоктувального колектора компресорів, що працюють на температуру кипіння $t_{o_1} = -10^\circ\text{C}$ становить:

$$d_{\text{вс_екс}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{T}}}{\pi \cdot \omega_{\text{вс}}}} \quad d_{\text{вс_екс}} = 0.096 \text{ м}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу $D_u=100$ мм.

Діаметр трубопроводу компресорів, що працюють на температуру кипіння $t_{o_2} = -28^\circ\text{C}$ становить:

$$d_{\text{вс_2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{2\text{T}}}{\pi \cdot \omega_{\text{вс}}}} \quad d_{\text{вс_2}} = 0.033 \text{ м}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу $D_u=50$ мм.

Діаметр всмоктувального трубопроводу на температуру кипіння $t_{o_фр} = -50^\circ\text{C}$ розраховується за формулою 16.3 [1]:

$$d_{\text{вс_3}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{T_50}}}{\pi \cdot \omega_{\text{вс}}}} \quad d_{\text{вс_3}} = 43.303 \text{ мм}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу $D_u=50$.

Діаметр нагнітального трубопроводу компресорів, що працюють на температуру кипіння $t_{o_2} = -28^\circ\text{C}$ становить:

$$d_{\text{н_1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{2\text{T}}}{\pi \cdot \omega_{\text{н}} \cdot 2}} \quad d_{\text{н_1}} = 0.018 \text{ м}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу $D_u=25$ мм.

Діаметр нагнітального трубопроводу компресорів на температуру кипіння $t_{o_фр} = -50^\circ\text{C}$ розраховується за формулою 16.3 [1]:

$$d_{\text{н.к}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{T_50}}}{\pi \cdot \omega_{\text{н}}}} \quad d_{\text{н.к}} = 33.542 \text{ мм}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу $D_u=40$ мм.

Зливний трубопровід від конденсаторів до лінійного ресивера за формулою 16.3 [1]:

$\omega_{3Л} = 0.5 \cdot \frac{\text{М}}{\text{с}}$ - швидкість рідкого аміаку після конденсатора
із таблиці 16.3 [1];

$\rho_p = 595 \cdot \frac{\text{КГ}}{\text{М}^3}$ - густина рідкого аміаку;

$$d_{\text{вн.3Л}} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_0}{\rho_p \cdot \pi \cdot \omega_{3Л}}} \quad d_{\text{вн.3Л}} = 30.609 \text{ мм}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу $D_y=32$ мм.

9. Розрахунок економічних показників аналізованих схем холодильних установок

Вступ

Мета економічного розрахунку полягає у визначенні вартості впровадження різних схемних рішень для холодильника зберігання заморожених ягід, в одній з яких використовується екологічно безпечний холодильний агент, що включає в себе вартість основного та допоміжного холодильного обладнання, витрат на використання енергії, виробничих витрат, витрат по оплаті праці персоналу, визначення амортизаційних відрахувань, визначення основних показників ефективності впровадження проекту, таких як термін повернення інвестицій та інших.

Економічний ефект від впровадження проектів очікується від зменшення споживання електроенергії при збереженні основних показників однаковими для різних схем, в тому числі від зменшення часу заморожування в одній із схем. (на 22,7%).

9.1. Дані для розрахунку

Для розрахунку скористаємося паспортними даними обраного. Проектні показники споживання електроенергії та води обладнанням холодильної установки для схеми 1 та схеми 2 (наведено в табл.9.1.1. та 9.1.2), вартість обладнання та витратних матеріалів - (табл. 9.3.1 та 9.3.2), а також вартістю споживаної електроенергії та води що діють на ринку.

$$\text{Вартість 1 кВт*год електроенергії прийнято } C_{\text{ел}} := 3.42 \cdot \frac{\text{грн}}{\text{кВт_год}} .$$

$$\text{Вартість 1 м}^3 \text{ води прийнято: } C_{\text{вод}} := 35 \cdot \frac{\text{грн}}{\text{м}^3}$$

$$\text{Вартість 1 кг аміаку прийнято: } C_{\text{ам}} := 9.20 \cdot \frac{\text{грн}}{\text{кг}}$$

$$\text{Вартість 1 кг CO}_2 \text{ прийнято: } C_{\text{CO}_2} := 2.92 \cdot \frac{\text{грн}}{\text{кг}}$$

$$\text{Вартість 1 кг мастила прийнято: } C_{\text{м}} := 108 \cdot \frac{\text{грн}}{\text{кг}}$$

Таблиця 9.1.1. Проектне споживання електроенергії та води для схеми №1

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	Рн, кВт	Разом, кВт	Рік, кВт год
1	Компресорний агрегат Bitzer 6PME-40K	2	47	94	355 320
2	Компресорний агрегат Grasso SH-G	2	75,0	150	567 000
3	Компресорний агрегат Grasso SH-G	2	125,0	250	945 000
4	Конденсатор VXC-135 (вентилятори)	2	11,0	22	46 200
5	Конденсатор VXC-135 (насоси)	2	0,75	1,5	3 150
6	Насос оборотного водопостачання 1,5К-8/19а	2	1,5	3	6 300
7	Градирня ІМТ-119Н	2	6,2	12,4	26 040
8	Насоси холодоагента WITT GP-41	6	1,3	7,8	16 380
9	Витяжний вентилятор КМ-цеху (робочий)	2	5,5	11	38 500
10	Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний)	1	5,5	5,5	385
11	Приточний вентилятор КМ-цеху	2	7,5	15	52 500
12	Швидкоморозильний апарат	2	27	54	113 400
13	Повітроохолодник ВОП 100	15	1,5	22,5	47 250
14	Повітроохолодник ВОП 150	2	1,5	3	6 300
15	Освітлення	1	20,0	20	102 200
	Річна витрати електроенергії				2 325 925

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	V _{вод} , м ³ /год	Всього за рік, м ³
1	Підживлення конденсаторів водою	2	0,519	2 180
2	Втрати води на градирні	2	0,414	1 739
	Річне споживання води			3 919

Таблиця 9.1.2. Проектне споживання електроенергії та води для схеми №2

Найменування обладнання	К-ть	Рн, кВт	Разом, кВт	Рік, кВт год
Компресорний агрегат Bitzer 6PME-40K	2	30	60	178 945
Компресорний агрегат Bitzer 4NSL-30K	2	33,5	67	199 822
Компресорний агрегат Grasso SH-G	2	125,0	250	745 605
Конденсатор VXC-135 (вентилятори)	2	11,0	22	36 452
Конденсатор VXC-135 (насоси)	2	0,75	1,5	2 485
Насос оборотного водопостачання 1,5К-8/19а	2	5,5	11	32 807
Гради́рня ІМТ-119Н	2	6,2	12,4	20 546
Насоси холодоагента WITT GP-41	2	4,5	9	14 912
Витяжний вентилятор КМ-цеху (робочий)	2	5,5	11	38 500
Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний)	1	5,5	5,5	385
Приточний вентилятор КМ-цеху	2	7,5	15	52 500
Швидкоморозильний апарат	2	27	54	89 473
Повітроохолодник ВОП 100	9	4,0	35,55	74 655
Повітроохолодник ВОП 150	2	3,2	6,32	13 272
Освітлення	1	20,0	20	102 200
Річна витрати електроенергії				1 602 558

Найменування обладнання	К-ть	V _{вод} м ³ /год	Всього за рік, м ³
Підживлення конденсаторів водою	2	0,519	2 180
Втрати води на гради́рні	2	0,414	1 739
Річне споживання води			3 919

9.2. Розрахунок капітальних витрат

Схемне рішення 1

Визначаємо капітальні витрати на реалізацію проекту скориставшись ДБН.Д1.1-1-2000.

Визначення вартості будівельних робіт проведемо скориставшись кошторисом будівельної вартості аналогічного об'єкта, збудованого у 2020 році. Загальна вартість будівельних робіт на аналогічному об'єкті будівельним об'ємом 2612 м³ становила 471,13 тис.грн. Відповідно вартість одного м³ становить 180 грн. Для приміщень холодильника об'ємом 21380 м³:

$$V_{\text{буд}} := K \cdot V_{\text{буд}} \cdot Ц \quad V_{\text{буд}} = 4.619 \times 10^3 \text{ тис_грн}$$

де K=1,2 - коефіцієнт перерахунку у ціни 2020 року;

$$Ц = 180 \frac{\text{шт}}{\text{м}^3} \text{ - вартість } 1\text{ м}^3 \text{ будівельних робіт аналогічного об'єкта.}$$

Витрати на утримання служб замовника та авторський нагляд приймаємо 2,5% від V_1 (ДБН1.1-1-2000 додаток Б п.49):

$$V_{a_н} := 0.025 \cdot V_{б\text{уд}} \quad V_{a_н} = 115.474 \text{ тис_грн}$$

Проектні роботи розрахуємо, прийнявши їх у розмірі 3% від кошторисної вартості об'єкта:

$$V_{п.р} := 0.03 (V_{б\text{уд}} + \Sigma V_{обл1})$$
$$V_{п.р} = 0.03 \cdot (4.619 \times 10^3 + 18289.34) = 687.25 \quad \text{тис_грн}$$

Кошторисна вартість комплексної державної експертизи проектно-кошторисної документації (наказ Мінбуду №88 від 07.05.2002):

$$V_{екс} := 50.748 \cdot \text{тис_грн}$$

Разом по проектних витратах:

$$V_1 := V_{п.р} + V_{екс} \quad V_1 = 737.997 \text{ тис_грн}$$

Кошторисний прибуток приймаємо 8% від V (ДБН1.1-1-2000 п.3.1.8):

$$\Pi := 0.08 \cdot V_1 \quad \Pi = 59.04 \text{ тис_грн}$$

Кошти на покриття адміністративних затрат будівельно-монтажних організацій (ДБН1.1-1-2000 додаток п.3.1.18.4.):

$$V_2 := 190.342 \cdot \text{тис_грн}$$

Кошти на покриття адміністративних затрат будівельно-монтажних організацій (ДБН1.1-1-2000 додаток п.3.1.21.):

$$V_3 := 73.057 \cdot \text{тис_грн}$$

Всього по попередніх витратах:

$$V := V_1 + V_{a_н} + V_2 + \Pi + V_3 + V_{б\text{уд}} \quad V = 5.795 \times 10^3 \text{ тис_грн}$$

Податки, збори, обов'язкові платежі, встановлені діючим законодавством та невраховані при складанні кошторисної документації приймаємо у розмірі 3% (ДБН1.1-1-2000 додаток п.3.1.22.):

$$\text{Под} := 0.03 \cdot V \quad \text{Под} = 173.846 \text{ тис_грн}$$

Відрахування коштів на утримання пожежних команд приймаємо у розмірі 3% (ДБН1.1-1-2000 додаток п.3.1.22.):

$$V_{пож} := 0.03 \cdot (V + \text{Под}) \quad V_{пож} = 179.061 \text{ тис_грн}$$

Комунальний податок приймаємо 0,5%:

$$\Pi_{ком} := 0.005 \cdot \text{Под} \quad \Pi_{ком} = 0.869 \text{ тис_грн}$$

Загальні будівельні витрати на будівництво:

$$K_{б\text{уд}} := V + \text{Под} + V_{пож} + \Pi_{ком} \quad K_{б\text{уд}} = 6.149 \times 10^3 \text{ тис_грн}$$

Податок на додану вартість 20%:

$$П_{дв} := 0.2 \cdot K_{б\text{уд}} \quad П_{дв} = 1.23 \times 10^3 \text{ тис_грн}$$

Загалом будівельні витрати з ПДВ:

$$K_1 := K_{б\text{уд}} + П_{дв} \quad K_1 = 7.378 \times 10^3 \text{ тис_грн}$$

Загальна сума капітальних затрат з урахуванням вартості обладнання див. табл. 5.2.1) становитиме:

$$K_3 := K_1 + \Sigma V_{обл1} = 7378 + 18289.34 = 25667.34 \text{ тис_грн}$$

Отже, загальна сума капітальних затрат з урахуванням ПДВ:

$$K_{1зпдв} := 1.2K_1 + \Sigma V_{обл1} = 1.2 \cdot 7378 + 18289.34 = 2.714 \times 10^4 \text{ тис_грн}$$

Схемне рішення 2

Витрати на будівлю такі ж, як у попередньому схемному рішенні, в витрати на придбання обладнання (див. табл. 9.2.2):

$$\Sigma V_{обл2} := 15417790 \cdot \text{грн}$$

Проектні роботи розрахуємо, прийнявши їх у розмірі 3% від кошторисної вартості об'єкта:

$$V_{п.р} := 0.03(V_{б\text{уд}} + \Sigma V_{обл2})$$

$$V_{п.р} = 0.03 \cdot (4.619 \times 10^3 + 15417.79) = 601.104 \text{ тис_грн}$$

Кошторисна вартість комплексної державної експертизи проектно-кошторисної документації (наказ Мінбуду №88 від 07.05.2002):

$$V_{екс} := 50.748 \cdot \text{тис_грн}$$

Разом по проектних витратах:

$$V_1 := V_{п.р} + V_{екс} \quad V_1 = 651.85 \text{ тис_грн}$$

Кошторисний прибуток приймаємо 8% від V (ДБН1.1-1-2000 п.3.1.8):

$$П := 0.08 \cdot V_1 \quad П = 52.148 \text{ тис_грн}$$

Кошти на покриття адміністративних затрат будівельно-монтажних організацій (ДБН1.1-1-2000 додаток п.3.1.18.4.):

$$V_2 := 190.342 \cdot \text{тис_грн}$$

Кошти на покриття адміністративних затрат будівельно-монтажних організацій (ДБН1.1-1-2000 додаток п.3.1.21.):

$$V_3 := 73.057 \cdot \text{тис_грн}$$

Всього по попередніх витратах:

$$V := V_1 + V_{a_н} + V_2 + П + V_3 + V_{б\text{уд}} \quad V = 5.702 \times 10^3 \text{ тис_грн}$$

Податки, збори, обов'язкові платежі, встановлені діючим законодавством

Таблиця 9.2.1. Витрати на придбання та монтаж обладнання для схеми №1

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	Витрати на одиницю обладнання, тис. грн.					Загальні витрати, тис. грн.
			Придбання обладнання	Монтажні роботи	Тара і упаковка	Транспортно- заготівельні	Вантажні	
1	Компресорний агрегат Bitzer 6PME-40K	3	471,0	47,10	4,71	28,26	23,55	1723,86
2	Компресорний агрегат Grasso SH-G	3	545,0	54,50	5,45	32,70	27,25	1994,70
3	Компресорний агрегат Grasso SH-G	3	545,0	54,50	5,45	32,70	27,25	1994,70
4	Конденсатор VXC-135	2	522,0	52,20	5,22	31,32	26,10	1273,68
5	Насос оборотного водопостачання 1,5К-8/19а	2	21,0	2,10	0,21	1,26	1,05	51,24
6	Градириня ІМТ-119Н	2	125,0	12,50	1,25	7,50	6,25	305,00
7	Насоси холодоагента WITG GP-41	6	87,0	8,70	0,87	5,22	4,35	636,84
8	Насос оборотного водопостачання 1,5К-8/19а	2	57,3	5,73	0,57	3,44	2,87	139,81
9	Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний)	1	56,9	5,69	0,57	3,41	2,85	69,42
10	Приточний вентилятор КМ-цеху	2	34,1	3,41	0,34	2,05	1,71	83,20
11	Швидкоморозильний апарат	2	1350,0	135,00	13,50	81,00	67,50	3294,00
12	Повітроохолодник ВОП 100	15	60,0	6,00	0,60	3,60	3,00	1098,00
13	Повітроохолодник ВОП 150	2	45,0	4,50	0,45	2,70	2,25	109,80
14	Кожухотрубний випарник ИТГ-40	1	60,0	6,00	0,60	3,60	3,00	73,20
15	Конденсатор-випарник	1	45,0	4,50	0,45	2,70	2,25	54,90
16	Масилівіддільники 100ОММ	2	12,3	1,23	0,12	0,74	0,62	30,01
17	Масилізбірник 300 СМ	1	10,4	1,04	0,10	0,62	0,52	12,69
18	Лінійний ресивер 2,5 РВ	1	45,0	4,50	0,45	2,70	2,25	54,90
19	Циркуляційний ресивер 3,5 РДВ	1	85,0	8,50	0,85	5,10	4,25	103,70
20	Циркуляційний ресивер 0,75 РДВ	1	25,0	2,50	0,25	1,50	1,25	30,50
21	Компаундний ресивер 3,5 РДВ	1	85,0	8,50	0,85	5,10	4,25	103,70
22	Дренажний ресивер 3,5 РД	1	85,0	8,50	0,85	5,10	4,25	103,70
23	Запірно-запобіжна арматура та трубопроводи	1	4002,5	400,25	40,02	240,15	200,12	4883,01
24	Вуглеислота, кг	1500	0,017	0,002	0,000	0,001	0,001	31,11
25	Аміак, кг	3000	0,009	0,001	0,000	0,001	0,000	33,67
	Разом			837,4	83,7	502,5	418,7	18289,34

Таблиця 9.2.2. Витрати на придбання та монтаж обладнання для схеми №1

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	Витрати на одиницю обладнання, тис. грн.					Загальні витрати, тис. грн.
			Придбання обладнання	Монтажні роботи	Тара і упаковка	Транспортно- заготівельні	Вантажні	
1	Компресорний агрегат Bitzer 6PME-40K	3	471,0	47,10	4,71	28,26	23,55	1723,86
2	Компресорний агрегат Bitzer 4NSL-30K	3	340,4	34,04	3,40	20,42	17,02	1245,86
3	Компресорний агрегат Grasso SH-G	3	545,0	54,50	5,45	32,70	27,25	1994,70
4	Конденсатор VXC-135	2	522,0	52,20	5,22	31,32	26,10	1273,68
5	Насос оборотного водопостачання 1,5К-8/19а	2	21,0	2,10	0,21	1,26	1,05	51,24
6	Градириня ІМТ-119Н	2	125,0	12,50	1,25	7,50	6,25	305,00
7	Насоси холодоагента WITT GP-41	6	87,0	8,70	0,87	5,22	4,35	636,84
8	Насос оборотного водопостачання 1,5К-8/19а	2	57,3	5,73	0,57	3,44	2,87	139,81
9	Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний)	1	56,9	5,69	0,57	3,41	2,85	69,42
10	Приточний вентилятор КМ-цеху	2	34,1	3,41	0,34	2,05	1,71	83,20
11	Швидкоморозильний апарат	2	1350,0	135,00	13,50	81,00	67,50	3294,00
12	Повітроохолодник ВОП 100	15	60,0	6,00	0,60	3,60	3,00	1098,00
13	Повітроохолодник ВОП 150	2	45,0	4,50	0,45	2,70	2,25	109,80
14	Кожухотрубний випарник ИТГ-40	1	60,0	6,00	0,60	3,60	3,00	73,20
15	Конденсатор-випарник	1	45,0	4,50	0,45	2,70	2,25	54,90
16	Мастиловіддільники 100ОММ	2	12,3	1,23	0,12	0,74	0,62	30,01
17	Мастилозбірник 300 СМ	1	10,4	1,04	0,10	0,62	0,52	12,69
18	Лінійний ресивер 1,5 РВ	1	32,0	3,20	0,32	1,92	1,60	39,04
19	Циркуляційний ресивер 3,5 РДВ	1	85,0	8,50	0,85	5,10	4,25	103,70
20	Циркуляційний ресивер 0,75 РДВ	1	25,0	2,50	0,25	1,50	1,25	30,50
21	Компаундний ресивер 3,5 РДВ	1	85,0	8,50	0,85	5,10	4,25	103,70
22	Дренажний ресивер 2,5 РД	1	85,0	8,50	0,85	5,10	4,25	103,70
23	Запірно-запобіжна арматура та трубопроводи	1	2263,8	226,38	22,64	135,83	113,19	2761,88
24	Вуглеислота, кг	3000	0,017	0,002	0,000	0,001	0,001	62,22
25	Аміак, кг	1500	0,009	0,001	0,000	0,001	0,000	16,84
	Разом			641,8	64,2	385,1	320,9	15417,79

та невраховані при складанні кошторисної документації приймаємо у розмірі 3% (ДБН1.1-1-2000 додаток п.3.1.22.):

$$\text{Под} := 0.03 \cdot V \quad \text{Под} = 171.054 \text{ тис_грн}$$

Відрахування коштів на утримання пожежних команд приймаємо у розмірі 3% (ДБН1.1-1-2000 додаток п.3.1.22.):

$$V_{\text{ПОЖ}} := 0.03 \cdot (V + \text{Под}) \quad V_{\text{ПОЖ}} = 176.186 \text{ тис_грн}$$

Комунальний податок приймаємо 0,5%:

$$P_{\text{КОМ}} := 0.005 \cdot \text{Под} \quad P_{\text{КОМ}} = 855.272 \text{ грн}$$

Загальні будівельні витрати:

$$K_{\text{Буд}} := V + \text{Под} + V_{\text{ПОЖ}} + P_{\text{КОМ}} \quad K_{\text{Буд}} = 6.05 \times 10^3 \text{ тис_грн}$$

Податок на додану вартість 20%:

$$P_{\text{ДВ}} := 0.2 \cdot K_{\text{Буд}} \quad P_{\text{ДВ}} = 1.21 \times 10^3 \text{ тис_грн}$$

Загалом будівельні витрати з ПДВ:

$$K_2 := K_{\text{Буд}} + P_{\text{ДВ}} \quad K_2 = 7.26 \times 10^3 \text{ тис_грн}$$

Загальна сума капітальних затрат з урахуванням вартості обладнання див. табл. 5.2.1) становитиме:

$$K_3 := K_2 + \Sigma V_{\text{обл}2} = 7.26 \times 10^3 + 15417.79 = 22677.79 \quad \text{тис_грн}$$

Отже, загальна сума капітальних затрат з урахуванням ПДВ:

$$K_{2\text{зПДВ}} := 1.2K_2 + \Sigma V_{\text{обл}2} = 1.2 \cdot (7.26 \times 10^3) + 15417.79 = 2.413 \times 10^4 \quad \text{тис_грн}$$

9.3. Виробництво і використання енергії

Річне споживання електроенергії холодильною установкою можна визначити за формулою:

$$W_p := \Sigma N_H \cdot K_c \cdot n$$

де ΣN_H - номінальна потужність встановленого електродвигуна, кВт;

K_c - коефіцієнт попиту (для компресорів та насосів $K_c=0,7$);

n - час роботи обладнання при відповідних режимах роботи, год.

Приймається з табл.16.2[1] і становить для компресорів - 5400, насосів водяних -3000, насосів холодильного агента - 5000, вентиляторів - 3000.

Схема 1

За результатами розрахунку, зведеного до табл. 9.1.1, річне споживання електроенергії та води холодильною установкою становить

Визначаємо витрати коштів на споживання електричної енергії за проектними розрахунками:

$$W_p := 2325.925 \cdot 10^3 \text{кВт}_\text{год}$$
$$B_{\text{ел.р}} := W_p \cdot C_{\text{ел}} = 2325.925 \cdot 3.42 = 7954.66 \quad \text{тис}_\text{грн}$$

Річне споживання води холодильною установкою становить:

$$V_p := 3919 \cdot \text{м}^3$$

Визначаємо витрати коштів на споживання води за проектними розрахунками:

$$B_{\text{вод.р}} := V_p \cdot C_{\text{вод}} = 3919 \cdot 35 = 137165 \quad \text{грн}$$

Загальні затрати:

$$B_3 := B_{\text{ел.р}} + B_{\text{вод.р}} \quad B_3 = 8.092 \times 10^3 \text{тис}_\text{грн}$$

Схема 2

За результатами розрахунку, зведеного до табл. 5.1.2, річне споживання електроенергії та води холодильною установкою становить

$$W_p := 1602.558 \cdot 10^3 \text{кВт}_\text{год}$$

Визначаємо витрати коштів на споживання електричної енергії за проектними розрахунками:

$$B_{\text{ел.р}} := W_p \cdot C_{\text{ел}} = 1602.558 \cdot 3.42 = 5480.75 \quad \text{тис}_\text{грн}$$

Річне споживання води холодильною установкою становить:

$$V_p := 3919 \cdot \text{м}^3$$

Визначаємо витрати коштів на споживання води за проектними розрахунками:

$$B_{\text{вод.р}} := V_p \cdot C_{\text{вод}} = 3919 \cdot 35 = 137165 \quad \text{грн}$$

Загальні затрати:

$$B_3 := B_{\text{ел.р}} + B_{\text{вод.р}} \quad B_3 = 5.618 \times 10^3 \text{тис}_\text{грн}$$

9.4. Розрахунок витрати на оплату праці

Для розрахунку витрат на оплату праці необхідно визначити чисельність персоналу, який буде обслуговувати ХУ. Розрахунок проводиться за нормативними показниками. В склад ХУ двох варіантів входять по шість

компресорних агрегатів, які працюють в автоматичному режимі. Норма чисельності машиністів на один агрегат згідно [7 стр.7 табл.1] становить 0,51 машиністи та 0,19 слюсаря ремонтника на один компресор.

Отже необхідна кількість машиністів при три змінній роботі з урахуванням, що усі компресори однієї бази (поправний коефіцієнт 0,7) становитиме:

$$(0.51 \cdot 6) \cdot 0.7 = 2.142$$

Приймаємо 3 машиністи (один на зміну).

Визначимо необхідну чисельність слюсарів-ремонтників (норматив чисельності на один компресор 7 табл.5]):

$$0.19 \cdot 6 = 1.14$$

Приймаємо 2 слюсаря ремонтника.

Для розглянутих схем кількість персоналу є однаковим.

Фонд основної заробітної плати робітників компресорного цеху наведено в таблиці 9.4.

Таблиця 9.4. Фонд основної заробітної плати робітників компресорного цеху

№ n/n	Професія	Розряд	Посадовий оклад	Чисельність, чол	Місячний фонд, грн.	Річний фонд, грн.
			грн.			
1	Машиніст ХУ	III	6400	2	12800	153600
2	Машиніст ХУ	IV	7200	1	7200	86400
3	Слюсар	-	6000	2	12000	144000
	Разом			5	32000	384000

Основний фонд заробітної плати для обох схем становитиме:

$$\Phi ЗП_{осн} = 384 \text{ тис_грн}$$

Визначаємо додатковий фонд заробітної плати за формулою:

$$\Phi ЗП_{д.р} := \Phi ЗП_{осн} \cdot Д = 384000 \cdot 0.2 = 76800 \text{ грн}$$

де Д - прийнятий коефіцієнт доплат (приймаємо Д = 20%).

Розраховуємо повний фонд заробітної плати за формулою:

$$\Phi ЗП_{п.р} := \Phi ЗП_{осн} + \Phi ЗП_{д.р} = 384000 + 76800 = 460800 \text{ грн}$$

Визначаємо нарахування на заробітну плату за формулою:

$$НЗП := \Phi ЗП_{п.р} \cdot в = 460800 \cdot 0.415 = 191232 \text{ грн}$$

де в = 0.415 - коефіцієнт нарахувань на заробітну плату - 18% ПДФО, 22 ЄСВ, 1,5 військовий податок (в = 41.5%).

Витрату на оплату праці визначаємо за формулою:

$$\text{ВОП}_p := \text{ФЗП}_{п.р} + \text{НЗП} = 460800 + 191232 = 652032 \quad \text{грн}$$

Фонд основної заробітної плати апарату управління наведено в таблиці 9.5.

Таблиця 9.5. Фонд основної заробітної плати апарату управління

№ n/n	Професія	Посадовий оклад	Чисельність, чол	Місячний фонд, грн.	Річний фонд, грн.
		грн.			
1	Начальник ХУ	10000	1	10000	120000
	Разом		1	10000	120000

Визначаємо додатковий фонд заробітної плати апарату управління за формулою:

$$\text{ФЗП}_{д.у} := \text{ФЗП}_{осн.у} \cdot \text{Д} = 120000 \cdot 0.25 = 30000 \quad \text{грн}$$

де Д - прийнятий коефіцієнт доплат (приймаємо Д = 25%).

Розраховуємо повний фонд заробітної плати апарату управління за формулою:

$$\text{ФЗП}_{п.у} := \text{ФЗП}_{осн.у} + \text{ФЗП}_{д.у} = 120000 + 30000 = 150000 \quad \text{грн}$$

Визначаємо нарахування на заробітну плату за формулою:

$$\text{НЗПУ} := \text{ФЗП}_{п.у} \cdot \text{в} = 150000 \cdot 0.415 = 62250 \quad \text{грн}$$

де в - коефіцієнт нарахувань на заробітну плату.

Витрату на оплату праці визначаємо за формулою:

$$\text{ВОП}_y := \text{ФЗП}_{п.у} + \text{НЗПУ} = 150000 + 62250 = 212250 \quad \text{грн}$$

Загальні витрати на оплату праці по компресорному цеху визначаємо за формулою:

$$\text{ВОП}_{заг} := \text{ВОП}_p + \text{ВОП}_y = 652032 + 212250 = 864282 \quad \text{грн}$$

9.5. Визначення амортизаційних відрахувань

Стаття амортизаційних відрахувань розраховується як елемент собівартості. Приймаємо норми амортизаційних відрахувань для основного обладнання та будівель приймається як мінімальний корисний термін експлуатації. Згідно податкового кодексу України - 5 років для обладнання та 20 років для будівель.

Витрати на амортизацію будівель складають однакову суму для двох варіантів схем:

$$A_{\text{хол}} := \frac{V_{\text{буд}}}{20} = \frac{4619}{20} = 230.95 \text{ тис_грн}$$

Холодильна установка №1

Витрати на амортизацію основного технологічного обладнання:

$$A_{\text{обл1}} := \frac{\Sigma V_{\text{обл1}}}{5} = \frac{18263.58}{5} = 3652.72 \text{ тис_грн}$$

Загальна сума амортизаційних витрат:

$$\Sigma A_1 := A_{\text{хол}} + A_{\text{обл1}} = 230.95 + 3652.72 = 3883.7 \text{ тис_грн}$$

Холодильна установка №2

Витрати на амортизацію основного технологічного обладнання:
для обладнання:

$$A_{\text{обл2}} := \frac{\Sigma V_{\text{обл2}}}{5} = \frac{15366.19}{5} = 3073.24 \text{ тис_грн}$$

Загальна сума амортизаційних витрат:

$$\Sigma A_2 := A_{\text{хол}} + A_{\text{обл2}} = 230.95 + 3073.24 = 3304.2 \text{ тис_грн}$$

9.6. Визначення інших видів витрат

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

Холодильна установка №1

Витрати на поточний ремонт обладнання приймаємо 20% від амортизаційних відрахувань на обладнання:

$$V_{i.\text{рем}} := A_{\text{обл1}} \cdot 20\% = 3652.72 \cdot 0.2 = 730.544 \text{ тис_грн}$$

Пускові витрати приймаємо 2% від вартості обладнання:

$$V_{i.\text{пуск}} := \Sigma V_{\text{обл1}} \cdot 2\% = 18263.58 \cdot 0.02 = 365.272 \text{ тис_грн}$$

Інші витрати приймаємо 3% від загальної суми амортизаційних відрахувань:

$$V_{i.\text{ін}} := \Sigma A_1 \cdot 3\% = 3883.7 \cdot 0.03 = 116.511 \text{ тис_грн}$$

Загальна сума інших витрат складає:

$$\Sigma V_i := V_{i.\text{рем}} + V_{i.\text{пуск}} + V_{i.\text{ін}} = 730.544 + 365.272 + 116.511 = 1.212 \times 10^3 \text{ тис_грн}$$

Холодильна установка №2

$$V_{i.\text{рем}} := A_{\text{обл2}} \cdot 20\% = 3073.24 \cdot 0.2 = 614.648 \text{ тис_грн}$$

Пускові витрати приймаємо 2% від вартості обладнання:

$$V_{i.\text{пуск}} := \Sigma V_{\text{обл}2} \cdot 2\% = 15366.19 \cdot 0.02 = 307.324 \text{ тис_грн}$$

Інші витрати приймаємо 3% від загальної суми амортизаційних відрахувань:

$$V_{i.\text{ін}} := \Sigma A_2 \cdot 3\% = 3304.2 \cdot 0.03 = 99.126 \text{ тис_грн}$$

Загальна сума інших витрат складає:

$$\Sigma V_i := V_{i.\text{рем}} + V_{i.\text{пуск}} + V_{i.\text{ін}} = 614.648 + 307.324 + 99.126 = 1.021 \times 10^3 \text{ тис_грн}$$

9.7. Визначення основних показників економічної ефективності проектних рішень

Результати розрахунків проведених у попередніх пунктах розділу зводимо у порівняльну таблицю собівартості енергії (таблиця 4.6).

Таблиця 5.6. Основні показники економічної ефективності

№ n/n	Статі витрат	Значення показників, тис. грн.	
		ХУ №1	ХУ №2
1	Електроенергія	7955,00	5480,80
2	Вода	137,20	137,17
3	Оплата праці	864,30	864.28
4	Амортизація	3883,70	3304,00
5	Інші витрати	1212,00	1021,00
	Разом	14052,20	9942,97

Холодильна установка №1

Собівартість вироблення штучного холоду становить $C_1 = 14052.2$ тис_грн

Рентабельність роботи холодильної установки, приймаємо у розмірі 50%. Отже прибуток від реалізації, який припадає на холодильну установку становитиме:

$$\Delta C := C_1 \cdot R = 14052.2 \cdot 0.5 = 7026.1 \quad \text{тис_грн}$$

Чистий грошовий потік рівний:

$$\text{ЧГП} := \Delta C \cdot 0.82 + \Sigma A_1 = 7026.1 \cdot 0.82 + 3883.7 = 9645.1 \quad \text{тис_грн}$$

де: 0,82 коефіцієнт, що враховує сплату податку на прибуток при ставці податку (згідно законодавства на 1 січня 2020 року -18%), ΣA - загальна сума амортизації у випадку побудови нових підприємств, або приріст амортизації у випадку реконструкції існуючих виробництв у зв'язку із зміною вартості основних фондів під впливом заходів, що очікуються.

Термін служби проекту (життєвий цикл):

$$T_{\text{сл}} = 5 \quad \text{років}$$

Приймаємо дисконтну ставку ($P = 6\%$). Ця величина можливий рівень втрат чистих грошових потоків під впливом різних чинників протягом життєвого циклу проекту.

Теперішня вартість за весь життєвий цикл проекту, тис_грн:

$$TB := \sum_{t=1}^5 \frac{\text{ЧГП}}{(1+P)^t}$$

$$TB = \frac{9645.1}{(1+0.06)^1} + \frac{9645.1}{(1+0.06)^2} + \frac{9645.1}{(1+0.06)^3} + \frac{9645.1}{(1+0.06)^4} + \frac{9645.1}{(1+0.06)^5} = 40628.7$$

Розрахунок оціночних показників

Чистий приведений дохід визначаємо за формулою:

$$\text{ЧПД} := TB - K_{1\text{зпдв}}$$

Під чистим приведеним доходом розуміється різниця між приведеним до теперішньої вартості сумою чистого грошового потоку за період експлуатації нового обладнання і сумою інвестиційних витрат на реалізацію проекту.

$$\text{ЧПД} = 40628.7 - 27140 = 13488.7 \quad \text{тис_грн}$$

Так як чистий приведений дохід більше 0 і становить 15371.5 тис.грв, то проєкт доцільно впроваджувати.

Індекс дохідності, який дозволяє співставити об'єм інвестиційних витрат з майбутнім чистим грошовим потоком по проекту визначається за формулою:

$$ID := \frac{TB}{K_{1зпдв}} \quad ID = \frac{40628.7}{27140} = 1.497$$

Індекс рентабельності, який характеризує прибутковість проекту, визначається за формулою:

$$IP := \frac{\Delta C \cdot 0.82}{K_{1зпдв}} = \frac{7026.1 \cdot 0.82}{27140} = 0.212 > 0$$

Недисконтований період повернення інвестицій:

$$ПО_{н} := \frac{K_{1зпдв}}{ЧГП} \quad ПО_{н} = \frac{27140}{9645.1} = 2.814 \text{ роки}$$

Середньорічна теперішня вартість:

$$ТВ_{ср} := \frac{TB}{t} \quad ТВ_{ср} = \frac{40628.7}{5} = 8125.7 \text{ тис.грн}$$

Дисконтний період повернення інвестицій (гарантований):

$$ПО_{д} := \frac{K_{1зпдв}}{ТВ_{ср}} \quad ПО_{д} = \frac{27140}{8125.7} = 3.34 \text{ роки} < T_{сл} = 5$$

Холодильна установка №2

Собівартість вироблення штучного холоду становить $C_2 = 9942.97$ тис_грн

Прибуток від реалізації, який припадає на холодильну установку за умови, що випуск продукції є незмінним (рентабельність становитиме 0,96 від рентабельності першого схемного рішення, або $R=52$):

$$\Delta C := C_2 \cdot R = 9942.97 \cdot 0.52 = 5170.3 \text{ тис_грн}$$

Чистий грошовий потік рівний:

$$ЧГП := \Delta C \cdot 0.82 + \Sigma A_2 = 5170.3 \cdot 0.82 + 3304.2 = 7543.8 \text{ тис_грн}$$

Термін служби проекту (життєвий цикл):

$$T_{сл} = 5 \text{ років}$$

Теперішня вартість за весь життєвий цикл проекту, тис.грн:

$$TB := \sum_{t=1}^5 \frac{ЧГП}{(1+P)^t}$$

$$TB = \frac{7543.8}{(1+0.06)^1} + \frac{7543.8}{(1+0.06)^2} + \frac{7543.8}{(1+0.06)^3} + \frac{7543.8}{(1+0.06)^4} + \frac{7543.8}{(1+0.06)^5} = 31777.2$$

Розрахунок оціночних показників

Чистий приведений дохід визначаємо за формулою:

$$\text{ЧПД} := \text{ТВ} - \text{K}_{2\text{зпдв}}$$

$$\text{ЧПД} = 31777.2 - 24130 = 7647.2 \quad \text{тис_грн}$$

Так як чистий приведений дохід більше 0 і становить 17183.7 тис.грв, то проєкт доцільно впроваджувати.

Індекс дохідності, який дозволяє співставити об'єм інвестиційних витрат з майбутнім чистим грошовим потоком по проєкту визначається за формулою:

$$\text{ІД} := \frac{\text{ТВ}}{\text{K}_{2\text{зпдв}}} \quad \text{ІД} = \frac{31777.2}{24130} = 1.317$$

Індекс рентабельності, який характеризує прибутковість проєкту, визначається за формулою:

$$\text{ІР} := \frac{\Delta\text{С} \cdot 0.82}{\text{K}_{2\text{зпдв}}} = \frac{5170.3 \cdot 0.82}{24130} = 0.176 > 0$$

Недисконтований період повернення інвестицій:

$$\text{ПОн} := \frac{\text{K}_{2\text{зпдв}}}{\text{ЧГП}} \quad \text{ПОн} = \frac{24130}{7543.8} = 3.199 \quad \text{роки}$$

Середньорічна теперішня вартість:

$$\text{ТВср} := \frac{\text{ТВ}}{t} \quad \text{ТВср} = \frac{31777.2}{5} = 6355.4 \quad \text{тис_грн}$$

Дисконтний період повернення інвестицій (гарантований):

$$\text{ПОд} := \frac{\text{K}_{2\text{зпдв}}}{\text{ТВср}} \quad \text{ПОд} = \frac{24130}{6355.4} = 3.797 \quad \text{роки} < \text{Тсл} = 5$$

Таблиця 9.7. Економічні показники впровадження різних схемних рішень

№ пор	Показники	Розмірність	Значення	
			XУ №1	XУ №2
1	Загальна сума інвестицій	тис.грн.		
2	Додатковий прибуток	тис.грн.		
3	Чистий грошовий потік	тис.грн.		
4	Чистий приведений дохід	тис.грн.		
5	Індек доходності			
6	Індек рентабельності			
7	Недисконтований показник періоду окупності			
8	Дисконтований показник періоду окупності			

ВИСНОВКИ

Проведені розрахунки двох схемних рішень показали, що використання альтернативного холодильного агента в частині схеми дозволяє зменшити місткість системи по аміаку, значно зменшити діаметри трубопроводів, кількості компресорів, споживану ними потужність та розміри.

Показники економічної ефективності показують, що обидва рішення у випадку провадження будуть економічно вигідними. Дещо гірші показники окупності повністю компенсуються скороченням капітальних витрат за затрат матеріальних та енергетичних ресурсів на холодильну установку.

- Розрахований чистий приведений дохід (різниця між реальною віддачею проекту та інвестиціями на його реалізацію) у розглянутих схемних рішеннях відрізняються на користь схемного рішення №1. Це означає, що віддача від реалізації цього схемного рішення краща.
- Інвестиції у друге схемне рішення є меншими 24 млн 130 тис. грн. проти 27 млн 140 тис. грн.
- Річні витрати на виробництво штучного холоду для другого рішення також менші і становлять 9 млн 412 тис. грн проти 10 млн 953 тис. грн для першого рішення.
- Індекс дохідності та рентабельності кращий для першого схемного рішення, для якого з однієї вкладеної гривні передбачено отримати віддачі 1,497 проти 1,317 грн.
- Період повернення інвестицій для обох схемних рішень знаходиться в межах життєвого циклу, однак для другого схемного рішення він становить 3,8 проти 3,34 років. При швидкій реалізації проекту цей термін можна скоротити до 2,2 років проти 2,8.

Таким чином, порівняння розрахункових показників між собою та їх аналіз дає змогу зробити висновок, що доцільно та економічно вигідно реалізовувати будь-яке з розглянутих схемних рішень, однак друге має деякі переваги, через зменшення вмісту аміаку та енергетичні затрати в майбутньому.

ЛІТЕРАТУРА

1. И.Г. Чумак, Д.Г. Никульшина. Холодильные установки. – Проектирование: Учеб. Пособие для вузов. – Одеса: Друк, 2007. – 472 с.
2. Б.К.Явнель “Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха” – М.: «Агропромиздат», 1988. – 222 с.
3. Примеры расчетов по курсу “Холодильная техника”/ Г.Д.Аверин и др. М.: «Агропромиздат», 1986 – 183с.
4. Масліков М.М. Холодильна технологія харчових продуктів: Навч. посіб. – К.: НУХТ, 2007 –245с.
5. Ю.С.Крылов, П.И.Пирог, В.В.Васютович и др. “Проектирование холодильников” – М.: Пищевая промышленность, 1972. – 309с.
6. Н.Г.Лашутина “Холодильная техника в мясной и молочной промышленности” – М.: «Агропромиздат», 1989. – 176 с.
7. Холодоснабжение предприятий мясной и молочной промышленности. Справочное пособие – М.: Пищевая промышленность, 1979р.
8. Е.С.Курылёв, Н.А.Герасимов Холодильные установки. Учебник для студентов ВУЗов, обучающихся по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки» -Л.: Машиностроение , 1980. – 622с.
9. В.С. Ильясов и др. Холодильная технология продуктов в мясной и молочной промышленности /Ильясов В.С., Полушкин В.И., Васильева Н.Л. – М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1983. – 216 с.
10. Проектирование предприятий молочной отрасли с основами промстроительства: Учебное пособие / Л.В.Голубева и др. – С-П.: ГИОРД”, 2006.- 286с.
11. *Методичні* вказівки до виконання розділу курсового проекту, випускової та дипломної роботи (проекту) “Оцінка економічної ефективності інвестиційних проектів” з використанням комп’ютерної техніки для студентів економічних та технічних спеціальностей денної та заочної форми навчання /Укл.: Л.Г.Цимбалюк, О.Г.Дерев’янку – К.: УДУХТ, 1998.-16 с.

12. Масліков М.М. Холодильна технологія харчових продуктів: Навч. посіб. – К.: НУХТ, 2007 –245с.
13. *Методичні рекомендації* до викон. випускової магістерської роботи на здобуття освітнього ступеня “Магістр” спец. 142 «Енергетичне машинобудування», освітньо-професійної програми «Холодильні техніка та технології» ден. та заоч. форм навчання [Електронний ресурс]: уклад. А.В.Форсюк, О.Ю. Пилипенко, М.М.Масліков, Грищенко Р.В. – К.: НУХТ, 2021.– 26 с.
14. *Методичні рекомендації* до викон. магістерського дипломного проекту для студ. спец. 142 «Енергетичне машинобудування», спеціалізація «Холодильні машини і установки» ден. та заоч. форм навчання [Електронний ресурс]: уклад. А.В.Форсюк, О.Ю. Пилипенко, Я.І. Засядько, М.М.Масліков. – К.: НУХТ, 2017.– 24с.
15. *Б.П. Якшаров* , И.В. Смирнова *Справочник механика по холодильным установкам.* Агропромиздат, 1989.