

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ ІНЖЕНЕРІЇ ТА КОМП'ЮТЕРНИХ ТЕХНОЛОГІЙ**



Кафедра ОПХВ
ім. проф. Ф.Ю. Ялпачика

**ПРОЕКТУВАННЯ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ
ЗБЕРІГАННЯ МОРОЖЕНОЇ РИБИ МІСТКІСТЮ 70 ТОН**

методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни
"Холодильне устаткування"
для здобувачів ступеня вищої освіти "Магістр"
спеціальності 133 "Галузеве машинобудування"

Мелітополь
2019

«Проектування холодильної установки для зберігання мороженої риби місткістю 70 тон». Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни "Холодильне устаткування" здобувачів ступеня вищої освіти "Магістр" спеціальності 133 "Галузеве машинобудування". - Таврійський державний агротехнологічний університет, 2019 – 36 с.

Розробники: д.т.н., професор Ялпачик В.Ф.
к.т.н., доцент Стручаєв М.І.
к.т.н, доц. Тарасенко В.Г.

Рецензент:

к.т.н., доцент
кафедри сільськогосподарських машин

Саньков С.М.

Розглянуто і затверджено на засіданні кафедри ОПХВ
імені професора Ф.Ю. Ялпачика
«03» «01» 2019 р., протокол № 10.

Розглянуто та рекомендовано до друку методичною адою
факультету інженерії та комп'ютерних технологій
«31» «01» 2019 р., протокол № 6.

РЕФЕРАТ

Курсовий проект "Проектування холодильної установки для зберігання мороженої риби місткістю 70 тон" з дисципліни "Холодильне устаткування" містить 38 сторінок пояснювальної записки, 6 таблиць, 5 малюнків, список літератури - 8 найменувань, додаток, 3 аркуша формату А2 і 1 лист формату А1 графічної частини.

У курсовому проекті спроектований холодильник для зберігання мороженої риби місткістю 70 тон для м Мелітополя для якого: обрана парокомпресійна фреонова (R134a) холодильна установка з безнасосною схемою безпосереднього охолодження, прийняті будівельно-планувальні рішення, проведено розрахунок ізоляції камери охолодження, виконаний теплотворний розрахунок, обраний робочий режим установки з розрахунком холодильного циклу, підібраний компресорно-конденсаторний агрегат і камерне устаткування.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1. ВИБІР СПОСОБУ ОХОЛОДЖЕННЯ І СХЕМИ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ	6
2. РОЗРОБКА ПЛАНУВАННЯ РОЗПОДІЛЬНОГО ХОЛОДИЛЬНИКУ	8
3. РОЗРАХУНОК ІЗОЛЯЦІЇ ОГОРОДЖУВАЛЬНИХ КОНСТРУКЦІЙ	9
3.1. Вибір будівельних конструкцій будівлі	9
3.2. Розрахунок ізоляції зовнішніх стін камери	12
3.3. Розрахунок ізоляції покриття камери	13
3.4. Розрахунок ізоляції підлоги холодильної камери	14
3.5. Розрахунок ізоляції внутрішніх стін холодильника	15
4. ТЕПЛОТВОРНИЙ РОЗРАХУНОК	17
4.1. Теплоприпливи через огороджувальні конструкції	17
4.2. Теплоприпливи від вантажів	20
4.3. Теплоприпливи при вентиляції	21
4.4. Експлуатаційні теплоприпливи	21
4.5. Визначення навантаження на обладнання і компресор	23
5. ПОБУДОВА ХОЛОДИЛЬНОГО ЦИКЛУ	24
5.1. Вибір розрахункового робочого режиму	24
5.2. Побудова циклу в діаграмі $h - lg p$	25
6. РОЗРАХУНОК И ПІДБІР ХОЛОДИЛЬНОГО АГРЕГАТУ	27
7. РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ	31
7.1. Розрахунок конденсатору	31
7.2. Розрахунок випарників	32
ВИСНОВОК	33
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	34
ДОДАТКИ	

ВСТУП

Охолодження харчових продуктів з метою їх збереження було відомо людям з незапам'ятних часів. Ще в стародавньому Єгипті зберігали воду в глиняних судинах, і, завдяки випаровуванню, вода завжди залишалася холодною. Для збереження м'ясних туш первісні люди використовували гірські печери зі снігом і льодом, а також глибокі ями - льохи. Уже в XVII в. люди навчилися застосовувати суміш водного льоду і повареної солі для отримання температур нижче 0°C.

Тільки в другій половині XIX ст. з'явилися перші промислові холодильні машини. Перша установка для заморожування м'яса була побудована в Австралії в м Сідней в 1861 р. Перші великі холодильники з машинним охолодженням були побудовані в Бостоні (США) і Лондоні в 1881 р. В даний час важко назвати галузь господарства, в якій не використовувалася б штучне охолодження.

Штучне охолодження, тобто процес зниження температури джерела нижче температури навколишнього середовища, можна здійснити двома шляхами:

1. Використовуючи акумульований в обмеженому просторі природний холод;
2. Використовуючи вироблений в спеціальних пристроях - холодильних машинах - штучний холод.

Холодильні машини помірного холоду діляться на три основні групи: парокомпресійні, тепловикористовуючі, термоелектричні.

У даній роботі розглядається проектування холодильної установки для овочесховища з парокомпресійною холодильною машиною. Овочесховища призначені для тимчасового зберігання овочів і фруктів. Парокомпресійні машини, які отримали на сьогоднішній день найбільшого поширення, використовують енергію у вигляді механічної роботи. Основним їх елементом є компресор, що знижує і переміщає парообразное робоче тіло - холодильний агент, в нашому випадку - холодоагент R134a.

1. ВИБІР СПОСОБУ ОХОЛОДЖЕННЯ І СХЕМИ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

На вибір системи охолодження основний вплив мають наступні фактори: число і вид охолоджуваних об'єктів; розрахункова температура в об'єктах; теплове навантаження від кожного об'єкта і розрахункове сумарне холодонавантаження; вимоги техніки безпеки; наявність устаткування, що серійно випускається, і приладів автоматики з необхідними характеристиками.

На холодильниках застосовуються дві системи охолодження: безпосереднє охолодження киплячим холодильним агентом і охолодження теплоносієм. Охолодження теплоносіями практикується в молочній промисловості, в системах кондиціонування повітря. Такі системи слід застосовувати тільки в разі, коли це викликано міркуваннями безпеки. В більшості випадків слід віддавати перевагу системі безпосереднього охолодження [1, с. 92]. Для нашого випадку приймаємо систему безпосереднього охолодження.

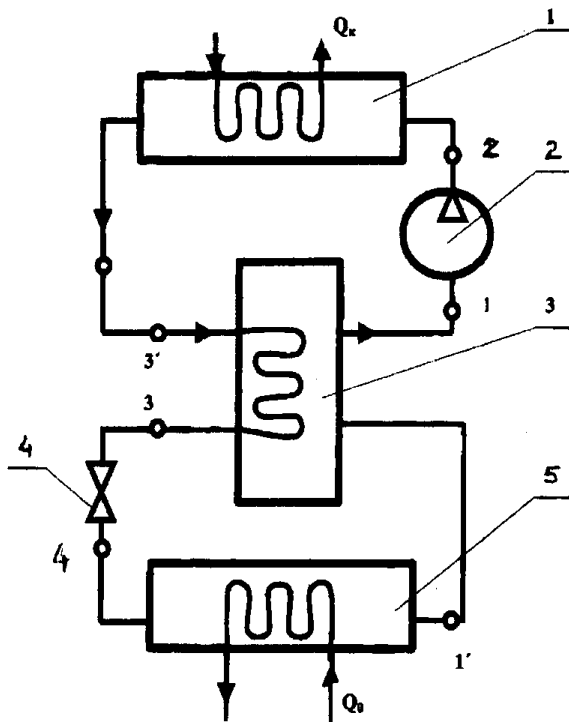
Розрізняють декілька способів охолодження, що знайшли широке застосування на практиці:

- за допомогою пристінних і стельових батарей при природною циркуляцією повітря;
- повітроохолоджувачі з примусовою циркуляцією повітря;
- змішане охолодження, при якому в камері встановлюють як батареї, так і повітроохолоджувачі.

Охолодження за допомогою батарей використовують в порівняно невеликих камерах зберігання морожених вантажів. Охолодження повітроохолоджувачами перспективно, але збільшує усушку продуктів. Змішане охолодження застосовують у великих за розмірами камерах. У нашому випадку застосовуємо охолодження повітроохолоджувачами.

В установках невеликої та середньої продуктивності доцільне застосування агрегованих холодильних машин (в основному з компресорно-конденсаторним агрегатом), які відрізняються невеликою вагою, компактністю, зручністю монтажу та експлуатації [5, 6]. Конденсатори рекомендується використовувати з повітряним охолодженням, так як це дозволяє спростити монтаж і домогтися зниження експлуатаційних витрат, незважаючи на деяке збільшення

витрати електроенергії [1]. Таким чином, при підборі обладнання будемо орієнтуватися на холодильні агрегати з повітряним охолодженням. Загальна схема фреонової холодильної установки з безпосереднім охолодженням приведена на рис. 1.



1 – конденсатор; 2 – компресор; 3 – теплообмінник;
4 – регулюючий вентиль; 5 – випарник.

Рис. 1 Схема фреонової холодильної установки

2. РОЗРОБКА ПЛАНУВАННЯ РОЗПОДІЛЬНОГО ХОЛОДИЛЬНИКУ

Вибираємо склад холодильника. Згідно [1, с.12-13, табл. 2] для холодильників зберігання мороженої риби ємністю 70 т. Приймаємо 1 камеру для зберігання мороженої риби з розрахунковою температурою повітря $-20 \div -25$ °С, відносною вологістю повітря 80-90%, з температурами продукту: що надходить - $-8 \div -15$ °С, що випускається - $-20 \div -25$ °С, тривалість термообробки - 24 години.

Розмір сітки колон приймаємо 6х6 м.

Приймаємо, що в будівлі повинен бути передбачений один наскрізний тамбур.

Визначаємо будівельну площу камери:

$$F_{\text{стр}} = \frac{B_k}{(q_v h_{\text{гр}} \beta)}, \text{ м}^2, \quad (1)$$

де B_k - місткість камер зберігання вантажів, т., у нашому випадку - 70 т. по завданню;

q_v - норма навантаження на 1 м^3 вантажного об'єму камери, за [1, с.42, табл. 8]

$$q_v = 0,45 \text{ т/м}^3;$$

$h_{\text{гр}}$ - вантажна висота штабеля, м., при висоті камери 3,8 м приймаємо $h_{\text{гр}} = 2,5$ м;

β - коефіцієнт використання будівельної площі камери, за [1, с.44] приймаємо $\beta = 0,75$.

Підставивши отримаємо:

$$F_{\text{стр}} = \dots$$

Кількість будівельних прямокутників знаходимо за формулою:

$$n = F_{\text{стр}} / f_{\text{стр}}, \quad (2)$$

де $f_{\text{стр}}$ - будівельна площа одного прямокутника при прийнятій сітці колон, м^2 . $f_{\text{стр}} = 36 \text{ м}^2$.

Таким чином:

$$n = \dots$$

приймаємо 3 прямокутника.

Тоді прийнята будівельна площа камери:

$$F_{\text{стр.п}} = n_{\text{пр}} \cdot f_{\text{стр.п}}$$

Дійсна ємність камери:

$$V_{\text{д}} = V_{\text{к}} \cdot \frac{n_{\text{пр}}}{n} \text{ т.}$$

Визначаємо площу допоміжних приміщень (тамбура):

$$F_{\text{всп}} = 0,3 \cdot F_{\text{стр.п.}}$$

Розраховуємо необхідну площу машинного відділення:

$$F_{\text{мо}} = 0,3 \cdot F_{\text{стр.п.}}$$

Розраховуємо необхідну площу службових приміщень:

$$F_{\text{сл}} = 0,2 \cdot F_{\text{стр.п}} = \dots$$

В результаті отримуємо, що будівельна площа холодильника дорівнює 6-ти прямокутникам.

Планування холодильника з урахуванням розрахованих площ наведена на аркуші КР. ПХТ.6.050503.56.01.00.К.

3. РОЗРАХУНОК ІЗОЛЯЦІЇ ОГОРОДЖУВАЛЬНИХ КОНСТРУКЦІЙ

3.1. Вибір будівельних конструкцій будівлі

Загальний коефіцієнт теплопередачі багат шарової огорожувальної конструкції з послідовно розташованими шарами розраховують за формулою:

$$k_0 = 1/R_0 = 1/(R_H + \Sigma R_i + R_B) + R_{из}, \quad (3)$$

де R_0 - загальний опір теплопередачі багат шарової огорожувальної конструкції, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$;

R_H, R_B - опір тепловіддачі відповідно з зовнішньої і внутрішньої сторони огорожі, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$; $R_H = 1/\alpha_H$, $R_B = 1/\alpha_B$;

R_i - опір теплопровідності і-го будівельного шару конструкції, $\text{м} \cdot \text{К}/\text{Вт}$; $R_i = \delta_i/\lambda_i$;

$R_{из}$ - опір теплопровідності термоізоляційного шару, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$;
 $R_{из} = \delta_{из}/\lambda_{из}$;

$\alpha_{\text{н}}$ и $\alpha_{\text{в}}$ - коефіцієнти тепловіддачі із зовнішньої і внутрішньої сторони огорожі відповідно;

δ_i - товщина будівельних шарів конструкції, м;

λ_i - коефіцієнт теплопровідності шарів конструкції, Вт/(м²·К);

$\delta_{\text{из}}$ - товщина теплоізоляційного шару, м;

$\lambda_{\text{из}}$ - коефіцієнт теплопровідності ізоляційного шару, Вт/(м²·К).

Обираємо будівельні конструкції будівлі. Приймаємо, що будівля виконана з цегляної кладки; покриття безгорищного типу. Покрівельні плити - ребристі, довжиною 6 м і товщиною полки 35 мм.

Конструкцію покриття (рис.2) приймаємо наступну: покрівельний рулонний килим (пароізоляція), бетонна стяжка, засипна теплоізоляція, плитна теплоізоляція, залізобетонна плита покриття.

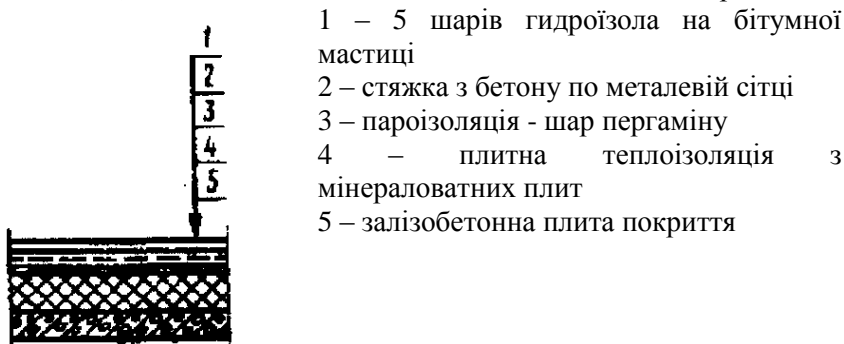


Рис. 2 Конструкція покриття

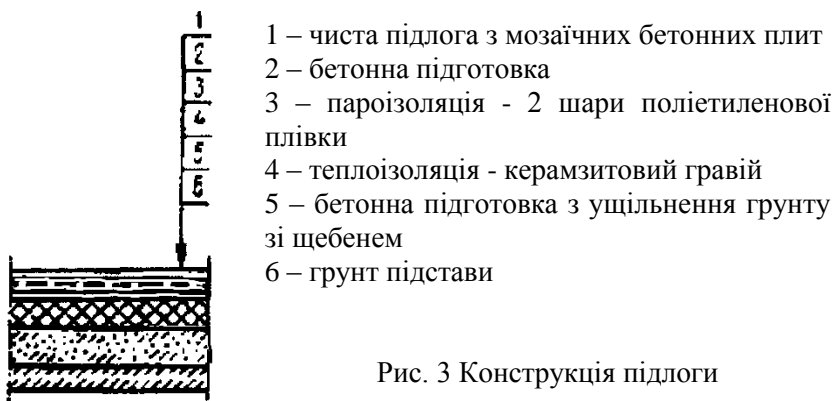


Рис. 3 Конструкція підлоги



Рис. 4 Конструкція зовнішніх стін

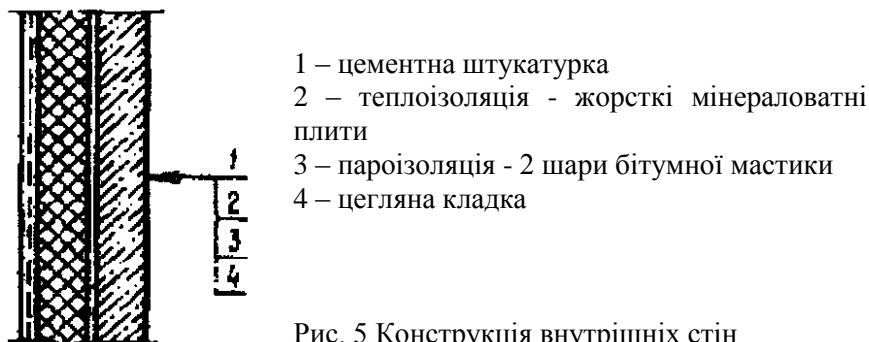


Рис. 5 Конструкція внутрішніх стін

Конструкцію пола приймаємо таку: чистий пол из мозаичных бетонных плит М300 (50 мм), бетонная подготовка (10 мм), 1-2 слоя полиэтиленовой пленки, теплоізоляція – керамзитовый гравий, бетонная подготовка с электронагревателем – 100 мм, гидроізоляція – гидроізол на горячей битумной мастике, бетонная подготовка М100 – 100 мм по уплотненному грунту со щебнем (рис.3) [1, с.64, 71-72].

Конструкцію підлоги приймаємо таку: чиста підлога з мозаїчних бетонних плит М300 (50 мм), бетонна підготовка (10 мм), 1-2 шари поліетиленової плівки, теплоізоляція - керамзитовий гравій, бетонна підготовка з електронагрівачем - 100 мм, гідроізоляція - гідроізол на гарячій бітумній мастиці, бетонна підготовка М100 - 100 мм за ущільненим ґрунтом з щебнем (рис.3) [1, с.64, 71-72].

Приймаємо, що всі зовнішні стіни будівлі виконані цегляною кладкою в півтори цегли (380 мм), покрита з одного боку цементною штукатуркою (20 мм). Пароізоляційний шар з двох шарів бітумної мастики (загальна товщина 2 мм). В якості теплоізоляції використаний пінопласт полістирольний ПС-БС. Оздоблювальний шар - цементна штукатурка (20 мм) (рис. 4).

Для розрахунку товщини теплоізоляційного шару огорож необхідно знати температуру повітря всередині камер, а для зовнішніх стін - додатково середньорічну температуру зовнішнього повітря. Розрахункова температура всередині камери -23 °С. Середньорічну температуру зовнішнього повітря приймаємо для Мелітополя рівній +7 °С.

3.2. Розрахунок ізоляції зовнішніх стін камери

Необхідний коефіцієнт теплопередачі стін для заданих умов згідно [1, с.65, табл. 13] $k_o^{TP} = 0,216 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Коефіцієнти тепловіддачі внутрішньої $\alpha_{в}$ і зовнішньої $\alpha_{н}$ поверхні приймаємо за [1, с.67, табл. 14] $\alpha_{в} = 8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $1/\alpha_{в} = 0,125 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$; $\alpha_{н} = 23,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $1/\alpha_{н} = 0,043 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$.

За [1, с.68, табл.15] визначаємо коефіцієнти теплопровідності окремих шарів прийнятої конструкції стін, розраховуємо термічний опір кожного шару, дані і результат розрахунку заносимо в табл. 1.

Визначаємо сумарний опір всіх верств, крім ізоляції (з табл.1):

$$\sum \delta_i/\lambda_i = \text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}.$$

Таблиця 1

№ шару	Найменування і матеріал шару	$\delta_i, \text{м}$	$\lambda_i, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$\delta_i/\lambda_i, \text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$
1	Цементна штукатурка	0,02	0,9	0,022
2	Теплоізоляція з пінополістіролу ПС-БС	Потрібно визначити	0,04	Потрібно визначити
3	Пароізоляція – 2 шари бітумної мастики	0,002	0,30	0,007
4	Цементна	0,02	0,9	0,022

	штукатурка			
5	Зовнішній шар з цегляної кладки	0,38	0,82	0,463

Необхідну товщину ізоляційного шару знаходимо за формулою:

$$\delta_{\text{из}}^{\text{ТР}} = \lambda_{\text{из}} \left[\frac{1}{k_o^{\text{ТР}}} - \left(\frac{1}{\alpha_n} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_e} \right) \right], \quad (4)$$

Підставляючи дані, отримуємо:

$$\delta_{\text{из}}^{\text{ТР}} = \text{м.}$$

Пінополістирол випускається у вигляді плит 500x1000 товщиною 20, 30, 40, 50 і 100 мм. Приймаємо товщину ізоляційного шару 160 мм: з 4-х шарів плит товщиною по 40 мм.

Оскільки прийнята товщина ізоляційного шару мало відрізняється від необхідної, приймаємо $k_o^{\text{Д}} = k_o^{\text{ТР}} = 0,216 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

3.3. Розрахунок ізоляції покриття камери

Необхідний коефіцієнт теплопередачі безгорищних покриттів для заданих умов згідно [1, с.65, табл. 13] $k_o^{\text{ТР}} = 0,18 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Коефіцієнти тепловіддачі внутрішньої α_e і зовнішньої α_n поверхні приймаємо за [1, с.67, табл. 14] $\alpha_e = 6,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $1/\alpha_e = 0,154 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$; $\alpha_n = 23,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $1/\alpha_n = 0,043 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$

За [1, с.68, табл.15] визначаємо коефіцієнти теплопровідності окремих шарів прийнятої конструкції покриття, розраховуємо термічний опір кожного шару, дані і результат розрахунку заносимо до табл. 2.

Таблиця 2

№ шару	Найменування і матеріал шару	$\delta_i, \text{м}$	$\lambda_i, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$\delta_i/\lambda_i, \text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$
1	5 шарів гідроізола на бітумній мастиці	0,012	0,3	0,04
2	Стяжка з бетону по металевій сітці	0,04	1,86	0,022
3	Пароізоляція - шар	0,001	0,15	Не

	пергаменту			враховуємо
4	Плитна теплоізоляція з пінополістиролу ПС-БС	Потрібно визначити	0,04	Потрібно визначити
5	Залізобетонна плита покриття	0,035	2,04	0,017

Визначаємо сумарний опір всіх верств, крім ізоляції (з табл.2):

$$\sum \delta_i / \lambda_i = \text{м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}.$$

Необхідну товщину ізоляційного шару знаходимо за формулою (4):

$$\delta_{\text{из}}^{\text{ТР}} = \text{м}.$$

Приймаємо товщину ізоляційного шару $\delta_{\text{июзд}} = \text{м}$ – 3-х шарів плит товщиною 50 мм і 2-х шарів плит товщиною 30 мм.

Оскільки прийнята товщина ізоляційного шару не відрізняється від необхідної, приймаємо $k_o^A = k_o^{\text{ТР}} = 0,18 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

3.4. Розрахунок ізоляції підлоги холодильної камери

У розрахунку враховуємо тільки шари, що лежать вище бетонної підготовки. Необхідний коефіцієнт теплопередачі підлоги $k_o^{\text{ТР}} = 0,26 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [1, с.65].

Коефіцієнти тепловіддачі і відповідні термічні опори: від ґрунту до конструкції підлоги $1/\alpha_{\text{н}} = 0$, від поверхні підлоги до повітря камери $\alpha_{\text{в}} = 6,5 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $1/\alpha_{\text{в}} = 0,154 \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$. За [1, с.68, табл.15] визначаємо коефіцієнти теплопровідності окремих шарів прийнятої (див. п. 3.1) конструкції підлоги, розраховуємо термічний опір кожного шару, дані і результати розрахунку заносимо до табл. 3.

Таблиця 3

№ шару	Найменування і матеріал шару	$\delta_i, \text{м}$	$\lambda_i, \text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$\delta_i / \lambda_i, \text{м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$
1	Чиста підлога з мозаїчних бетонних плит	0,04	1,86	0,022
2	Армобетонна стяжка	0,08	1,86	0,043
	Пароізоляція - шар			Не

3	поліетиленової плівки	0,001	0,15	враховуємо
4	Теплоізоляція - керамзитовий гравій	Потрібно визначити	0,17	Потрібно визначити
5	Бетонна плита М200 з електронагрівачем	-	-	-

Сумарний опір шарів конструкції з табл. 3:

$$\sum \delta_i / \lambda_i = \text{м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}.$$

Необхідна товщина ізоляційного шару визначається за формулою (4):

$$\delta_{\text{из}}^{\text{ТР}} = \text{м}.$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару - засипки керамзитовим гравієм 620 мм.

Дійсне значення коефіцієнту теплопередачі підлоги визначаємо за формулою (5):

$$k_o^{\text{Д}} = \text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

3.5. Розрахунок ізоляції внутрішніх стін холодильника

Приймаємо, що внутрішні стіни між охолоджуванім приміщенням і тамбуром виконані з цегляної кладки з теплоізоляцією з плит пінопласту полістирольної марки ПС-БС (рис. 5).

Необхідний коефіцієнт теплопередачі внутрішніх стін $k_o^{\text{ТР}} = 0,35 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [1, с.65, табл. 13]. Коефіцієнти тепловіддачі внутрішньої $\alpha_{\text{в}}$ і зовнішньої $\alpha_{\text{н}}$ поверхні приймаємо за [1, с.67, табл. 14] $\alpha_{\text{в}} = \alpha_{\text{н}} = 8 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $1/\alpha_{\text{в}} = 1/\alpha_{\text{н}} = 0,125 \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$.

За [1, с.68, табл.15] визначаємо коефіцієнти теплопровідності окремих шарів прийнятої конструкції стін, розраховуємо термічний опір кожного шару, дані і результат розрахунку заносимо до табл. 3.

Таблиця 3

№ шару	Найменування і матеріал шару	$\delta_i, \text{м}$	$\lambda_i, \text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$\delta_i / \lambda_i, \text{м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$
1	Цементна штукатурка	0,02	0,9	0,022
2	Теплоізоляція з	Потрібно	0,04	Потрібно

	пінополістиролу ПС-БС	визначити		визначити
3	Пароізоляція - 2 шари бітумної мастики	0,004	0,30	0,013
4	Шар з цегляної кладки	0,38	0,82	0,463

Визначаємо сумарний опір всіх шарів, крім ізоляції (з табл.4):

$$\sum \delta_i / \lambda_i = \text{м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}.$$

Необхідну товщину ізоляційного шару внутрішньої стіни знаходимо за формулою (4):

$$\delta_{\text{из}}^{\text{ТР}} = \text{м}$$

Приймаємо товщину ізоляційного шару $\delta_{\text{изюд}} = \text{мм}$: з 2-х шарів плит товщиною по мм.

Оскільки прийнята товщина ізоляційного шару не відрізняється від необхідної, приймаємо $k_o^A = k_o^{\text{ТР}} = 0,35 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Результати розрахунків товщини теплоізоляції і коефіцієнтів теплопередачі огорожувальних конструкцій зводимо до таблиці 4:

Таблиця 4

Огородження	$t_{\text{в}},$ °С	$\alpha_{\text{н}}$	$\alpha_{\text{в}}$	$R_{\text{н}}$	$R_{\text{в}}$	$\sum \delta_i / \lambda_i$	$\delta_{\text{из}}^{\text{ТР}}$	$\delta_{\text{из}}^A$	$k_o^{\text{ТР}}$	k_o^A
		$\text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$		$\text{м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$			мм		$\text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$	
Зовнішні стіни камер	-23	23,3	8	0,043	0,125	0,514	158	160	0,216	0,216
Покриття охолоджувальних камер	-23	23,3	6,5	0,043	0,154	0,079	210	210	0,18	0,18
Підлоги охолоджувальних камер	-23	-	6,5	0	0,154	0,065	616	620	0,26	0,259
Внутрішні стіни приміщень	-23	8	8	0,125	0,125	0,615	80	80	0,35	0,35

4. ТЕПЛОТВОРНИЙ РОЗРАХУНОК

Для забезпечення підтримки оптимального режиму обробки і зберігання продуктів необхідно правильно вибрати обладнання камер, машинного і апаратного відділень тощо.

Підбір холодильного обладнання проводиться на підставі теплотворного розрахунку, що враховує всі теплоприпливи, які можуть вплинути на зміну температурного режиму у камерах.

Теплотворний розрахунок проводиться для кожного охолоджуваного приміщення окремо, що дозволяє підібрати камерне обладнання.

Тепло до охолоджуваних приміщень проникає від наступних джерел:

1. Від зовнішнього повітря через огороження внаслідок різниці температур і дії сонячної радіації Q_1 ;
2. Від вантажу при термічній обробці Q_2 або від фруктів у результаті дихання Q_5 (для фрукто- та овочесховищ);
3. Від зовнішнього повітря при вентиляції приміщень Q_3 ;
4. Від різних джерел при експлуатації Q_4 .

Ці теплоприпливи змінюються в залежності від пори року, сезонності надходження продуктів та інших причин. Холодильне обладнання повинно бути вибрано так, щоб відведення проникаючого у камеру тепла було забезпечене за найнесприятливіших умов. Основну частку теплоприпливів складають теплоприпливи через огороження Q_1 та від вантажів Q_2 .

Навантаження на камерне обладнання визначають як суму всіх теплоприпливів в дану камеру, так як камерне обладнання повинно забезпечити відведення теплоти при найнесприятливіших умовах.

$$\Sigma Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 \quad (6)$$

4.1. Теплоприпливи через огорожувальні конструкції

Теплоприпливи через огорожувальні конструкції Q_1 визначають як суму теплоприпливів, викликаних наявністю різниці температур зовні огороження та всередині охолоджуваного приміщення $Q_{1т}$, а також теплоприпливів в результаті впливу сонячної радіації $Q_{1с}$ через покриття та зовнішні стіни:

$$Q_1 = Q_{1г} + Q_{1с}, \quad (7)$$

Теплоприпливи через стіни, перегородки, перекриття або покриття $Q_{1г}$ розраховують за формулою:

$$Q_{1г} = k_d \cdot F \cdot \theta = k_d \cdot F \cdot (t_n - t_e), \text{ Вт} \quad (8)$$

де k_d - дійсний коефіцієнт теплопередачі огороження, Вт/(м²·К);

F - розрахункова площа поверхонь огороження, м²;

θ - розрахункова різниця температур, °С;

t_n - розрахункова температура повітря із зовнішнього боку огороження, °С;

t_e - розрахункова температура повітря всередині охолоджуваного приміщення, °С.

Для зовнішньої західної стіни при висоті приміщення $h=3,8$ м розрахункова площа поверхні $F = 12 \cdot 3,8 = 45,6$ м², дійсний коефіцієнт теплопередачі (див. табл. 4) $k_d^A = 0,216$ Вт/(м²·К), розрахункова різниця температур $\theta = t_n - t_e = 31 - (-23) = 54$ °С. Тоді за формулою (8):

$$Q_{1г} = \text{Вт.}$$

Для інших стін та покриття розраховані величини $Q_{1г}$ заносимо до табл.5.

Теплоприпливи від сонячної радіації через зовнішні стіни та покриття холодильників $Q_{1с}$ визначають за формулою:

$$Q_{1с} = k_d \cdot F \cdot \Delta t_c, \text{ Вт} \quad (9)$$

де k_d - дійсний коефіцієнт теплопередачі огороження, Вт/(м²·К);

F - розрахункова площа поверхонь огороження, м²;

Δt_c - надлишкова різниця температур, яка характеризує дію сонячної радіації в літній час, °С.

Для зовнішньої західної стіни при висоті приміщення $h = 3,8$ м площа поверхні, що опромінюється сонцем $F = 12 \cdot 3,8 = 45,6$ м², дійсний коефіцієнт теплопередачі $k_d^A = 0,216$ Вт/(м²·К),

надлишкова різниця температур для цегляної стіни та географічних широт 40-60° $\Delta t_c = 13,2 \text{ }^\circ\text{C}$, [1, с. 78, табл. 16]. Тоді за формулою (9):

$$Q_{1c} = \text{Вт.}$$

Для інших стін та покриття розраховані величини Q_{1c} заносимо до табл.5., але в розрахунку Q_1 враховуємо тільки Q_{1c} від покриття та значення Q_{1c} від однієї стіни, у якій воно найбільше в порівнянні з іншими.

Для внутрішніх стін при висоті приміщення $h=3,8$ м розрахункова площа поверхні $F = 3 \cdot 6 \cdot 3,8 = 68,4 \text{ м}^2$, дійсний коефіцієнт теплопередачі (див. табл. 4) $k_o^A = 0,35 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, розрахункова різниця температур $\theta = 31 \cdot 0,7 = 21,7 \text{ }^\circ\text{C}$. Тоді за формулою (8):

$$Q_{1T} = \text{Вт.}$$

Розраховану величину Q_{1T} заносимо до табл.5.

Для покриття камери, розрахункова площа поверхні якої становить $F = 108 \text{ м}^2$, дійсний коефіцієнт теплопередачі (див. табл. 4) $k_o^A = 0,18 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, розрахункова різниця температур $\theta = t_{\text{н}} - t_{\text{в}} = 31 - (-23) = 54 \text{ }^\circ\text{C}$. Тоді за формулою (8):

$$Q_{1T} = \text{Вт.}$$

Розраховану величину Q_{1T} заносимо до табл.5.

Для покриття камери, розрахункова площа поверхні якої становить $F = 108 \text{ м}^2$, дійсний коефіцієнт теплопередачі $k_o^A = 0,18 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, надлишкова різниця температур для покриття та географічних широт 40-60° $\Delta t_c = 17,7 \text{ }^\circ\text{C}$, [1, с. 77]. Тоді за формулою (9):

$$Q_{1c} = \text{Вт.}$$

Розраховану величину Q_{1c} заносимо до табл. 5.

Теплоприплив через підлогу визначається за формулою:

$$Q_{1T} = 0,26 \cdot F(t_{\text{ср}} - t_{\text{в}}), \text{Вт}$$

де F - площа підлоги, м^2 , $F = 108 \text{ м}^2$;

$t_{\text{ср}}$ – середня температура шару з нагрівальним, °C. Приймаємо $t_{\text{ср}} = +2 \text{ }^\circ\text{C}$ [1, с.76].

$$Q_{1т} = \text{Вт.}$$

Таблиця 5

Розрахунок теплоприпливів через огородження

Огородження	k_d , Вт/(м ² · К)	F, м ²	Δt , °C	Q, Вт
Стіна зовнішня західна	0,216	45,6	54	531,8784
Стіна зовнішня західна на сонячну радіацію	0,216	45,6	13,2	130,015
Стіна зовнішня північна	0,216	45,6	54	531,8784
Стіна зовнішня північна на сонячну радіацію	0,216	45,6	0	0
Стіна зовнішня східна	0,216	22,8	54	256,9392
Стіна зовнішня східна на сонячну радіацію	0,216	22,8	11	(54,1728)*
Стіни внутрішні	0,35	3x22,8	21,7	519,498
Покриття	0,18	108	54	1049,76
Покриття на сонячну радіацію	0,18	108	17,7	344,088
Підлога	0,26	108	25	702
Сумарний теплоприплив Q_1 , Вт				4066,057

* - не враховується при розрахунку сумарної величини Q_1 .

Сумарна величина теплоприпливів до камери через огородження:

$$Q_1 = \text{Вт.}$$

4.2. Теплоприпливи від вантажів

При холодильній обробці продуктів кожен кілограм продукту виділяє теплоту в якості $q = \Delta i$, кДж/кг.

Теплоприплив Q_2 від продуктів, що надходять до камери зберігання, визначають за формулою:

$$Q_2 = M_{\text{пр}} \cdot \Delta i \cdot 10^6 / (\tau \cdot 3600), \text{Вт} \quad (10)$$

де $M_{\text{пр}}$ - добове надходження продуктів, т/доб;

Δi - різниця питомих ентальпій продуктів, відповідних початковій та кінцевій температурам продукту, кДж/кг;

τ - час термообробки, год.

У нашому випадку добове надходження продукту для камер зберігання овочесховища приймаємо 7% від ємності камери [1, с.80]. $M_{\text{пр}} = 0,06 \cdot 70 = 4,2$ т. Приймаємо за [1, с.11, табл. 2] температуру продукту, що надходить -12 °С, знаходимо його ентальпію $i_{-12} = 24,4$ кДж/кг [1, с.81, табл.19], температуру продукту після зберігання приймаємо рівній температурі в камері -23 °С, його ентальпія при цьому $i_{-23} = 0$ кДж/кг [1, с.81, табл.19]. Тривалість термообробки приймаємо $\tau = 24$ ч.

Тоді

$$Q_2 = \text{Вт.}$$

4.3. Теплоприпливи при вентиляції

Через те, що камери схову мороженої риби примусово не вентилюються, приймаємо $Q_3 = 0$.

4.4. Експлуатаційні теплоприпливи

Експлуатаційні теплоприпливи визначаються, як сума теплоприпливів окремих видів:

$$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4, \text{Вт} \quad (12)$$

Ці теплоприпливи виникають внаслідок освітлення камер, перебування в них людей, роботи електродвигунів та відкривання дверей.

Теплоприпливи від освітлення q_1 розраховуємо за формулою:

$$q_1 = A \cdot F, \text{ Вт}$$

де A - теплота, що виділяється джерелами освітлення в одиницю часу на 1 м^2 площі підлоги, $\text{Вт}/\text{м}^2$ (приймаємо $A = 1,16 \text{ Вт}/\text{м}^2$ [1, с.84]);

F – площа камери, м^2 .

Таким чином:

$$q_1 = \text{Вт.}$$

Теплоприпливи від перебування людей розраховуємо за формулою:

$$q_2 = 230 \cdot n, \quad \text{Вт}$$

де 230 - тепловиділення однієї людини при помірній фізичній роботі, Вт;

n - кількість працюючих в даному приміщенні (приймаємо 2 особи.).

Тоді

$$q_2 = \text{Вт.}$$

Теплоприпливи від працюючих електродвигунів q_3 приймаємо рівним 0, так як камера охолоджується пристінними батареями і не вентилюється, тобто електродвигунів в камері немає.

Теплоприпливи при відкриванні дверей q_4 знаходимо за величиною питомого теплоприпливу $B = 2,5 \dots 5 \text{ Вт}/\text{м}^2$, віднесеного до 1 м^2 площі підлоги:

$$q_4 = B \cdot F, \text{ Вт}$$

де B – питомий теплоприплив, $B = 4 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

$$q_4 = \text{Вт}$$

Сумарна величина експлуатаційних теплоприпливів за формулою (12):

$$Q_4 = \text{Вт.}$$

4.5. Визначення навантаження на обладнання і компресор

Камерне обладнання підбирається за максимальними теплоприпливами для даного приміщення, всі теплоприпливи приймаються повністю (формула (6)):

$$Q_{06} = \Sigma Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 = \text{Вт.}$$

Навантаження на компресор $Q_{\text{км}}$ складається з усіх видів теплоприпливів, причому по окремих видах теплоприпливів може прийматися не повністю, а частково, так як максимуми теплоприпливів за окремими видами в різних камерах можуть не збігатися.

Для холодильників зберігання мороженої риби теплоприпливи через огороження приймаються в розмірі 80% від максимальних.

Теплоприпливи від вантажу при підборі компресора приймають повністю.

Теплоприпливи при вентиляції камер враховують при підборі компресорів на розподільних холодильниках тільки для спеціалізованих фруктових камер, на м'ясо- та рибокомбінатах при вентиляції виробничих приміщень.

Експлуатаційні теплоприпливи приймають в розмірі від 50 до 70% від максимальних значень.

Таким чином, навантаження на компресор:

$$Q_{\text{км}} = 0,8 \cdot Q_1 + Q_2 + Q_3 + 0,6 \cdot Q_4 = \text{Вт}$$

5. ПОБУДОВА ХОЛОДИЛЬНОГО ЦИКЛУ

5.1. Вибір розрахункового робочого режиму

Розрахунковий робочий режим холодильної установки характеризується температурами кипіння t_0 , конденсації t_k , всмоктування (пари на вході в компресор) $t_{вс}$, і переохолодження рідкого холодоагенту перед регулюючим вентилям t_p . Значення цих параметрів вибирають в залежності від призначення холодильної установки та розрахункових зовнішніх умов.

Температуру кипіння в установках з безпосереднім охолодженням приймають в залежності від розрахункової температури повітря в камері.

При проектуванні холодильних установок з безпосереднім охолодженням приймають в залежності від розрахункової температури повітря в камері.

При проектуванні холодильних установок з безпосереднім охолодженням температуру кипіння фреону приймають на 14...16 °C нижче температури повітря в камері:

$$t_0 = t_{в} - (14 \dots 16), \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Для нашого випадку приймаємо:

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

Температуру конденсації для установок з конденсатором водяного охолодження приймаємо:

$$t_k = 30 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Перегрів пари на виході з випарника зазвичай становить $t_{1''} - t_{1'} = 2 \dots 3 \text{ } ^\circ\text{C}$ ($t_{1'} = t_0$). Приймаємо

$$t_{1''} = -30 + 3 = -27 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

В теплообміннику холодні пари, що йдуть з випарника в компресор, нагріваються ще на $t_1 - t_{1''} = 20 \dots 25 \text{ } ^\circ\text{C}$, а рідкий холодоагент, що йде з конденсатора до регулюючого вентиля, охолоджується за рахунок цього на 12-15 °C. З огляду на це, температуру всмоктуваних парів приймаємо:

$$t_{вс} = t_1 = t_{1'} + (22 \dots 28) = -30 + 25 = -5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Однак при побудові циклу не можна одночасно задаватися і перегрівом пари, і переохолодженням рідкого холодоагенту. Тому зазвичай приймають величину перегріву парів фреону, а температуру переохолодження знаходять за ентальпією рідини, що виходить з теплообмінника, яку в свою чергу знаходять з його теплового балансу при побудові циклу за такою формулою:

$$h_1 - h_{1''} = h_{3'} - h_3, \quad (14)$$

де i – ентальпія холодоагенту в відповідних точках циклу, кДж/кг.

5.2. Побудова циклу в діаграмі $h - lg p$

Побудова циклу в діаграмі $h - lg p$ (лист КР.ПХТ.6.050503.56.02.00.К і додаток) виконуємо в такій послідовності:

1. На діаграму наносимо лінії постійного тиску (ізобари) p_o и p_k , відповідні температур насичення при t_o и t_k .
2. На перетині ізобари p_o з ізотермою t_1 знаходимо точку 1, яка характеризує стан перегрітої пари на вході в компресор.
3. Через точку 1 проводимо лінію постійної ентропії (адіабату) до її перетину з ізобарою p_k в точці 2. Ця точка характеризує стан парів холодоагенту, що виходить з компресора.
4. На перетині ізобари p_k з суміжною кривою для рідини, знаходимо точку 3', яка визначає стан рідкого холодоагенту на виході з конденсатора.
5. Потім продовжуємо ізобару p_k вліво до перетину з лінією постійної ентальпії в точці 3, яка знаходиться з теплового балансу теплообмінника. У нашому випадку ентальпія в

$$h_3 = h_{3'} - (h_1 - h_{1''}) = \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

точці 3:

6. Ця точка характеризує стан рідкого холодильного агента на вході в регулюючий вентиль, температура в якій
7. Через точку 3 проводимо лінію постійної ентальпії, що відображає процес дроселювання в регуляторі потоку, до її

перетину з ізобарою p_0 в точці, що характеризує стан парорідинної суміші на вході у випарник (точка 4).

8. На перетині лінії p_0 з суміжною кривою сухої насиченої пари лежить точка 1', яка характеризує повне перетворення рідини в пар.
1. Для кожної такої точки циклу за лініями діаграми визначаємо значення температури t , тиску p , питомої об'єму v , ентальпії i , ентропії s та паровмісту x , отримані результати зводимо до табл. 6

Таблиця 6

Точка циклу	t , °C	P , МПа	V , м ³ /кг	h , кДж/кг	s , кДж/кг ⁰ С	x
1'	-30	0,086	0,23	380	1,75	1
1	-5	0,086	0,25	400	1,84	Перегр. пар
2	69	0,78	0,033	455	1,84	Перегр. пар
2'	30	0,78	0,026	415	1,72	1
3'	30	0,78	-	242	1,15	0
3	20	0,78	-	227	-	Переохл. рідина
4	-30	0,086	0,065	227	1,11	0,29

6. РОЗРАХУНОК И ПДБІР ХОЛОДИЛЬНОГО АГРЕГАТУ

Вихідні дані для теплового розрахунку: необхідна холодопродуктивність машини, яка приймається рівній тепловому навантаженню на компресор $Q_{\text{км}} = \text{Вт}$; розрахункова (структурна) схема холодильної машини; розрахунковий температурний режим.

Визначаємо питому масову холодопродуктивність:

$$q_0 = h_{1'} - h_4 = \text{кДж/кг.}$$

Знаходимо питому роботу стиснення в компресорі:

$$l_{\text{т}} = h_2 - h_{1'} = \text{кДж/кг.}$$

Розраховуємо питоме теплове навантаження на конденсатор:

$$q_{\text{к}} = h_2 - h_{3'} = \text{кДж/кг.}$$

Визначаємо масову витрату циркулюючого хладагента, потрібного для відводу теплоприпливів (в кг/с):

$$G = \frac{Q_{\text{км}}}{1000 \cdot q_0} = \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

де $Q_{\text{км}}$ – необхідна холодопродуктивність компресора за теплотворним розрахунком, Вт.

Дійсний об'єм пара, що надходить в компресор:

$$V_{\text{д}} = G \cdot v_1, \text{ м}^3/\text{с} \tag{15}$$

де v_1 – питомий об'єм всмоктуваного пара, $\text{м}^3/\text{кг}$ (точка 1 циклу)
 $v_1 = 0,25 \text{ м}^3/\text{кг}$.

За формулою (15) отримаємо:

$$V_{\text{д}} = \text{м}^3/\text{с.}$$

Об'єм, описуваний поршнями компресора в одиницю часу, визначаємо за формулою:

$$V = V_d/\lambda, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (16)$$

де λ - коефіцієнт подачі компресора, який визначається в залежності від відношення тисків $p_k/p_0 = 0,78/0,086 = 9,07$ за [1, с.189, рис.73], приймаємо $\lambda = 0,45$.

Підставивши значення до формули (16), отримаємо:

$$V = \text{м}^3/\text{с} = \text{м}^3/\text{час}.$$

Далі на підставі отриманого значення V за каталогом підбирається компресор або компресорно-конденсаторний агрегат холодильної машини (один або кілька) таким чином, щоб дійсний об'єм, описаний поршнями компресора (або сума об'ємів - для декількох агрегатів) був більше на 25 – 30%. Тобто в нашому випадку холодильна машина повинна мати об'єм:

$$V' = \text{м}^3/\text{час}.$$

Близький до знайденого годинний об'єм може забезпечити дві машини ХМ1-9 $V=41,2 \text{ м}^3/\text{год}$ кожна [3, с.229-231]. Наявність двох машин, що працюють на одну камеру, підвищить надійність холодильної установки, так як одночасна відмова двох машин малоімовірна, а при відмові однієї з машин, інша зможе тимчасово забезпечити температурний режим, близький до розрахункового в більшій частині річного періоду.

Визначаємо теоретичну (адіабатичну) потужність стиснення в компресорі:

$$N_T = G \cdot l_T \cdot 1000 = \text{Вт}.$$

Дійсна (індикаторна) потужність стиснення розраховується за формулою:

$$N_i = \frac{N_T}{\eta_i}, \text{ Вт},$$

де η_i - індикаторний к.к.д., для безкрейцкопфних компресорів

$$\eta_i = 0,79 \dots 0,84 [1, \text{с.117}], \text{ приймаємо } \eta_i = 0,81.$$

Тоді

$$N_i = \text{Вт.}$$

Ефективна потужність (на валу компресора) визначається наступним чином:

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_m}, \text{ Вт,}$$

де η_m - механічний к.к.д., який враховує втрати на тертя, для безкрейцкопфних компресорів $\eta_m = 0,82 \dots 0,92$ [1 с.117], приймаємо $\eta_m = 0,86$.

Тоді

$$N_e = \text{Вт.}$$

Теоретичне теплове навантаження на конденсатор:

$$Q_k = G \cdot q_k \cdot 1000 = \text{Вт.}$$

Дійсне теплове навантаження на конденсатор:

$$Q_k = Q_o + N_i = \text{Вт.}$$

Технічні характеристики холодильних машин ХМ1-9 [1, с.212-214]:

Агрегат		АК1-9	
Холодопродуктивність, ккал/год		9000	
Зарядка, кг			
Фреона-12		40	
Мастило ХФ-12-18			
в компресор		2,5	
в систему		2,5	
Максимальна витрата охолоджуючої води, м ³ /ч			2,4
Маса (с мастилом), кг		416	
Габарити, мм		1630X1055X840	
Компресор		ФУБС-9	
Тип		У-подібний,	
безсальниковий			
Число циліндрів			4

Діаметр циліндрів, мм	67,5
Хід поршня, мм	50
Частота обертання вала, об/хв	960
Об'єм, описуваний поршнями, м ³ /год	41,2
Електродвигун (вбудований)	АПВ2-51-6Ф
Частота обертання ротора, об/хв	960
Напруга, В	220/380
Потужність, кВт	5,0
Конденсатор	АК1-9-010
Тип	Водяного охолодження, кожухотрубний
Поверхня охолодження, м ²	4,0
Фільтр-осушувач	
ОФФ-15	
Теплообмінник	ТФ ₂ -25
Випарник	ИРСН-
12,5	
Площа поверхні випарника, м ²	12,5
Кількість, шт	20
Щит керування	ЩУ-2-9
Маса, кг	50
Щит сигналізації	ЩС-2-9
Маса, кг	4
Прибори автоматики	
Реле тику	РД-3-01
Соленіодний вентиль для води	СВМ-25
Терморегулюючий вентиль	ТРВ-2М, 10 шт.
Соленіодний вентиль для фреона	СВМ-10, 5 шт.
Термореле дистанційне	ТРД-3, 4 шт.

7. РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

7.1. Розрахунок конденсатору

Проведемо перевірочний розрахунок достатності площі поверхні конденсаторів, встановлених на компресорно-конденсаторних агрегатах прийнятих холодильних машин, для відведення теплоти, переданої холодоагенту у випарниках і компресорі.

Необхідну площу поверхні конденсатора розраховуємо за дійсним тепловим навантаженням на конденсатор, визначеним при розрахунку компресора (гл. 5).

Необхідна площа теплопередаючої поверхні:

$$F_k = Q_k / k \cdot \theta_m, \text{ м}^2$$

де Q_k – дійсне теплове навантаження на конденсатор (тепловий потік), Вт, $Q_{км} = 7739,62$ Вт;

k - загальний коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К)
 $k = 350 - 530$ Вт/(м²·К);

θ_m - розрахункова різниця температур (середній температурний напір), °С,

$$\theta_m = t_k - t_{oc} = 30 - 25 = 5 \text{ °С.}$$

Підставивши значення, отримаємо:

$$F_k = \text{м}^2.$$

З огляду на те, що холодильну камеру охолоджують дві холодильні машини ХМ1-9, кожна з яких містить конденсатор АК1-9-010 з площею охолоджувальної поверхні 4 м², загальна площа для відведення дійсної теплового навантаження, становить 8 м² і є достатньою, так як вона більше розрахованої необхідної.

7.2. Розрахунок випарників

Проведемо перевірочний розрахунок достатності площі поверхні випарників, яким комплектуються прийняті холодильні машини ХМ1-9, для відведення теплоти, що проникає і виділяється в холодильній камері.

Необхідну площу поверхні випарників розраховуємо за тепловим навантаженням на обладнання, визначеним при теплотворному розрахунку (см. п. 4.5).

Необхідна площа теплопередаючої поверхні випарників:

$$F_{\text{н}} = Q_{\text{об}} / k \cdot \theta_m, \text{ м}^2$$

де $Q_{\text{об}}$ - теплове навантаження на камерне обладнання (тепловий потік), Вт, $Q_{\text{об}} = 6269,47$ Вт;

k - розрахунковий коефіцієнт теплопередачі камерного обладнання, Вт/(м²·К), для випарних ребристих батарей за [1, с. 192] приймаємо $k = 2,5$ Вт/(м²·К);

θ_m - розрахункова різниця температур (середній температурний напір), °С, приймаємо $\theta_m = t_{\text{кам}} - t_o = -23 - (-30) = 7$ °С.

Підставивши значення, отримаємо:

$$F_{\text{н}} = \text{м}^2.$$

З огляду на те, що камера охолоджується випарниками типу ИРСН-12, з площею теплопередаючої поверхні $F = 12,5$ м² якими комплектуються машини ХМ1-9, потрібна їх кількість

$$n = \frac{F_{\text{н}}}{F} = \frac{358,2}{12,5} = \approx .$$

Кожна з двох машин ХМ1-9, обраних для охолодження камери холодильника комплектуються 20-ма випарниками ИРСН-12,5, тобто загальна кількість випарників в камері - 40 ($n = 30$), що задовольняє розрахунку з надлишком.

ВИСНОВОК

У курсовій роботі спроектована холодильна установка для зберігання мороженої риби місткістю 70 тонн для м.Києва. Холодильник однокамерний з температурою в камері згідно найкращим практикам в літературі режимам для холодильників даного типу – 23 °С. Будівельна площа камери прийнята рівною 108 м².

Основні будівельно-планувальні рішення наступні: будівля окремо розташована одноповерхова з сіткою колон 6х6, виконана з цегляної кладки, висота приміщення 3,8 м, крім холодильної камери має тамбур, машинне відділення, службове приміщення, відкриту автомобільну платформу. Зовнішні стіни виконані цегляною кладкою в півтори цегли (380 мм), внутрішні - з цегли. Покриття безгорищне з ребристих залізобетонних плит підлоги з електрообігрівом; теплова ізоляція стін і покриття - пінополістирол ПС-БС підлоги - керамзитовий гравій.

Для охолодження використані дві парокompресійні фреонові холодильні машини, що промислово випускаються ХМ1-9 з конденсаторами водяного охолодження холодопродуктивністю при стандартних умовах - 9000 ккал/год кожна. Схема охолодження - безпосереднє прістінними батареями типу РСН-12,5 (40 шт.). В машинах встановлені поршневі двоциліндрові вертикальні безсальникові компресори 2ФУБС12. За розрахунками підібрані холодильні машини забезпечать підтримання необхідної температури в холодильній камері при температурі навколишнього середовища +31 °С.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРИ

1. Свердлов Г.З., Явнель Б.К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и установок кондиционирования воздуха. — М.: Пищевая промышленность, 1972. — 382 с.
2. Румянцев Ю.Д., Калюнов В.С. Холодильная техника: Учебник для вузов. — СПб.: Изд-во «Профессия», 2003. — 360 с.
3. Гиль И.М. и др. Устройство, монтаж, техническое обслуживание и ремонт холодильных установок. — М.: Пищевая промышленность, 1973, — 464 с.
4. Конвисер И.А., Канарчук Е.А., Самотокин А.Г. Холодильная техника и холодильная технология. Лабораторный практикум. — К.: Высшая школа, 1978. — 120 с.
5. Зеленковский И.Х., Каплан Л.Г. Малые холодильные машины и установки: Малые холодильные установки. — М.: пищевая промышленность, 1979. — 448 с.
6. Чумак И.Г., Никульшина Д.Г. Холодильные установки. Проектирование: Учеб. Пособие для вузов. — К.: Высш. шк., 1988 — 280 с.
7. Кочетков Н.Д. Холодильная техника. — М.: Машиностроение, 1966 — 408 с.
8. Костенко Е.М. устройство, ремонт и обслуживание холодильного оборудования. — К.: Основа, 2004. — 408 с.
9. Большаков С.А. Холодильная техника и технология продуктов питания: Учебник для студ. высш. учеб. заведений / С.А. Большаков. — М.: Академия, 2003. — 304 с.
10. Галимова Л.В. Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы: Курс лекций. — Астрахань, 1987. — 168 с.
11. Главацкая В.И. Механическое и холодильное оборудование предприятий общественного питания: Учебник для технол. отд-ний техникумов сов. торговли и обществ. питания / В.И. Главацкая, И.Е. Киселева, Т.Н. Родникова. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Экономика, 1982. — 408 с.
12. Голянд М.М. Холодильное технологическое оборудование / М.М. Голянд, Б.Н. Малеванный. — М.: Пищевая промышленность, 1977. — 336 с.
13. Зайцев В.П. Холодильная техника / В.П. Зайцев. — М.: Гос. Издат-

во торговой лит-ры, 1962. – 344 с.

14. Изучающим основы холодильной техники. Под общей редакцией Л.Д.Акимовой. М.: Издательство ХТ, 1996. – 144 с.

15. Колач С.Т. Холодильное оборудование для предприятий торговли и общественного питания / С.Т. Колач. Уч. пособие для студ. учреждений сред. проф. образования. – М.: Академия, 2003. – 240 с.

16. Лебедев П.Д. Теплообменные, сушильные и холодильные установки. Учебник для студентов технических вузов. Изд. 2-е, перераб. / П.Д. Лебедев. – М.: Энергия, 1972. – 320 с.

17. Масліков М.М. Холодильна технологія харчових продуктів: Навч. посіб. / М.М. Масліков – К.: НУХТ, 2007. – 335 с.

18. Холодильні установки: Підручник / 6-е вид., перероблене і доповнене / І.Г. Чумак, В.П. Чепурненко, С.Ю. Лар'яновський та ін.; За ред. І.Г. Чумака. – Одеса: Рефпринтінфо, 2006. – 550 с.

19. Григоренко Н.П., Журавльов Ю.Г. Холодильные установки в сельском хозяйстве. Киев. «Урожай» 1981

20. Якшаров Б.П., Смирнова И.В. Справочник механики по холодильным установкам. Л.Агропромиздат. 1989

21. Быков А.В., и др. Холодильные машины и тепловые насосы. М. «Агропромиздат» 1988

22. Голянд М.М., Малеванный Б.Н. Холодильное технологическое оборудование М. «Пищевая промышленность» 1977

23. Холодильные машины. Справочник. М. «Легкая и пищевая промышленность» 1982

24. Бадылькес И.С., Данилов Р.Л. Абсорбционные холодильные машины. М. «Пищевая промышленность» 1966

25. Явнель Б.К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. М. 1989

26. Контарович В.И., Гиль И.М. Устройство, монтаж и ремонт холодильных установок. М. «Агропромиздат» 1985

27. Лашутина Н.Г. Холодильная техника в мясной и молочной промышленности. М. «Агропромиздат» 1989.

28. Айзенберг В.Я. Длительное хранение плодов косточковых, винограда, некоторых овощей в замороженном виде и приготовление из них консервов//Хранение и переработка картофеля, овощей, плодов и винограда.- М., Колос, 1979.-С. 310-319.

29. Алмаши Э., Эрдеми Л., Шарой Т. Быстрое замораживание пищевых продуктов: пер. с венгер.- М.: Легкая и пищевая

промышленность, 1981. – С. - М.: Агропромиздат, 1986. -320с.

7. ІНФОРМАЦІЙНІ РЕСУРСИ

1. Навчально-інформаційний портал ТДАТУ
<http://nip.tsatu.edu.ua>
2. Наукова бібліотека ТДАТУ
<http://www.tsatu.edu.ua/biblioteka/>
3. Методичний кабінет кафедри ОПХВ.
4. Сайт кафедри ОПХВ
5. Internet.