

Міністерство освіти і науки України
Одеський національний технологічний університет
Кафедра холодильних установок і кондиціонування повітря



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

на тему: Проект розподільчого холодильника місткістю 1000 т.
у м. Одеса

Здобувача

Полковников Б.В.

2 курсу

ЕН-141 групи

Керівник

д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.

Консультанти:

д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від

31.05.2024 р.

протокол № 12

Завідувач кафедри ХУКП

Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса - 2024 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет	Низькотемпературної техніки та інженерної механіки
Кафедра	Холодильних установок і кондиціонування повітря
Ступінь вищої освіти	Бакалавр
Спеціальність	142 Енергетичне машинобудування
Освітня програма	Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.

«08» березня 2024 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Полковников Борислав Валерійович

1. Тема роботи Проект розподільчого холодильника місткістю 1000 т.
у м. Одеса

Затверджена наказом ОНТУ від 08.03.2024 р. наказ № 119-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 31.05.2024 р.

3. Вихідні дані роботи
Розподільчий холодильника місткістю 1000 т, у м. Одеса. Будівля холодильника
одноповерхова, сітка колон кроком 6х6 м і висота 6 м. В якості будівельного
матеріалу для зовнішніх і внутрішніх стін використана цегла. Матеріал ізоляції стін
пінополеуретан. Застосований холодильний агент – аміак. Система охолодження –
насосно-циркуляційна подача холодильного агента в прилади охолодження з
безпосереднім кипінням та примусовим рухом повітря.

4. Перелік питань, які потрібно розробити
Реферат, Вступ, 1. Обґрунтування вибору технічних рішень, 2. Технологічний
розділ, 3. Розрахунок холодильної установки 4. Тепловий розрахунок
холодильної системи, 5. Підбір компресорів і системи конденсації агента , 6.
Розрахунок випарного конденсатора, 7. Розрахунок магістральних трубопроводів і
підбір допоміжного устаткування конденсатора, 8. Підбір циркуляційного ресивера
9. Підбір повітроохолоджувача, 10. Охорона праці, Висновки Список використаної
літератури, Специфікація.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Презентація в PowerPoint

6. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи, що стосуються їх

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.	23.05.2024	25.05.2024

7. Дата видачі завдання 08.03.2024 р.

Керівник Хмельнюк М.Г.

Завдання прийняв до виконання Полковніков Б.В.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Реферат	30.05-31.05.2024	виконано
2	Вступ	17.03-20.03.2024	виконано
3	Обґрунтування вибору технічних рішень	20.04-25.04.2024	виконано
4	Технологічний розділ	26.04-30.04.2024	виконано
5	Розрахунок холодильної установки	01.05-04.05.2024	виконано
6	Тепловий розрахунок холодильної системи	05.05-10.05.2024	виконано
7	Підбір компресорів і системи конденсації агента	12.05-15.05.2024	виконано
8	Розрахунок випарного конденсатора	16.05-17.05.2024	виконано
9	Розрахунок магістральних трубопроводів і підбір допоміжного устаткування	20.05-23.05.2024	виконано
10	Підбір циркуляційного ресивера	20.05-21.05.2024	виконано
11	Підбір повітроохолоджувача	21.05-22.05.2024	виконано
12	Охорона праці	23.05-25.05.2024	виконано
13	Висновки	25.05-25.05.2024	виконано
14	Список використаної літератури	26.05-26.05.2024	виконано
15	Специфікація	27.05-27.05.2024	виконано
16	Презентація в PowerPoint	28.05-29.05.2024	виконано

Здобувач-дипломник Полковніков Б.В.

Керівник роботи Хмельнюк М.Г.

Несу відповідальність за ідентичність електронного та друкованого варіантів кваліфікаційної роботи, даю згоду на обробку персональних даних та не заперечую проти розміщення кваліфікаційної роботи на офіційних web-ресурсах ОНТУ.

Підтверджую, що в кваліфікаційній роботі відсутні порушення норм академічної доброчесності.

Здобувач-дипломник Полковніков Борислав Валерійович

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота складається з: 87 сторінок тексту, 5 рисунків, 16 таблиця, 15 посилань на літературні джерела. В даній кваліфікаційній роботі представлено проєкт розподільчого холодильника місткістю 1000 тонн в місті Одеса, для зберігання продуктів харчування. В якості будівельного матеріалу для зовнішніх і внутрішніх стін використана цегла. Матеріал ізоляції стін пінополеуретан. Загальна площа холодильника становить 1700 м². З метою зменшення початкових витрат на будівництво холодильника приймається стандартна сітка колон кроком 6х6 м і будівельна висота 6 м.

Для зручності приймання і вивантаження продукції, здійснюваних електричний навантажувач Toyota 7FBMF20. Передбачається коридор шириною 4 м з виходами на автомобільну платформу через вестибюль.

Застосовуваний холодильний агент – аміак. Система охолодження – насосно-циркуляційна подача холодильного агента в прилади охолодження з безпосереднім кипінням та примусовим рухом повітря. У всіх камерах зберігання вантажів і експедиції використовуються високоефективні повітроохолоджувачі фірми Bitzer. За даними і проведеним тепловим розрахунком підібрані аміачні компресора фірми Bitzer. Один лінійний ресивер Cooltech CTX LR 1500.

Ключові слова: розподільчий холодильник – продукти харчування – аміак.

ABSTRACT

The qualification work consists of: 87 pages of text, 5 figures, 16 tables, 15 references to literary sources. This qualification work presents the project of a 1000-tonne capacity distribution refrigerator in the city of Odesa for food storage. Brick was used as a building material for the exterior and interior walls. The wall insulation material is polyurethane foam. The total area of the refrigerator is 1700 m². In order to reduce the initial costs of building the refrigerator, a standard column grid with a spacing of 6x6 m and a construction height of 6 m is adopted.

For the convenience of receiving and unloading products, a Toyota 7FBMF20 electric forklift is used. There is a 4 m wide corridor with access to the car platform through the lobby.

The refrigerant used is ammonia. The cooling system is a pump-circulating refrigerant supply to cooling devices with direct boiling and forced air movement. Highly efficient air coolers from Bitzer are used in all cargo storage and forwarding rooms. Ammonia compressors from Bitzer were selected based on the data and thermal calculations. One Cooltech CTX LR 1500 line receiver.

Keywords: distribution cooler – food – ammonia.

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		4

ЗМІСТ

Реферат.....	4
Вступ.....	6
1. Обґрунтування вибору технічних рішень.....	13
2. Технологічний розділ	14
2.1 Визначення основних розмірів камер холодильника	15
2.2 Розрахунок вантажного фронту.....	18
2.3 Розрахунок числа механізмів необхідних для виробництва вантажних робіт.....	19
3. Розрахунок холодильної установки	20
3.1 Визначення товщини теплоізоляційного матеріалу	20
3.2 Визначення товщини теплоізоляційного матеріалу.....	26
3.2.1 Розрахунок теплопритоків через огороження.....	26
3.2.2 Розрахунок теплопритоків від вантажів при їх холодильній обробці.....	28
3.2.3 Розрахунок теплопритоків із зовнішнім повітрям при вентиляції охолоджуваних приміщень.....	30
3.2.4 Розрахунок експлуатаційних теплопритоків від різних джерел.....	32
3.2.5 Розрахунок теплопритоків від дихання плодів і овочів.....	35
3.2.6 Визначення теплового навантаження і підбір холодильного.....	36
4. Тепловий розрахунок холодильної системи.....	37
5. Підбір компресорів і системи конденсації агента.....	45
6. Розрахунок випарного конденсатора.....	46
7. Розрахунок магістральних трубопроводів і підбір допоміжного устаткування.....	60
8. Підбір циркуляційного ресивера.....	65
9. Підбір повітроохолоджувача.....	67
10. Охорона праці.....	69
Висновки	85
Список використаної літератури.....	86
Специфікація.....	87

					КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розробив		Полковніков Б.В.			Літ.	Арк.	Аркушів
Перевірив		Хмельнюк М.Г.			5	87	
Реценз					ОНТУ гр. ЕН-141		
Н. Контр.		Хмельнюк М.Г.					
					Проект розподільчого холодильника місткістю 1000 т. у м. Одеса		

ВСТУП

Розподільчі холодильники призначені для рівномірного забезпечення міст і промислових центрів продуктами харчування, виробництво яких має сезонний характер, протягом усього року. Розподільні холодильники характеризуються великою місткістю приміщень для зберігання продуктів.

Схеми безпосереднього охолодження є найбільш ефективною. Але є й певні труднощі, що виникають під час роботи холодильної установки. Схеми вузла подачі холодоагенту повинні забезпечити надійний захист від вологого ходу компресора, правильну роздачу рідкого холодоагенту по охолоджувальним приладам, підтримання температури в охолоджувальних об'єктах, можливість зручного та швидкого видалення оливи й забруднень із внутрішньої поверхні охолоджувальних приладів і ємнісних апаратів, а також видалення снігової шуби із зовнішньої поверхні охолоджувальних приладів.

Застосування насосно-циркуляційної схеми значно посилює циркуляцію рідини, що подається. Це збільшує ефект саморегулювання подачі і практично звільняє від необхідності втручатися в роздачу рідини по об'єктах, а також покращує тепловіддачу в охолоджувальних приладах.

Для реалізації проєкту розподільчого холодильника необхідно виконати розрахунок і підбір холодильного обладнання, розробити принципову схему холодильної установки. Спроекувати машинне і насосне відділення, допоміжні приміщення, зовнішній майданчик.

Розвиток харчової індустрії, спрямована на надійне забезпечення країни продовольством, передбачає збільшення виробництва і підвищення якості сільськогосподарської продукції. При цьому роль забезпечення збереження продукції відводиться холодильній техніці, яка останнім часом розвивається швидкими темпами.

В даний час холодильна техніка знайшла широке застосування в харчовій і фармацевтичній промисловості, у торгівлі та машинобудуванні, при кондиціюванні повітря й спорудженні крижаних штучних ковзанок у будівництві та медицині. І цей перелік далеко не повний. Застосування холоду

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

покращує технологію виробництва і якість багатьох продуктів, не кажучи вже про те, що в даний час зберігання продуктів, як короткострокове, так і тривалий без холоду практично не мислиться. Широке застосування холодильних установок в торгівлі покращує постачання споживачів високоякісними продуктами харчування, сприяє зниженню витрат обігу і підвищує культуру торгівлі.

Оскільки холодильна обробка є, до відомої межі, досить трудомістким процесом то вона вимагає комплексної механізації робіт і автоматизації виробничих процесів. Виконання даної задачі, в кінцевому підсумку, дозволить перейти до повністю автоматизованих холодильних установок і комплексно-механізованим холодильникам.

Розвиток холодильної промисловості у всьому світі нерозривно пов'язаний з розвитком усіх галузей науки і техніки. В останні роки розробляються і впроваджуються нові ізоляційні матеріали, будівельні конструкції, прилади автоматики. Удосконалюються схеми холодильних установок, що забезпечують стабільні температурні режими і полегшують обслуговування холодильних установок та їх автоматизацію. Все більш широке застосування в холодильній промисловості знаходять обчислювальна техніка та автоматичні системи управління.

Холодильники — це підприємства, в яких здійснюється охолодження, заморожування і зберігання продуктів у охоложеному або замороженому стані. Холодильники споруджують у вигляді окремих одноповерхових і багатоповерхових будівель. Будівлі холодильників мають у плані прямокутну, а іноді квадратну форму. У будівлях прямокутної форми ширший фронт вантажно-розвантажувальних робіт.

Оптимальне відношення ширини холодильника до його довжини — 1:2. Сітки колон можуть бути $6 \times 6,6 \times 12,6 \times 18$ і 6×24 м.

Багатоповерхові холодильники із залізобетонним каркасом мають пристінні колони і безбалочні міжповерхові перекриття з допустимим навантаженням на підлогу від 1 до 2 т/м². На одноповерхових холодильниках

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

таке навантаження становить 4т/м². Будівництво одноповерхових холодильників має низку переваг перед багатоповерховими: коштує на 7-8 % дешевше, здійснюється вдвічі швидше, затрати металу і цементу на 8-10 % менші. Висота одноповерхових холодильників може бути до 7-7,5 м. На деяких сучасних одноповерхових холодильниках покрівля виконана у вигляді ванни з водою. Така конструкція покрівлі дозволяє затримувати до 90 % сонячного тепла, що знижує витрату холоду.

Оперативно-складські приміщення холодильника

До оперативно-складських приміщень холодильників відносять: експедиції для приймання і відпускання; камери для зберігання продуктів, що не потребують заморожування; камери для морожених продуктів; морозильні камери і дефростер; камеру для дефектних товарів; фасовочні; камери для зберігання фасованих товарів. Для приймання і відпускання вантажів слугують експедиції, залізничні й автомобільні платформи. Експедиції розміщують головним чином у центрі камер для зберігання товарів. На великих холодильниках улаштовують закриті залізничні і авторефрижераторні платформи (дебаркадери), які оснащують холодильним обладнанням і використовують для короткотермінового зберігання швидкопсувних продуктів і виконання операцій з приймання, сортування і відпускання товарів. Двері на холодильниках переважно стулчасті. Для створення термоізолюючого повітряного прошарку біля дверей холодильних камер роблять тамбури. У дверей камер і воріт дебаркадерів можуть улаштовуватись повітряні завіси, що створюються вентилятором з дифузором, які при відкриванні дверей автоматично включаються.

Основною частиною холодильника є холодильні камери - ізольовані приміщення без вікон, в яких встановлено охолоджувальне обладнання, що підтримує певний температурний режим. Камери також обладнані стелажми, вішалами, гаками, підвісними шляхами.

При плануванні приміщень основну увагу звертають на їх правильне розташування. Виробничі і підсобні приміщення повинні блокуватися для

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

скорочення площі будівель; зниження вартості будівництва. Блокування повинно забезпечити поточність технологічних процесів і вантажних потоків, санітарно-гігієнічні умови і виконання протипожежних вимог. Дуже важливо при поверховому розміщенні врахувати температуру кожного з приміщень. У підвальних приміщеннях з підлогами, розміщеними на ґрунті, розташовують камери для зберігання охолоджених вантажів при температурі не нижче від 0°C.

На першому поверсі (за наявності підвалу) розміщують морозильні камери, приміщення для приймання, підготовки до зберігання і видачі продуктів, а також камери для зберігання дефектних вантажів. На другому, третьому та інших поверхах розташовують камери зберігання морожених вантажів.

Дефростер - це спеціальна камера холодильника, яка має опалення і підсилену циркуляцію повітря. У дефростері відбувається повільне розморожування м'яса, риби й отеплення деяких продуктів (яєць, фруктів, ягід тощо). При повільному розморожуванні м'ясо, риба краще зберігають свою первинну якість. Отеплення продуктів перед вивантаженням з холодильника запобігає їх поверхневому зволоженню, яке виникає за різкої зміни температури навколишнього повітря.

Карантинна камера для короткотермінового зберігання дефектних товарів розміщується ізольовано.

Приміщення для фасування товарів у багатоповерхових холодильниках можуть займати підвальний, перший і другий поверхи. До них примикають камери для зберігання фасованих товарів.

Адміністративно-побутові і підсобно-технічні приміщення розміщують в одній будівлі з оперативно-складськими. До оперативно-складських приміщень можуть примикати кімнати для експедиторів і товарознавців. У деяких холодильниках великої місткості (до 10 000 т) адміністративно-побутові приміщення розташовані в окремому корпусі.

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Машинне відділення холодильника розміщують ближче до блоку охолоджувальних камер. Воно має тільки один вихід назовні з дверима, що відкриваються в бік виходу. Над приміщенням машинного відділення і холодильними камерами з безпосереднім випаровуванням аміаку, а також суміжних з ними приміщеннями не можна розташовувати кімнати, в яких перебувають люди.

Перехід із машинного відділення в допоміжні здійснюється через тамбур-шлюз, що має постійний підпір повітря і протипожежні двері, що без замків самозакриваються.

Зовнішній майданчик включає насосне відділення, над яким розміщені градирні.

У насосному відділенні розташовано три насоси, пов'язані колекторами. Стіни насосного відділення виконані з цегли. Градирні встановлені на металевій конструкції. Для постійного обслуговування градирень влаштовано майданчик з огорожами і двома сходами, піднятий на 3,3 метра над рівнем підлоги.

Флодоовочесховища бувають стаціонарного типу (склади-будівлі) і тимчасового (бурти і траншеї). Плоди зберігають тільки в стаціонарних спорудах. Сховища стаціонарного типу для овочів і плодів класифікують за спеціалізацією, місткістю, ступенем заглиблення в землю і наявністю огорожувальних пристроїв. До спеціалізованих складів відносять овочесховища і фруктосховища; до вузькоспеціалізованих — сховища для картоплі, капусти, цибулі тощо.

Спеціалізовані і вузькоспеціалізовані сховища можуть бути малої місткості - до 500 т, середньої місткості - від 500 до 2 тис. т, великої місткості - понад 2 тис. т. Великі флодоовочеві бази (на 40-80 тис. т), як правило, є універсальними і призначаються не тільки для зберігання картоплі, овочів, фруктів, а й для квасіння, соління овочів, маринування, фасування продуктів, виробництва різних флодоовочевих готових виробів.

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Будівлі плодоовочесховищ бувають наземні і заземлені. Заземлені сховища порівняно з наземними більш зручні для підтримання необхідної температури, вологості і виконання завантажувальних операцій безпосередньо із залізничних вагонів або автомашин через люки.

Плодоовочесховища можуть бути не охолоджувані і охолоджувані (з природними або штучними джерелами холоду).

Сучасні стаціонарні сховища для овочів і плодів споруджуються зі збірного залізобетону і цегли. Сітка колон у сховищах береться 6х6 або 6 х 9 м. Для спорудження фундаментів застосовуються залізобетонні балки, стін - залізобетонні панелі з термоізоляцією, покриттів - збірний залізобетон з термоізоляцією. У сховищах з доброю теплоізоляцією забезпечується краще регулювання температури, вологості повітря і запобігається конденсації водяних парів із внутрішнього боку покрівлі.

У будівлях сховищ розміщуються оперативні і деякі обслуговуючі приміщення. Адміністративно-побутові і допоміжні приміщення розташовуються переважно в ізольованих будівлях. Перелік оперативних приміщень залежить від спеціалізації, місткості сховищ, характеру й обсягу виконуваних операцій. У великих фруктосховищах є експедиції, камери для зберігання свіжих продуктів, приміщення для охолодження, дозрівання й дефростації фруктів. У таких сховищах з одного боку будівлі передбачається критий залізничний дебаркадер, а з другого - закрита й утеплена автомобільна платформа.

До підсобно-технічних приміщень охолоджуваних сховищ належать: машинне відділення з компресорними установками, котельня, вентиляційна камера тощо. У сховищах використовується повітряне охолодження за допомогою повітроохолоджувачів і розсільно-батареїне.

Найбільш досконалою вентиляцією для зберігання є активна, або притоко-витяжна, при якій чисте повітря за допомогою електровентиляторів подається всередину сховища та продувається через товщу продукту. Попередньо це повітря може доводитися спеціальними пристроями до

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

потрібної температури і вологості. Застосування активної вентиляції знижує втрати картоплі з 10-15 до 5-6%, дозволяє збільшити висоту завантаження від 1,4-1,6 до 3 м.

Застосування контейнерів для зберігання картоплі, овочів і плодів сприяє механізації завантаження, транспортування до місць зберігання й всередині сховищ, калібрування, сортування і подавання продуктів для навантаження на автомашины.

Для зберігання картоплі й овочів використовуються також склади тимчасового типу: бурти і траншеї. Бурти влаштовуються на сухих, підвищених місцях, де не збираються атмосферні опади і ґрунтові води проходять на відстані не менш як 14 м від поверхні землі. У землі роблять заглиблення завдовжки 15-20 м, завширшки 1,7-2 м і завглибшки 0,2 м. Бурти розміщують з урахуванням напрямку вітру, для того щоб у зимовий період вони менше охолоджувались.

Картопля й овочі укладаються в котлован висотою до 1,1 м і вкриваються зверху теплоізоляційними матеріалами: соломою, землею, тирсою, торфом, комишем. Для вентиляції в буртах установлюють притокові і витяжні труби. Притокові труби встановлюють горизонтально вздовж усього котловану, а витяжні труби — вертикально через кожні 4 м в центральній частині бурту. Вертикальні труби мають висоту 2,5 м і решітчасту конструкцію, що підвищує інтенсивність вентиляції. При зберіганні картоплі в буртах повинна підтримуватись температура від 1 до 3°C. Уздовж бурта з обох боків прокладають водостокові канавки.

Траншеї для зберігання картоплі й овочів мають більш глибокі котловани, ніж бурти. Для траншеї підбирають ділянку з глибоким заляганням ґрунтових вод - не менш як 3 м від поверхні землі. Глибина траншеї 0,6-1,2 м, довжина 10-15 м, ширина 1-1,5 м. Для термоізоляції використовують соломку і землю, які укладаються загальним шаром (0,6 м) залежно від зниження температури навколишнього повітря. На відміну від буртів, у траншеях не встановлюють вентиляційні труби.

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

1. ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ

Обладнання холодильної установки розташовується в машинному, насосному відділенні та на зовнішньому майданчику.

Машинне відділення і допоміжні приміщення розташовуються в прибудові до будівлі холодильника.

У машинному відділенні розташовуються компресорні агрегати, проміжні посудини, масловіддільник, водяні конденсатори, лінійний, дренажний і циркуляційні ресивери.

Машинне відділення має два виходи, максимально віддалених один від одного, один безпосередньо назовні, а другий через тамбур-шлюз у коридор допоміжних приміщень. Водяні конденсатори, циркуляційні ресивери і масловіддільник розміщені на майданчику з огорожами і двома сходами (оскільки довжина майданчика понад 6 метрів), піднятому над рівнем підлоги на 3 метри. Майданчик призначений для постійного обслуговування обладнання розташованого на ньому. Під циркуляційними ресиверами і аміачними насосами, а також під водяними конденсаторами і лінійним ресивером передбачені піддони для аварійного збору аміаку, що витік з обладнання.

Допоміжні приміщення забезпечують роботу холодильної установки і санітарно-побутові умови роботи персоналу компресорного цеху. Ці приміщення відокремлені від машинного відділення вогнетривкою стіною.

Допоміжні приміщення включають: пульт автоматизації; електророзподільну; вентиляційну камеру; ремонтну майстерню; комори приміщення, побутові приміщення, кімнати приймання їжі. Звукоізольоване приміщення пульта автоматизації, суміжне з машинним відділенням, обладнане прорізом із герметичним склінням у стіні. При цьому в приміщенні пульта підтримують надлишковий тиск повітря, що перешкоджає проникненню в нього повітря з машинного відділення. Загальна довжина шляху проходами з будь-якої точки машинного відділення до дверей не перевищує допустимі 30 м.

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

2. ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

Опис технологічного процесу

Розподільний холодильник призначений для зберігання різних видів продукції: мороженого м'яса в блоках, мороженого м'яса птиці, овочів, сирів, що представлено на Рис.2.1. Найважливішим завданням на будь-якому холодильнику є підтримка заданого температурного і вологісного режиму в камерах, так як від цих параметрів безпосередньо залежить термін зберігання продукту і його якість зберігається.

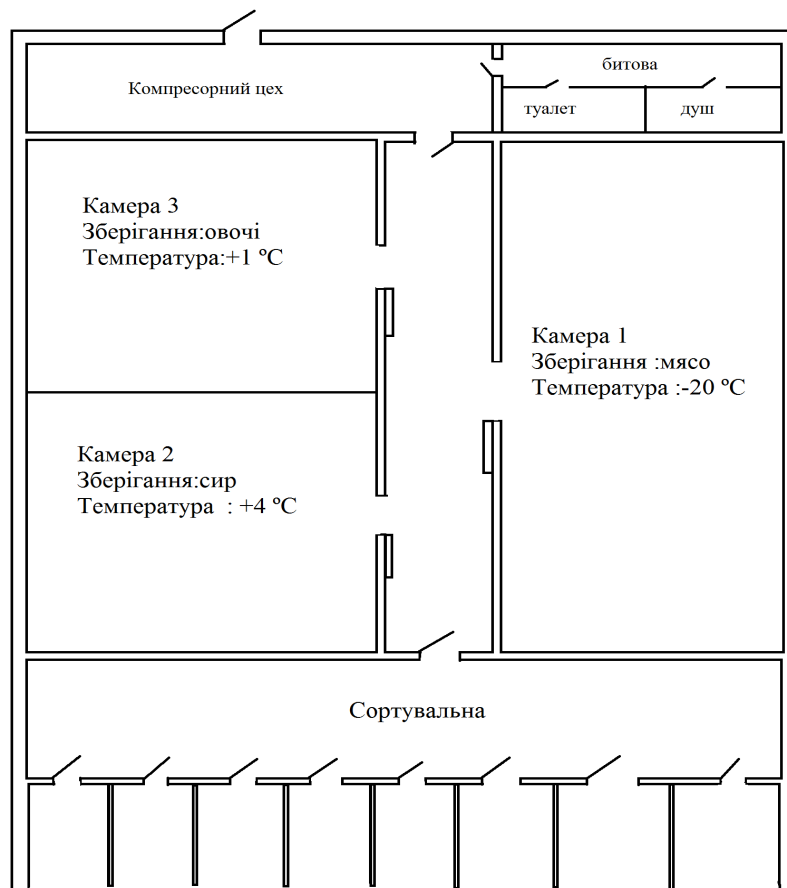


Рис.2.1 План розподільчого холодильника.

Температура і вологість камер збережених продуктів:

Сир - $t=+4$ °C, $\varphi=80...90\%$;

Овочі - $t=+1$ °C, $\varphi=80...90\%$;

М'ясо - $t=-20$ °C, $\varphi=90...95\%$;

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22

Арк.

14

2.1 Визначення основних розмірів камер холодильника.

Розрахунок розмірів камер зберігання виконуємо по кожному виду збережених продуктів.

Вантажний обсяг камери (тобто обсяг, зайнятий вантажем) визначається по формулі:

$$V_{\text{в}} = G/g_v, \quad (2.1.1)$$

де G - маса збереженого продукту, т.;

g_v - норма завантаження одиниці вантажного обсягу, т/м³. Розмір g_v різний для різних продуктів і перебуває в межах (0,2...0,8) т/м³.

Значення g_v в залежності від продукту:

М'ясо (блочне), птиця – 500т

Сир – 250т

Овочі – 250т

$$V_{B1} = \frac{500}{0,7} = 715 \text{ м}^3$$

$$V_{B2} = \frac{250}{0,28} = 893 \text{ м}^3$$

$$V_{B3} = \frac{250}{0,3} = 835 \text{ м}^3$$

2. Вантажна площа камери (тобто площа підлоги, зайнята вантажем) визначається по формулі:

$$F_{\text{в}} = V_{\text{в}}/h_{\text{зр}}, \quad (2.1.2)$$

де $h_{\text{зр}}$ - висота складування продукту (грузова висота).

Приймаємо $h_{\text{зр}1}=4$ м, $h_{\text{зр}2}=4$, $h_{\text{зр}3}=4$

$$F_{B1} = \frac{715}{4} = 180 \text{ м}^2$$

$$F_{B2} = \frac{893}{4} = 225 \text{ м}^2$$

$$F_{B3} = \frac{835}{4} = 210 \text{ м}^2$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Будівельна площа камери включає вантажну площу, а також ділянки підлоги камери, не зайняті вантажем.

До них відносять:

- необхідні мінімальні технологічні відступи від стін і пристінних охолоджувальних приладів (0,3 м);
- мінімальні проходи для огляду збережених продуктів (0,8 м);
- проходи для проведення вантажних робіт вручну (1,2 м);
- проїзди для штабелеукладачів, якщо передбачено механізацію вантажних робіт (3 м);
- вільні площадки біля дверей (5...6) м².

Спочатку визначаємо умовну будівельну площу камери за формулою:

$$F_{\delta} = F_{\phi} / \beta, \quad (2.1.3)$$

де β - коефіцієнт використання будівельної площі камери.

Приймаємо в залежності від площі камери:

для середніх (F_{ϕ} в F_{δ} - (50...300) м²) $\beta = 0,75...0,8$;

$$F_{\delta 1} = \frac{180}{0,75} = 240 \text{ м}^2$$

$$F_{\delta 2} = \frac{225}{0,75} = 300 \text{ м}^2$$

$$F_{\delta 3} = \frac{210}{0,75} = 280 \text{ м}^2$$

Обираємо будівельну сітку колон 6×12 м.

Обираємо округлену кількість будівельних прямокутників:

$$n_{\text{БП}} = \frac{F_{\delta}}{F_{\text{БП}}}, \quad (2.1.4)$$

де $F_{\text{БП}}$ – площа будівельного прямокутника. Приймаємо $F_{\text{БП}} = 72 \text{ м}^2$

$$n_{\text{БП}} = \frac{240}{72} = 3.3 \quad \text{Приймаємо } 4$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$n_{\text{БП2}} = \frac{300}{72} = 3.9 \text{ Приймаємо } 4$$

$$n_{\text{БП2}} = \frac{280}{72} = 3.7 \text{ Приймаємо } 4$$

Дійсні розміри камер: перша - 12×24 м, друга - 12×24 м, третя - 12×24 м.

Визначаємо дійсну місткість камер за формулою:

$$G_{\text{д}} = F_{\text{с}} \cdot \beta \cdot h_{\text{сп}} \cdot g_{\text{в}}, [m] \quad (2.1.5)$$

$$G_{\text{д1}} = 12 \cdot 24 \cdot 0,75 \cdot 4 \cdot 0,7 = 504 m$$

$$G_{\text{д2}} = 12 \cdot 24 \cdot 0,75 \cdot 4 \cdot 0,28 = 252 m$$

$$G_{\text{д3}} = 12 \cdot 24 \cdot 0,75 \cdot 4 \cdot 0,3 = 270 m$$

Визначаємо повну дійсну місткість холодильника за формулою:

$$G_{\text{дх}} = G_{\text{д1}} + G_{\text{д2}} + G_{\text{д3}}, [m] \quad (2.1.6)$$

$$G_{\text{дх}} = 504 + 252 + 270 = 1026 m$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок вантажного фронту

Для приймання і відпускання вантажів слугують експедиції, залізничні й автомобільні платформи. Експедиції розміщують головним чином у центрі камер для зберігання товарів. На великих холодильниках улаштовують закриті залізничні і авторефрижераторні платформи (дебаркадери), які оснащують холодильним обладнанням і використовують для короткотермінового зберігання швидкопсувних продуктів і виконання операцій з приймання, сортування і відпускання товарів. Двері на холодильниках переважно стулчасті. Для створення термоізолюючого повітряного прошарку біля дверей холодильних камер роблять тамбури. У дверей камер і воріт дебаркадерів можуть улаштовуватись повітряні завіси, що створюються вентилятором з дифузором, які при відкриванні дверей автоматично включаються.

Розрахунок довжини автомобільної платформи:

$$L = \frac{G_{авт} * b_{авт} * \psi_{пер} * \tau_{авт} * m_{авт}}{g_{авт} * \eta_{исп.авт}} \text{ м}, \quad (2.2.1)$$

де, $G_{авт}$ - кількість вантажів надходять і випускаються через автомобільну платформу за добу, т (60),

$b_{авт}$ - ширина кузова автомашини, м (3,5),

$\psi_{пер}$ - частка загального числа автомашин, що обробляється за першу зміну (0,85),

$\eta_{исп. авт}$ - коефіцієнт використання вантажопідйомності машини (0,7),

$\tau_{авт}$ - час завантаження і вивантаження однієї машини, ч (1),

$m_{авт}$ - коефіцієнт нерівномірності прибуття машин (1,5).

$g_{авт}$ - вантажопідйомність автомобіля, т (20)

$$L = \frac{60 * 3,5 * 0,85 * 0,7 * 1,5}{20 * 0,7} = 13,5 \text{ м}$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок числа механізмів необхідних для виробництва вантажних робіт:

$$n_{\text{гр.мех.}} = \frac{(G_{\text{пос}} + G_{\text{вып}}) * \tau_{\text{ц}} * \psi_{\text{см}} * 1,2}{g_{\text{м}} * \eta_{\text{исп}} * 480} \text{ шт.}, \quad (2.3.1)$$

де, $G_{\text{пос}}$ - маса вантажу поступаемого на холодильник, т (30),

$G_{\text{вып}}$ - маса вантажу, що випускається з холодильника, т (30),

$\tau_{\text{ц}} = 20$ хв. - Тривалість роботи механізму,

$\psi_{\text{см}} = 0,7$ - частка всього обсягу вантажних робіт виконуваних протягом першої зміни,

$g_{\text{м}} = 2$ т - вантажопідйомність механізму,

$\eta_{\text{исп}}$ - коефіцієнт використання вантажопідйомності механізму, (0.7)

$$n_{\text{гр.мех.}} = \frac{(30+30)*20*0,7*1,2}{2*0,7*480} = 1.5 \text{ шт.}$$

З урахуванням запасу приймаю $n_{\text{гр.мех.}} = 2$ шт.

Приймаю Електричний навантажувач Toyota 7FBMF20 вантажопідйомністю 2000 кг і з висотою підйому 4,7 м.

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. РОЗРАХУНОК ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Кліматична довідка:

Одеса розташована у південній частині України. Особливість Одеси — небезпечні геологічні процеси, пов'язані з наявністю лесових товщ та розвитком техногенного підтоплення. Особливо ці процеси проявляються на узбережжі. Підтоплення створює передумови розвитку просадок у лесових породах та зсувів, призводить до деформації та руйнування будівель.

Для міста характерний степовий тип клімату (Класифікація кліматів Кеппена: *BSk*). Максимальна кількість опадів припадає на період з середини жовтня до середини квітня. Влітку будь-які опади в Одесі трапляються рідше, проте найчастіше набувають форми сильної зливи із грозою. Під час зміни клімату на Землі, клімат міста поступово набуває характеристик середземноморського клімату (*Csa*) з м'якою, досить вологою зимою і теплим, навіть спекотним, найчастіше посушливим літом.

м. Одеса

Розрахункова літня температура $t_n=32$ °C

Розрахункова літня вологість повітря $\varphi_n=63\%$

Холодильник ємкістю 1300 тонн

Продукт: м'ясо, сир, овочі

Будівельні матеріали стін: цегла, теплоізоляція – пінополіуретан

Розподіл продуктів по холодильнику у відношенні 2:1:1

3.1 Визначення товщини теплоізоляційного матеріалу

Після складання планування холодильника і вибору всіх елементів його будівельно-ізоляційної конструкції визначають товщини ізоляційних шарів

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

огорожень. Для цього необхідно знати коефіцієнти теплопередачі всіх огорожень холодильника – зовнішніх і внутрішніх.

Коефіцієнти теплопередачі огорожень визначають техніко – економічними розрахунками, або за довідковими таблицями. Значення цих коефіцієнтів повинні враховувати реальні товщини ізоляційних і інших шарів огорожень.

Нижче приведені аналітичні залежності, що дозволяють з достатньою точністю визначати розрахункові значення коефіцієнтів теплопередачі для огорожень холодильних камер.

Більша частина території України відноситься до середньої кліматичної зони, де середньорічна температура повітря позитивна, але нижча 9°C. Для цієї зони коефіцієнти теплопередачі зовнішніх стін холодильних камер $K_{ЗС}$ можна обчислити за формулою:

$$K_{ЗС} = 0,16e^{0,022(40+t_k)} \quad [Вт/(м^2К)], \quad (3.1.1)$$

де t_k - температура камери.

Коефіцієнти теплопередачі покриттів холодильників, які не мають горіщ,

$$K_{БП} = 0,95K_{ЗС}, \quad (3.1.2)$$

Коефіцієнти теплопередачі внутрішніх стін і перегородок, що відокремлюють охолоджувані приміщення від не охолоджуваних, але неопалюваних.

$$K_{НО} = 1,18K_{ЗС}, \quad (3.1.3)$$

Коефіцієнти теплопередачі внутрішніх стін, перегородок і міжповерхових перекриттів між охолоджуваними приміщеннями можна обчислити за формулою.

$$K_{ВН} = \frac{1}{2 + 0,07\Delta t_n}, \quad [Вт/(м^2К)], \quad (3.1.4)$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де Δt_n - різниця між температурами повітря більш теплого і холодного охолоджуваних приміщень по обидва боки огороження.

Коефіцієнти теплопередачі підлоги, яка підігрівається, розраховуємо як коефіцієнти теплопередачі через зовнішні стіни.

Отримані данні по трьом камерам вносимо у таблицю

Таблиця 3.1.1

Значення коефіцієнтів теплопередачі

№ Камери	1	2	3
Температура камери, °С	-20	+4	+1
	$K, \text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$	$K, \text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$	$K, \text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$
Покриття	0,235	0,398	0,374
Зовнішні стіни	0,248	0,419	0,393
Неопалені з корид.	0.292	0,495	0,461
Перегородки	0.262	0,452	0.452
Підлога	0,262	0.45	0.4

Визначаємо товщину теплоізоляції камер.

Камера №1

Таблиця 3.1.2

Покриття

Бетонна стяжка	$\delta_1=0,04 \text{ м}$	$\lambda_1=1,86 \text{ Вт}/\text{м}\cdot\text{К}$
пінополіуретан	$\delta_2=0.14\text{м}$	$\lambda_2=0,035\text{Вт}/\text{м}\cdot\text{К}$
Залізобетонна плита	$\delta_3=0,22\text{м}$	$\lambda_3=2,04\text{Вт}/\text{м}\cdot\text{К}$

$$\delta_{\text{із}} = \left(\frac{1}{K} - R \right) \cdot \lambda_{\text{із}}, \text{ м} \quad (3.1.5)$$

де $\lambda_{\text{із}}$ - розрахункове значення коефіцієнта теплопровідності обраного ізоляційного матеріалу огороження;

R –розрахунковий термічний опір:

$$R = \frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_k} \quad (3.1.6)$$

де α_3 і α_k - розрахункові значення коефіцієнтів тепловіддачі з зовнішнього та внутрішнього боків огороження ($\alpha_3=23 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$, $\alpha_k=9\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$)
 δ та λ – товщина і коефіцієнт теплопровідності кожного будівельного шару конструкції огороження

$$R = \frac{1}{23} + \frac{0,04}{1,86} + \frac{0,22}{2,04} + \frac{1}{9} = 0,282 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

$$\delta_{\text{із}} = \left(\frac{1}{0,235} - 0,282 \right) \cdot 0,035 = 0,139 \text{ м}$$

У випадку прийняття товщини ізоляції більшої ніж розрахункова, проводиться перерахунок коефіцієнту теплопровідності K за формулою:

$$K_{\delta} = \frac{1}{\frac{\delta}{\lambda} + R}, \quad \text{Вт}/(\text{м}^2\text{К}) \quad (3.1.7)$$

$$K_{\delta} = \frac{1}{\frac{0,139}{0,035} + 0,193} = 0,236 \quad \text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

Таблиця 3.1.3

Зовнішня стіна

Штукатурка цементна (3 шару)	$\delta_1=0,02 \text{ м}$	$\lambda_1=0,88\text{Вт}/\text{м}\cdot\text{К}$
Кладка цегельна	$\delta_2=0,36 \text{ м}$	$\lambda_2=0,82\text{Вт}/\text{м}\cdot\text{К}$
Пінополістерол ПСБ-С	$\delta_3=0,13\text{м}$	$\lambda_3=0,035\text{Вт}/\text{м}\cdot\text{К}$

$$R = \frac{1}{23} + 3 \cdot \frac{0,02}{0,88} + \frac{0,36}{0,82} + \frac{1}{9} = 0,686 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}, \quad (3.1.8)$$

$$\delta_{\text{із}} = \left(\frac{1}{0,248} - 0,686 \right) \cdot 0,035 = 0,117 \text{ м}$$

Приймаємо 1 лист по 100 мм и 1 лист по 30мм

Перераховуємо коефіцієнт теплопровідності К:

$$K_o = \frac{1}{\frac{0,13}{0,035} + 0,686} = 0,227 \quad \text{Вт/(м}^2\text{К)}$$

Таблиця 3.1.4

Внутрішня стіна

Штукатурка цементна (3 ару)	$\delta_1=0,02$ м	$\lambda_1=0,88$ Вт/м·К
Кладка цегельна	$\delta_2=0,25$ м	$\lambda_2=0,82$ Вт/м·К
Пінополістерол ПСБ-С	$\delta_3=0,1$ м	$\lambda_3=0,035$ Вт/м·К

$$R = \frac{1}{8} + 3 \cdot \frac{0,02}{0,88} + \frac{0,25}{0,82} + \frac{1}{9} = 0,609 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}, \quad (3.1.9)$$

$$\delta_{13} = \left(\frac{1}{0,292} - 0,609 \right) \cdot 0,035 = 0,098 \text{ м}$$

Приймаємо 1 лист по 100 мм

Перераховуємо коефіцієнт теплопровідності К:

$$K_o = \frac{1}{\frac{0,1}{0,035} + 0,609} = 0,288 \quad \text{Вт/(м}^2\text{К)}$$

У камері №1 використовується підлога із підігрівом.

Таблиця 3.1.5

Підлога

Монолітне бетонне покриття	$\delta_1=0,04$ м	$\lambda_1=1,86$ Вт/м·К
Арміровано-бетонна стяжка	$\delta_2=0,08$ м	$\lambda_2=1,86$ Вт/м·К
Пінополістирол ПСБ-С	$\delta_3=0,05$	$\lambda_3=0,030$ Вт/м·К
Цементно-пісчаний розчин	$\delta_4=0,025$ м	$\lambda_4=0,98$ Вт/м·К
Шар утрамбованого піску	$\delta_5=1,35$ м	$\lambda_5=0,58$ Вт/м·К

$$R = \frac{0,04}{1,86} + \frac{0,08}{1,86} + \frac{0,025}{0,98} + \frac{1,35}{0,58} + \frac{1}{9} = 2,54 \frac{m^2 K}{Bm}$$

$$\delta_B = \left(\frac{1}{0,262} - 2,53 \right) \cdot 0,035 = 0,045 \text{ м}$$

Приймаємо 1 лист по 50 мм.

Перераховуємо коефіцієнт теплопровідності K:

$$K_\delta = \frac{1}{\frac{0,05}{0,035} + 2,53} = 0,253 \text{ , } Bm/(m^2 K)$$

Розраховані значення коефіцієнтів теплопровідності зводимо до таблиці 3.1.6

Таблиця 3.1.6

Товщина будівельних огорожень, ізоляції та значення коефіцієнтів теплопровідності.

№ кам.	Тип огороження	$\delta_B, \text{м}$	$K_\delta, \text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$	R, м ² К/Вт
Камера №1	Покриття	0,14	0,236	0,193
	Зовнішня стіна	0,13	0,227	0,686
	Внутрішня стіна	0,1	0,288	0,609
	Підлога	0,05	0,253	2,54
Камера №2	Покриття	0,11	0,276	0,193
	Зовнішня стіна	0,05	0,330	0,686
	Перегородка (+4/+1)	0,05	0,370	0,437
	Внутрішня стіна	0,05	0,340	0,609
	Підлога	0,05	0,208	2,53
Камера №3	Покриття	0,08	0,233	0,193
	Зовнішня стіна	0,05	0,336	0,686
	Перегородка (+1/+4)	0,05	0,370	0,437
	Внутрішня стіна	0,3	0,310	0,609
	Підлога	0,05	0,205	2,54

3.2 Розрахунок теплопритоків

3.2.1 Розрахунок теплопритоків через огородження.

Розрахунок теплопритоків через кожне огородження споживача холоду (крім підлог, що не обігріваються, розташованих на ґрунті) здійснюють за формулою:

$$Q_1 = \kappa F(\Delta t + \Delta t_c), \text{Вт}, \quad (3.2.1)$$

де Δt - різниця температур між зовнішнім середовищем або сусіднім, більш теплим приміщенням та охолоджуваним об'єктом. Для внутрішніх стін Δt приймаємо в розмірі 70% від значення Δt для зовнішніх стін.

κ – розрахунковий коефіцієнт теплопередачі для даного огородження, Вт/(м²К);

F – площа поверхні даного огородження, м²;

Δt_c - надлишкова різниця температур від впливу сонячного випромінювання на дане огородження:

$$\Delta t_c = P \frac{\varepsilon_c \cdot q_c}{\alpha_s}, \quad (3.2.2)$$

де P – коефіцієнт проникності, що залежить від масивності огородження, що опромінюється, сонцем. Приймаємо його рівним 0,75 (для масивних огороджень);

q_c - розрахункова напруга сонячного випромінювання для літнього періоду, Вт/м²;

Приймаємо значення q_c враховуючи тип огородження, його розташування та широту м. Одеса ([49⁰]):

для західної сторони - $q_c = 450$ Вт/м²

для східної та південної сторони - $q_c = 380$ Вт/м².

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ε_c - коефіцієнт поглинання сонячного випромінювання поверхні огороження. Приймаємо для руберойду, який використано для покрівлі, дорівнює 0,86, для зовнішніх стін білого кольору – 0,4.

Розрахуємо Δt_c для стін та покриття в кожній камері. Ця величина буде враховуватися лише один раз для однієї зі стін камери:

$$\text{для західної стіни} - \Delta t_c = 0,75 \cdot ((0,86 \cdot 450) / 23) = 6,01 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{для східної та південної стіни} - \Delta t_c = 0,75 \cdot ((0,4 \cdot 380) / 23) = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Камера №1

Покриття:

$$F = 30 \cdot 8 = 240 \text{ м}^2$$

$$\Delta t = 32 - (-20) = 52 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q_1 = 0,236 \cdot 240 \cdot 70,5 = 3993,12 \text{ Вт}$$

Всі розрахунки вносимо до таблиці 3.2.1 для кожної стіни та всіх камер.

Таблиця 3.2.1

Теплопритоки через огороження.

Камера №1		K_d , Вт/(м ² К)	F, м ²	t _к	Δt , °C	Δt_c , °C	Q ₁ , Вт
	Покриття	0,236	240	-20	52	18,5	3993,12
	Західна стіна	0,288	180	-20	40	0	2073,6
	Північна стіна	0,288	48	-20	40	0	552,96
	Східна стіна	0,227	180	-20	52	5	2174,144
	Південна стіна	0,288	48	-20	40	0	552,96
	Підлога	0,253	240	-20	21	0	1275,12
	ΣQ_1 , Вт						10619,2
Камера №2	Покриття	0,276	300	+4	28	18,5	3808,8
	Західна стіна	0,330	90	+4	28	6	1009,8
	Північна стіна	0,370	120	+4	-3	0	-133,2
	Східна стіна	0,34	90	+4	16	0	489,224
	Південна стіна	0,34	120	+4	16	0	652,8
	Підлога	0,208	300	+4	3	0	187,2
	ΣQ_1 , Вт						6013,6

Камера №3		K_d , Вт/(м²К)	F, м²	tk	Δt , °C	Δt_c , °C	Q1, Вт
	Покриття	0,233	300	+1	31	18.5	3460.05
	Західна стіна	0,336	90	+1	31	6	1118.88
	Північна стіна	0,310	120	+1	19	0	706.8
	Східна стіна	0,310	90	+1	19	0	530.1
	Південна стіна	0,370	120	+1	3	0	133.2
	Підлога	0.215	300	+1	3	0	193.5
	$\Sigma Q1$, Вт						6140

3.2.2 Розрахунок теплопритоків від вантажів при їх холодильній обробці

При усіх видах холодильної обробки вантажів, теплопритоки можна розрахувати за формулою:

$$Q_{2в} = \frac{G_n \cdot \Delta h}{0,0864}, \text{ Вт} \quad (3.2.2.1)$$

де G_n – добове надходження вантажу (т/добу). Приймається від 6 до 8% в залежності від місткості камери:

для камери №1 – $G_n = 504 \cdot 0,08 = 40.32 \text{ т/добу}$;

для камери №2 – $G_n = 252 \cdot 0,08 = 20.16 \text{ т/добу}$;

для камери №3 – $G_n = 270 \cdot 0,08 = 21.6 \text{ т/добу}$;

Δh – різниця ентальпій при надходженні та зберіганні вантажу (кДж/кг).

Розраховується за формулою:

$$\Delta h = h_n - h_k, \text{ кДж/кг} \quad (3.2.2.2)$$

де h_n , h_k – ентальпії вантажу в момент надходження до камери та на кінцевій стадії холодильної обробки відповідно. Приймаються в залежності від температури в камері, температури надходження вантажу та його типу:

Температуру продуктів, що надходять в камери схову заморожених продуктів – (-8...-10) С. Температуру охолоджених продуктів, що надходять у камери схову промислових багатоцільових холодильників, приймають рівною (5...6) С. Температуру продуктів, що надходять у холодильники і плодоовочесховища без попереднього охолодження, приймають на

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

(5...8) С нижче літньої розрахункової температури зовнішнього повітря.

для камери №1 (мясо)

$$t_k = -20 \text{ }^\circ\text{C} \Rightarrow h_k = 7 \text{ кДж/кг}$$

$$t_n = -16 \text{ }^\circ\text{C} \Rightarrow h_n = 14 \text{ кДж/кг}$$

для камери №2 (сыр)

$$t_k = +4 \text{ }^\circ\text{C} \Rightarrow h_k = 28 \text{ кДж/кг}$$

$$t_n = +8 \text{ }^\circ\text{C} \Rightarrow h_n = 39.5 \text{ кДж/кг}$$

для камери №3 (овочі)

$$t_k = +1 \text{ }^\circ\text{C} \Rightarrow h_k = 274 \text{ кДж/кг}$$

$$t_n = +5 \text{ }^\circ\text{C} \Rightarrow h_n = 290 \text{ кДж/кг}$$

$$\Delta h_1 = 14 - 7 = 7 \text{ кДж/кг}$$

$$\Delta h_2 = 39.5 - 28 = 11,5 \text{ кДж/кг}$$

$$\Delta h_3 = 290 - 274 = 16 \text{ кДж/кг}$$

Якщо охолоджуються харчові продукти, що перебувають в тарі, то обчислюється додатковий теплопритоки $Q_{2т}$:

$$Q_{2т} = \frac{G_{тн} \cdot c_{рт} \cdot \Delta t}{0,0864}, \text{ Вт} \quad (3.2.2.3)$$

де $G_{тн}$ – добове надходження тари, т/добу. Приймається в залежності від виду тари:

тара сітка - 3%(овочі)

картонної тари – 10%(мясо),(сыр)

для камери №1

$$G_{тн} = 40.32 \cdot 0.1 = 4.32 \text{ т/добу}$$

для камери №2

$$G_{тн} = 20.16 \cdot 0.1 = 2.16 \text{ т/добу}$$

для камери №3

$$G_{тн} = 21.6 \cdot 0.03 = 0.648 \text{ т/добу}$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

– питома теплоємність тари, кДж/кгК. В залежності від виду тари приймаємо:

картонної тари – 1.46 кДж/кг*К

тара сітка- 0.46 кДж/кг*К

Розрахунки заносимо до таблиці 3.2.2 для кожної камери.

Таблиця 3.2.2

Тепло притоки від продукту

№камери	Gн,т/доб	Gтн, т/добу	Δh, кДж/кг	Δt, °C	Q2в, Вт	Q2т, Вт	Q2, Вт
1	40.32	4.32	7	4	3262,89	292	3555
2	20.16	2.16	11,5	4	2682.333	146	2828
3	21.6	0.648	16	4	4000	13.8	4014

3.2.3. Розрахунок теплопритоків із зовнішнім повітрям при вентиляції охолоджуваних приміщень

Оскільки в першій камері мінусова температура вентиляція там не потрібна. Для другої камери теплопритоки від вентиляції розраховуємо за формулою:

$$Q_3 = \frac{20 \cdot n \cdot \rho_k \cdot \Delta h}{3,6}, \text{ Вт} \quad (3.2.3.1)$$

де *n* – кількість працюючих в камері, чол. Приймаємо в залежності від площі камери:

для камер площею менш 400м² - 4-5 чоловіка,

Приймаємо:

Камера №1 – 4 чол.

Камера №2 – 4чол...

Камера №3 – 4чол.

ρ_k - щільність повітря при температурі і відносній вологості охолоджувального приміщення, $\text{кг}/\text{м}^3$. Приймаємо: $\rho_k = 1,287 \text{ кг}/\text{м}^3$.

h_n – ентальпія зовнішнього повітря, $\text{кДж}/\text{кг}$. Знаходимо з діаграми волого повітря по температурі зовнішнього повітря $t_n = 32 \text{ }^\circ\text{C}$ та вологості зовнішнього повітря $\varphi_n = 63 \%$. $h_n = 74 \text{ кДж}/\text{кг}$

h_k – повітря в камері, $\text{кДж}/\text{кг}$. Знаходимо з діаграми волого повітря по температурі повітря в камері ($t_k = +4^\circ\text{C}$) та вологості повітря в камері ($\varphi_k = 85\%$). $h_k = 15 \text{ кДж}/\text{кг}$.

$$Q_3 = \frac{20 \cdot 4 \cdot 1,287 \cdot (74 - 15)}{3,6} = 1688 \text{ Вт}$$

Для зберігання плодів та овочів тепло притоки від вентиляції (3 камера) розраховуються за наступною формулою:

$$Q_3 = \frac{V_{\text{бод}} \cdot a \cdot \rho_k \cdot (h_n - h_k)}{3,6 \cdot \tau}, \text{ Вт} \quad (3.2.3.2)$$

де $V_{\text{бод}}$ – чистий об'єм камери з урахуванням ізоляції, м^3 ;

a – кратність повітрообміну за добу. Приймається в залежності від виду вантажу: для фруктів $a = 4$.

ρ_k - щільність повітря при температурі і відносній вологості охолоджувального приміщення, $\text{кг}/\text{м}^3$. Приймаємо: $\rho_k = 1,25 \text{ кг}/\text{м}^3$.

h_n – ентальпія зовнішнього повітря, $\text{кДж}/\text{кг}$. Знаходимо з діаграми волого повітря по температурі зовнішнього повітря $t_n = 32 \text{ }^\circ\text{C}$ та вологості зовнішнього повітря $\varphi_n = 63 \%$. $h_n = 74 \text{ кДж}/\text{кг}$.

h_k – повітря в камері, $\text{кДж}/\text{кг}$. Знаходимо з діаграми волого повітря по температурі повітря в камері ($t_k = 1^\circ\text{C}$) та вологості повітря в камері ($\varphi_k = 90\%$). $h_k = 10 \text{ кДж}/\text{кг}$.

τ – щодобовий інтервал часу, протягом якого здійснюють вентиляцію камер, години.

$$V_{\text{бод}} = 20 \cdot 15 \cdot 6,5 = 1950 \text{ м}^3$$

$$Q_3 = \frac{1950 \cdot 4 \cdot 1,25 \cdot (74 - 10)}{3,6 \cdot 24} = 7222, \text{ Вт}$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

3.2.4. Розрахунок експлуатаційних теплопритоків від різних джерел

До експлуатаційних відносять теплопритоки різних за походженням джерел теплоти, що виникають при експлуатації охолоджуваних приміщень. Найпоширенішими джерелами експлуатаційних теплопритоків є електричні світильники, що перебувають в охолоджуваних об'єктах, холодильне механічне устаткування з електричним приводом, люди, що працюють в охолоджуваних приміщеннях, зовнішнє повітря, що проникає усередину камер при відкриванні дверей і люків.

Загальний експлуатаційний теплоприток розраховується за формулою:

$$Q_4 = Q_4^* + Q_4^{**} + Q_4^{***} + Q_4^{****}, \text{Вт}, \quad (3.2.4.1)$$

де Q_4^* - теплоприток від освітлення охолоджуваних приміщень, Вт;

Q_4^{**} - теплоприток від приводів електродвигунів, Вт;

Q_4^{***} - теплоприток від людей, що працюють в охолоджуваних приміщеннях, Вт;

Q_4^{****} - теплоприток від інфільтрації, Вт.

Теплоприток від електричного освітлення визначається за формулою:

$$Q_4^* = q_4^* \cdot j_{св} \cdot F_B, \text{Вт} \quad (3.2.4.2)$$

$$\text{Камера №1 } Q_4^* = 3 \cdot 0,33 \cdot 240 = 238 \text{Вт}$$

$$\text{Камера №2 } Q_4^* = 3 \cdot 0,33 \cdot 300 = 297 \text{Вт}$$

$$\text{Камера №3 } Q_4^* = 3 \cdot 0,33 \cdot 280 = 277 \text{Вт}$$

де q_4^* - питома норма потужності світильників загального освітлення.

Приймаємо його рівним 3 Вт/м².

F_B - будівельна площа охолоджуваного приміщення, м²

$j_{св}$ - коефіцієнт одночасності роботи світильників. Приймається в залежності від кількості зон освітлення, кількість яких залежить від площі приміщення:

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

$$j_{св} = 0,33$$

Теплоприток від електричних двигунів визначається за формулою:

$$Q_4^{**} = 1000 \cdot j_{св} \cdot \sum N_{дв}, \text{ Вт} \quad (3.2.4.3)$$

де $j_{св}$ - коефіцієнт одночасності роботи устаткування з електродвигунами. Приймається рівним від 0,4 до 1. Для камер зберігання приймаємо $j_{св} = 0,8$.

$\sum N_{дв}$ - розрахункова потужність електродвигунів кВт. Оскільки не відомі потужності електродвигунів, розраховуємо за наступною формулою:

$$\sum N_{дв} = 1,2(Q_1 + Q_2 + Q_3) \cdot m, \text{ кВт} \quad (3.2.4.4)$$

де m - коефіцієнт, зумовлений як відношення потужності електродвигуна до холодопродуктивності повітроохолоджувача. Приймаємо рівним 0,08.

Камера №1

$$\sum N_{дв} = 1,2(10619 + 3555 + 0) \cdot 0,06 = 1,02 \text{ кВт}$$

Камера №2

$$\sum N_{дв} = 1,2(6013 + 2828 + 1688) \cdot 0,06 = 0,758 \text{ кВт}$$

Камера №3

$$\sum N_{дв} = 1,2(6140 + 4014 + 7222) \cdot 0,06 = 1,251 \text{ кВт}$$

Камера №1

$$Q_4^{**} = 1000 \cdot 0,8 \cdot 1,02 = 816 \text{ Вт}$$

Камера №2

$$Q_4^{**} = 1000 \cdot 0,8 \cdot 0,758 = 606 \text{ Вт}$$

Камера №3

$$Q_4^{**} = 1000 \cdot 0,8 \cdot 1,251 = 1000$$

Вт

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплопритоки від працюючих людей визначається за формулою:

$$Q_4^{***} = q_4^{***} \cdot n, \text{ Вт} \quad (3.2.4.5)$$

де n – кількість людей, чол.

Камера №1 – 4 чол.

Камера №2 – 4чол.

Камера №3 –4чол.

q_4^{***} - тепловиділення однієї працюючої людини, Вт. Визначається за формулою:

$$q_4^{***} = 270 - 6 \cdot t_k$$

Камера №1

$$Q_4^{***} = 4(270 - 6 \cdot (-20)) = 1560 \text{ Вт}$$

Камера №2

$$Q_4^{***} = 4(270 - 6 \cdot +4) = 984 \text{ Вт}$$

Камера №3

$$Q_4^{***} = 4(270 - 6 \cdot 1) = 1056 \text{ Вт}$$

Теплопритоки при відкриванні дверей (від інфільтрації) визначаються за формулою:

$$Q_4^{****} = B \cdot F_B, \text{ Вт} \quad (3.2.4.6)$$

де B – питома витрата холоду при відкриванні дверей. В нашому випадку приймаємо: для камер зберігання заморожених продуктів 5 Вт/м^2 , для камер зберігання охолоджених продуктів 9 Вт/м^2 .

$$Q_4^{****} = 5 \cdot 240 = 1200 \text{ Вт}$$

$$Q_4^{****} = 9 \cdot 300 = 2700 \text{ Вт}$$

$$Q_4^{****} = 9 \cdot 300 = 2700 \text{ Вт}$$

Отримані розрахунки заносимо до таблиці 3.2.4.1

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

Таблиця 3.2.4.1

Розрахунок експлуатаційних теплоприпливів від різних джерел

	q'4	jсв	Q'4	jdв	m	Q''4	q'''4	n	Q'''4	B	Q''''4	ΣQ4
Камера1	3	0,33	238	0,8	0,06	816	390	4	1560	5	1200	3814
Камера2	3	0,33	297	0,8	0,06	606	246	4	984	9	2700	4587
Камера3	3	0,33	277	0,8	0,06	1000	264	4	1056	9	2700	5033

3.2.5. Розрахунок теплопритоків від дихання плодів і овочів.

Теплопритоки від дихання плодів і овочів визначають з урахуванням того, що в камеру завантажують плоди або овочі, що вимагають охолодження до температури збереження:

$$Q_5 = q_5^* \cdot G_{nm} + q_5^{**} \cdot (G - G_n), \text{ Вт} \quad (3.2.5.1)$$

де G_n - максимальне надходження плодів і овочів у камеру, т;

Величина G_n у формулі (2.13) повинна дорівнювати величині G_n , використуваної в розрахунку теплоприпливів при охолодженні плодів і овочів для даної камери.

q_5^* та q_5^{**} - питомі тепловиділення плодів та овочів при температурі їхнього надходження та збереження, Вт/т;

Кількість виділюваної теплоти від температури має експонентний характер:

$$q_t = q_0 \cdot e^{bt}, \text{ Вт/т}$$

де b – температурний коефіцієнт швидкості подиху, $^{\circ}\text{C}^{-1}$. Приймаємо в залежності від типу продукту $b=0.1319^{\circ}\text{C}^{-1}$ (для овочів);

q_0 – питома тепловиділення від продукту при $t=+20^{\circ}\text{C}$, Вт/т . Приймаємо в залежності від типу продукту $q_0=13,5 \text{ Вт/т}$.

Оскільки тільки в третій камери знаходяться моркви, саме для цієї камери проводимо розрахунок. В інших камерах цей теплоприток буде рівним нулю.

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$q_5^* = 13,5 \cdot e^{0,1319 \cdot 5} = 26,1 \text{ Вт/м}$$

$$q_5^{**} = 13,5 \cdot e^{0,1319 \cdot 1} = 15,4 \text{ Вт/м}$$

$$Q_5 = 26,1 \cdot 21,6 + 15,4(270 - 21,6) = 4386,6 \text{ Вт}$$

3.2.6. Визначення теплового навантаження і підбір холодильного устаткування

Усі отриманні значення теплопритоків заносимо до таблиці. В залежності від типу теплопритоку навантаження на компресор буде коливатися від 0 до 100% від даного теплопритоку. Навантаження на компресор від тепло притоку від вантажів при їх холодильній обробці складає 50%, теплопритоки від різних джерел – 75%. У інших випадках повне навантаження.

Таблиця 3.2.6.1

Навантаження на прилади охолодження та компресори

№	Q1, Вт		Q2, Вт		Q3, Вт		Q4, Вт		Q5, Вт		ΣQ, Вт	
	П.О.	КМ	П.О.	КМ	П.О.	КМ	П.О.	КМ	П.О.	КМ	П.О.	КМ
1	10619	10619	3555	1777.5	-	-	3814	3376	-	-	17988	15772
2	6013	6013	2828	1414	1688	844	4587	4243	-	-	15116	12514
3	6140	6140	4014	2007	7222	3611	5033	4578	4386	4386	26795	20722

4. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ХОЛОДИЛЬНОЇ СИСТЕМИ

Камера №1

Теплове навантаження на компресора визначимо для камери №1 з урахуванням втрат в системі при безпосередньому охолодженні у розмірі 5 % і коефіцієнта робочого часу 0.9: $\Sigma Q_{0\text{комп}} = 30 \cdot 1.05 \cdot 15772 / 0.9 = 552020 \text{ Вт}$

Тепловий розрахунок буде проводитися за наступними даними:

- температура кипіння аміаку $t_0 = -30 \text{ }^\circ\text{C}$;
- сумарна потрібна холодопродуктивність $\Sigma Q_{0\text{комп}} = 552020 \text{ Вт}$;
- температура конденсації аміаку $t_k = 35 \text{ }^\circ\text{C}$;
- перегрів на всмоктуванні $\Delta t_{\text{вс}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$;
- переохолодження після конденсатора $\Delta t_{\text{но}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$;

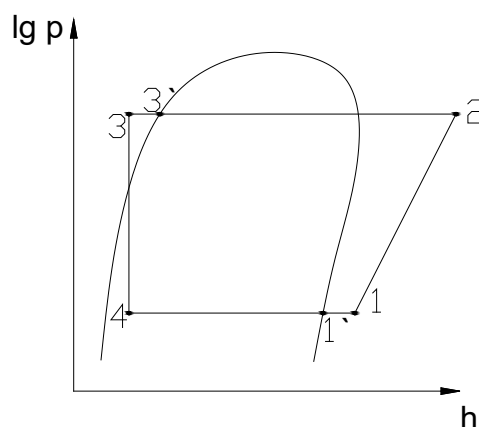


Рис.4.1 Цикл процесів

1-2 – стискування в компресорі; 2-3 – конденсація; 3-4 – дроселювання агента; 4-5 – кипіння у випарнику; 1'-1 – перегрівши на всмоктуванні; 3'-3 – переохолодження після конденсатора.

Таблиця 4.1

Розрахункові дані циклу холодильної машини

	1	2	3	4
t, °C	-25	150	30	-30
P, бар	1.2	15	15	1.2
h, кДж/кг	1425	1800	330	330
v, м³/кг	1	-	-	-

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22

Арк.

37

Питомі характеристики циклу:

- питома масова продуктивність:

$$q_0 = h_1 - h_4 = 1425 - 330 = 1095 \text{ кДж/кг}$$

- питома об'ємна продуктивність

$$q_v = q_0 / v_1 = 1095 / 1 = 1095 \text{ кДж/м}^3$$

- питома адіабатна робота стискування

$$l = h_2 - h_1 = 1800 - 1425 = 375 \text{ кДж/кг}$$

Масова витрата агента:

$$M_a = Q_0 / q_0 = 552.020 / 1095 = 0.5 \text{ кг/с}$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

$$V_d = M_a \cdot v_1 = 0.5 \cdot 1 = 0.5 \text{ м}^3/\text{с}$$

Коефіцієнт подачі компресора:

$$\lambda_c = 1 - 0.03 \cdot [(P_k / P_0)^{1/m} - 1] = 1 - 0.03 \cdot [(15 / 1.2)^{1/1.1} - 1] = 0.736$$

$$\lambda_w = T_0 / T_k = 243 / 308 = 0.788$$

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_w = 0.736 \cdot 0.788 = 0.58$$

Теоретичний об'єм компресора:

$$V_h = V_d / \lambda = 0.5 / 0.58 = 0.862 \text{ м}^3/\text{с}$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l = 0.5 \cdot 375 = 187.5 \text{ кВт}$$

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = N_a / (\lambda_w + b \cdot t_0) = 187.5 / (0.788 - 30 \cdot 0.0025) = 263 \text{ кВт}$$

Потужність тертя:

$$N_{mp} = V_h \cdot P_{тр} = 0.862 \cdot 60 = 51.72 \text{ кВт},$$

де $P_{тр}$ - середній тиск тертя, приймаємо для ам'ячних компресорів

$$P_{тр} = 60 \text{ кПа}.$$

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_i + N_{mp} = 263 + 51.72 = 315 \text{ кВт}$$

Електрична потужність компресора:

$$N_{эл} = N_e / \eta_{эл} = 315 / 0.93 = 340 \text{ кВт}$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

де $\eta_{\text{элДВ}}$ - КПД електродвигуна компресора.

Теоретичний коефіцієнт перетворення:

$$COP_m = q_0/l = 1095/375 = 2.92$$

Коефіцієнт перетворення циклу Карно:

$$COP_{\text{карно}} = T_k / (T_k - T_0) = 308 / (308 - 243) = 4.73$$

Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$COP_d = Q_0/N_e = 552.020/315 = 1.75$$

Камера №2

Теплове навантаження на компресора визначимо для камери №2 з урахуванням втрат в системі при безпосередньому охолодженні у розмірі 5 % і коефіцієнта робочого часу 0.9: $\Sigma Q_{0 \text{ комп}} = 6 \cdot 1.05 \cdot 12514 / 0.9 = 87588 \text{ Вт}$

Тепловий розрахунок буде проводитися за наступними даними:

- температура кипіння аміаку $t_0 = -6 \text{ }^\circ\text{C}$;
- сумарна потрібна холодопродуктивність $\Sigma Q_{0 \text{ комп}} = 87588 \text{ Вт}$;
- температура конденсації аміаку $t_k = 35 \text{ }^\circ\text{C}$;
- перегрів на всмоктуванні $\Delta t_{\text{вс}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$;
- переохолодження після конденсатора $\Delta t_{\text{но}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$;

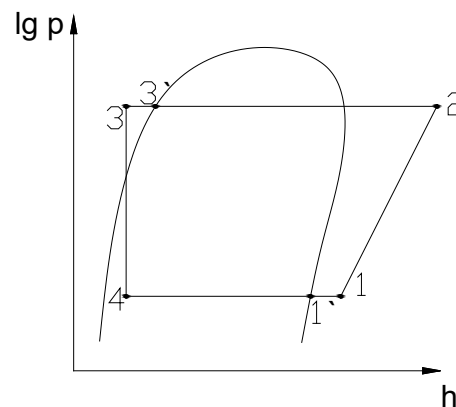


Рис.4.2 Діаграма процесів

1-2 – стискування в компресорі; 2-3 – конденсація; 3-4 – дроселювання агента; 4-5 – кипіння у випарнику; 1'-1 – перегрівши на всмоктуванні; 3'-3 – переохолодження після конденсатора.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Розрахункові дані циклу холодильної машини

	1	2	3	4
t, °C	-1	100	30	-6
P, бар	3.3	15	15	3.3
h, кДж/кг	1470	1670	330	330
v, м ³ /кг	0.38	-	-	-

Питомі характеристики циклу:

питома масова продуктивність:

$$q_0 = h_1 - h_4 = 1470 - 330 = 1140 \text{ кДж/кг}$$

питома об'ємна продуктивність

$$q_v = q_0 / v_1 = 1140 / 0.38 = 3000 \text{ кДж/м}^3$$

питома адіабатна робота стискування

$$l = h_2 - h_1 = 1670 - 1470 = 200 \text{ кДж/кг}$$

Масова витрата агента:

$$M_a = Q_0 / q_0 = 87.588 / 1140 = 0.0768 \text{ кг/с}$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

$$V_0 = M_a \cdot v_1 = 0.0768 \cdot 0.38 = 0.0291 \text{ м}^3/\text{с}$$

Коефіцієнт подачі компресора:

$$\lambda_c = 1 - 0.03 \cdot [(P_k / P_0)^{1/m} - 1] = 1 - 0.03 \cdot [(15 / 3.3)^{1/1.1} - 1] = 0.913$$

$$\lambda_w = T_0 / T_k = 267 / 308 = 0.866$$

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_w = 0.913 \cdot 0.866 = 0.79$$

Теоретичний об'єм компресора:

$$V_h = V_0 / \lambda = 0.029 / 0.79 = 0.0367 \text{ м}^3/\text{с}$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l = 0.0768 \cdot 200 = 15.36 \text{ кВт}$$

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = N_a / (\lambda_w + b \cdot t_0) = 15.36 / (0.866 - 6 \cdot 0.0025) = 18.86 \text{ кВт}$$

					КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

Потужність тертя:

$$N_{mp} = V_h \cdot P_{mp} = 0.0367 \cdot 60 = 2.202 \text{ кВт},$$

де $P_{тр}$ - середній тиск тертя, приймаємо для аміачних компресорів
 $P_{mp} = 60 \text{ кПа}$.

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_i + N_{mp} = 18.86 + 2.202 = 21.062 \text{ кВт}$$

Електрична потужність компресора:

$$N_{эл} = N_e / \eta_{эл} = 21.062 / 0.93 = 22.64 \text{ кВт}$$

де $\eta_{элДВ}$ - КПД електродвигуна компресора.

Теоретичний коефіцієнт перетворення:

$$COP_m = q_0 / l = 1140 / 200 = 5.7$$

Коефіцієнт перетворення циклу Карно:

$$COP_{карно} = T_k / (T_k - T_0) = 308 / (308 - 267) = 7.51$$

Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$COP_d = Q_0 / N_e = 87.588 / 21.062 = 4.15$$

Камера №3

Теплове навантаження на компресора визначимо для камери №3 з урахуванням втрат в системі при безпосередньому охолодженні у розмірі 5 % і коефіцієнта робочого часу 0.9: $\Sigma Q_{0\text{комн}} = 9 \cdot 1.05 \cdot 20722 / 0.9 = 207020 \text{ Вт}$

Тепловий розрахунок буде проводитися за наступними даними:

- температура кипіння аміаку $t_0 = -9^\circ\text{C}$;
- сумарна потрібна холодопродуктивність $\Sigma Q_{0\text{комн}} = 207020 \text{ Вт}$;
- температура конденсації аміаку $t_k = 35^\circ\text{C}$;
- перегрів на всмоктуванні $\Delta t_{вс} = 5^\circ\text{C}$;
- переохолодження після конденсатора $\Delta t_{но} = 5^\circ\text{C}$;

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

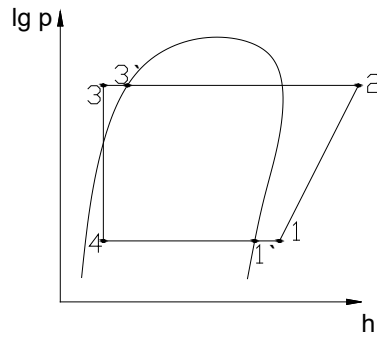


Рис.4.3 Діаграма процесів

1-2 – стискування в компресорі; 2-3 – конденсація; 3-4 – дроселювання агента; 4-5 – кипіння у випарнику; 1'-1 – перегрівши на всмоктуванні; 3'-3 – переохолодження після конденсатора.

Таблиця 4.3

Розрахункові дані циклу холодильної машини

	1	2	3	4
t, °C	-4	105	30	-9
P, бар	3	15	15	3
h, кДж/кг	1450	1680	330	330
v, м ³ /кг	0.4	-	-	-

Питомі характеристики циклу:

питома масова продуктивність:

$$q_0 = h_1 - h_4 = 1450 - 330 = 1120 \text{ кДж/кг}$$

питома об'ємна продуктивність

$$q_v = q_0 / v_1 = 1120 / 0.4 = 2800 \text{ кДж/м}^3$$

питома адіабатна робота стискування

$$l = h_2 - h_1 = 1680 - 1450 = 230 \text{ кДж/кг}$$

Масова витрата агента:

$$M_a = Q_0 / q_0 = 207.020 / 1120 = 0.184 \text{ кг/с}$$

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22

Арк.

42

Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

$$V_{\partial} = M_a \cdot v l = 0.184 \cdot 0.4 = 0.074 \text{ м}^3/\text{с}$$

Коефіцієнт подачі компресора:

$$\lambda_c = 1 - 0.03 \cdot [(P_{\kappa}/P_0)^{1/m} - 1] = 1 - 0.03 \cdot [(15/3)^{1/1.1} - 1] = 0.9$$

$$\lambda_w = T_0/T_{\kappa} = 264/308 = 0.857$$

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_w = 0.9 \cdot 0.857 = 0.77$$

Теоретичний об'єм, компресора:

$$V_h = V_{\partial}/\lambda = 0.074/0.77 = 0.0961 \text{ м}^3/\text{с}$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l = 0.184 \cdot 230 = 42.32 \text{ кВт}$$

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = N_a / (\lambda_w + b \cdot t_0) = 42.32 / (0.857 - 9 \cdot 0.0025) = 49.55 \text{ кВт}$$

Потужність тертя:

$$N_{mp} = V_h \cdot P_{mp} = 0.0961 \cdot 60 = 5.766 \text{ кВт},$$

де $P_{тр}$ - середній тиск тертя, приймаємо для ам'ячних компресорів

$$P_{mp} = 60 \text{ кПа.}$$

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_i + N_{mp} = 49.55 + 5.766 = 55.316 \text{ кВт}$$

Електрична потужність компресора:

$$N_{эл} = N_e / \eta_{эл} = 55.316 / 0.93 = 59.479 \text{ кВт}$$

де $\eta_{элдв}$ - КПД електродвигуна компресора.

Теоретичний коефіцієнт перетворення:

$$COP_m = q_0/l = 1120/230 = 4.86$$

Коефіцієнт перетворення циклу Карно:

$$COP_{карно} = T_{\kappa} / (T_{\kappa} - T_0) = 308 / (308 - 264) = 7$$

Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$COP_{\partial} = Q_0/N_e = 207.020/55.316 = 3.74$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

Таблиця 4.4.

Результати теплових розрахунків

Параметри	Камера1	Камера2	Камера3	Сума
Холодопродуктивність, кВт	552	87.598	207.22	847
Температура кипіння, °С	-30	-6	-9	-
Температура конденсації, °С	35	35	35	35
Тиск кипіння/конденсації, бар	1.2/15	3.3/15	3/15	-
Теор. об'єм м ³ /с	0.862	0.0362	0.0961	0.994
Адіабатна потужність компресора,	187.5	15.36	42.3	245
Електрична потужність компресора,	340	22.64	59.8	425
Теоретичний коефіцієнт	2.92	5.7	3.86	-
Дійсний коефіцієнт перетворення	1.75	4.15	3.742	-

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

5. ПІДБІР КОМПРЕСОРИВ І СИСТЕМИ КОНДЕНСАЦІЇ АГЕНТА

Підбір компресорів здійснимо по сумарній потрібною холодопроизводительности $Q_0=847 \text{ кВт}$: вибираємо 3 гвинтових компресора
Компресор №1 Bitzer W6FA $Q_0=500 \text{ кВт}$ потужність електродвигуна $N_{ел.}=100 \text{ кВт}$

Компресор №2 Bitzer W6HA $Q_0=230 \text{ кВт}$ потужність електродвигуна $N_{ел.}=68 \text{ кВт}$

Компресор №3 Bitzer W4GA $Q_0=125 \text{ кВт}$ потужність електродвигуна $N_{ел.}=33 \text{ кВт}$

Розрахункове теплове навантаження може бути визначена за даними теплового розрахунку як:

$$Q_k = Q_0 + N_e = 855 + 201 = 1050 \text{ кВт}$$

Для конденсації агента підбираємо вискоефективний випарний конденсатор фірми Baltimore Aircoil . За даними модельного ряду приймаємо конденсатор марки VXC – 1050.

Характеристики випарного конденсатора:

Робоча маса : 25240 кг

Розміри апарата :

- ширина: 3000мм
- довжина :10000 мм
- висота :4300мм

Кількість вентиляторів: 3 по 18.5 кВт

Кількість насосів: 2 по 4 кВт

Маса заправки холодильного агента: R717 $m=700 \text{ кг}$

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

6. РОЗРАХУНОК ВИПАРНОГО КОНДЕНСАТОРА

Для того, щоб розрахуватися випарного конденсатора, необхідно визначитися з наступними параметрами:

- сумарна теплова навантаження на апарат $Q_k = 1050 \text{ кВт}$
- температура і відносна вологість навколишнього середовища, відповідно $t_{o.c.} = 27^\circ\text{C}$ і $\varphi_{o.c.} = 60\%$;
- холодильний агент, який протікає в апараті $R = 717$ (аміак);
- тип пучка – коридорний ;
- зовнішній діаметр труб $d_n = 0.025 \text{ м}$;
- внутрішній діаметр труб $d_{вн} = 0.02 \text{ м}$;
- матеріал, з якого виготовлені труби - сталь

Для того, щоб зробити розрахунок, для початку необхідно побудувати процес зміни стану повітря в апараті. Щоб спростити розрахунки, температуру плівки води t_B , яка змочує поверхню труб секції конденсації агента, можна прийняти постійною.

На Рис 6.1 зображені процеси зміни стану вологого повітря в апараті в діаграмі $h-d$

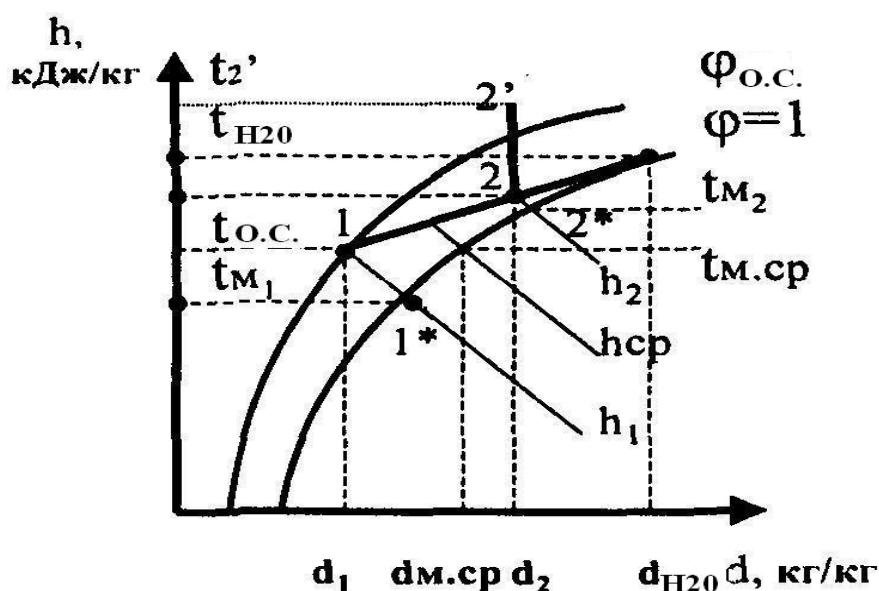


Рис.6.1 Процеси зміни стану вологого повітря в апараті:

1 - ω - промінь процесу; 1 - 2 - процес в секції конденсації агента; 2 - 2' -

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

Точка 1 характеризує стан повітря навколишнього середовища на вході в апарат ($t_1 = t_{o.c.}$, $\varphi_1 = \varphi_{o.c.}$). Температура повітря по мокрому термометру t_{M1} на вході в апарат визначається по діаграмі $h - d$.

Температура конденсації холодильного агента :

$$t_K = t_{M1} + (10 \div 18) = 21 + 12 = 33, \text{ } ^\circ\text{C}$$

Температура плівки води, яка стікає по поверхні труб секції конденсації:

$$t_{H_2O} = t_K - (1 \div 3) = 33 - 1 = 32, \text{ } ^\circ\text{C}$$

Температура повітря по мокрому термометру на виході із секції конденсації:

$$t_{M2} = (t_{M1} + t_{H_2O}) / 2 = (21 + 32) / 2 = 26.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

По діаграмі $h - d$ визначається температура повітря на виході із секції конденсації $t_2 = 29.5 \text{ } ^\circ\text{C}$;

Далі за довідниками необхідно вибрати теплофізичні параметри повітря:

- питома теплоємність $C_p = 1.005 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$;
- густина $\rho_B = 1.19 \text{ кг}/\text{м}^3$
- коефіцієнт теплопровідності $\lambda_B = 0.0262 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$
- коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu_B = 15.6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$
- число Прандтля $Pr_B = 0.702$

Визначальна температура повітря, по якій знаходять її теплофізичні властивості:

$$t_{M.CP.} = (t_{M1} + t_{M2}) / 2 = (21 + 26.5) / 2 = 23.75 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Логарифмічний температурний напір:

$$\Theta_L = (t_{M2} - t_{M1}) / \ln [(t_K - t_{M1}) / (t_K - t_{M2})] = (26.5 - 21) / \ln [(33 - 21) / (33 - 26.5)] = 8.94 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Потім визначаються теплові навантаження на секцію зняття перегріву пара (фонконденсатор) $Q_{пер}$ і на секцію конденсації холодоагенту Q_K .

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

Форконденсатор складається з оребрених труб. У ньому здійснюється зменшення температури перегрітих парів холодоагенту, які надходять туди в нього з компресора, до температури насичення. Процеси конденсації та переохолодження холодоагенту відбуваються в основній секції гладкотрубний пучка секції конденсації.

Слідом необхідно прийняти значення $Q_{nep}=105кВт$ і $Q_k '=945кВт$ таким чином, щоб в сумі вони давали задане значення Q_k , а також швидкість повітря в «живому» перетині апарату $\omega_{ж.с.}$.

Число Рейнольдса можна розрахувати за формулою:

$$Re_B = \omega_{ж.с.} \cdot d_H / \nu_B = (4 \cdot 0.025) / 15.6 \cdot 10^{-6} = 6410$$

Число Нуссельта для шахового гладкотрубний пучка:

$$Nu_B = 0.4 \cdot Re_B^{0.6} \cdot Pr_B^{0.43} \cdot \varepsilon_S = 0.4 \cdot 6410^{0.6} \cdot 0.702^{0.43} \cdot 1.12 = 74$$

де ε_S – поправочний коефіцієнт, що враховує вплив кроків труб в пучку.

Для шахових пучків:

$$\text{при } S_1 / S_2 < 2 \cdot \varepsilon_S = (S_1 / S_2)^{1/6};$$

$$\text{при } S_1 / S_2 \geq 2 \cdot \varepsilon_S = 1.12.$$

Цей вираз для обчислення числа Нуссельта має місце для значень $Re = 10^3 \div 10^5$.

Коефіцієнт тепловіддачі на стороні повітря розраховується за формулою:

$$\alpha_B = Nu_B \cdot \lambda / d_H = 74 \cdot 0.0262 / 0.025 = 77.6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Питома теплоємність вологого повітря:

$$Cp^* = Cp + 1.87 \cdot d_{м.ср.} = 1.005 + 1.87 \cdot 0.0235 = 1.049 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}),$$

де $d_{м.ср.}$ – вологовміст повітря при $t_{м.ср.}$ і відносної вологості $\varphi = 100 \%$, кг/кг.

Приведений коефіцієнт тепловіддачі можна знайти з виразу:

$$\alpha_{пр} = \alpha_B \cdot (h_{H_2O} - h_{м.ср.}) / [Cp^* \cdot (t_{H_2O} - t_{м.ср.})] =$$

$$77.6 \cdot (111.2 - 71.5) / [1.049 \cdot (32 - 23.75)] = 356 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

де h_{H_2O} і $h_{м.ср.}$ – ентальпія, відповідно, насиченого повітря біля поверхні плівки води при температурі t_{H_2O} і відносній вологості $\varphi = 100 \%$ повітря,

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

кДж/кг; t_{H_2O} – температура насиченого повітря біля поверхні плівки води при відносній вологості $\varphi = 100 \%$, °С.

Коефіцієнт тепловіддачі на стороні конденсуючого холодильного агенту:

$$\alpha_{Х.А.} = 1940 / (\Theta_0^{0.167} \cdot d_{ВН}^{0.25}) = 1940 / (0.5^{0.167} \cdot 0.02^{0.25}) = 5792 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

де Θ_0 – температурний напір на стороні холодильного агенту, $\Theta_0 = t_K - t_{ВП} = 0.5$ °С ($t_{ВП}$ – температура внутрішньої поверхні труб апарату, °С).

Далі необхідно задатися значенням Θ_0 и можна розрахувати $\alpha_{Х.А.}$.

Потім необхідно обчислити суму термічних опорів стінки труби і забруднень (масла і водяного каменю):

$$\Sigma \delta_i / \lambda_i = \Sigma \delta_M / \lambda_M + \Sigma \delta_{В.К.} / \lambda_{В.К.} = 0.3 \cdot 10^{-3} + 0.3 \cdot 10^{-3} = 0.6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт},$$

де δ_M , $\delta_{В.К.}$ – відповідно товщини стінки труби, масла і водяного каменю; λ_M , $\lambda_{В.К.}$ – відповідно коефіцієнти опору стінки труби, масла і водяного каменю.

В даному розрахунку можна прийняти наступні значення співвідношень: $\delta_M / \lambda_M = 0.3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$ и $\delta_{В.К.} / \lambda_{В.К.} = 0.3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$.

Коефіцієнт теплопередачі апарата, віднесений до зовнішньої поверхні труб:

$$k_H = [1 / \alpha_{ПР} + (\Sigma \delta_i / \lambda_i + 1 / \alpha_{Х.А.}) \cdot (d_H / d_{ВН})]^{-1} = [1 / 356 + (0.6 \cdot 10^{-3} + 1 / 5792) \cdot (0.025 / 0.02)]^{-1} = 255.5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Щільність теплового потоку, віднесена до внутрішньої поверхні труб секції:

$$q_{ВН} = k_H \cdot \Theta_0 \cdot d_H / d_{ВН} = 255.5 \cdot 8.94 \cdot 0.025 / 0.02 = 2855.2 \text{ Вт}/\text{м}^2$$

Тоді розрахункове значення між температурами конденсації холодоагенту t_K і внутрішньої стінки труби $t_{ВП}$ буде:

$$\Theta_P = q_{ВН} / \alpha_{Х.А.} = 2855.5 / 5792 = 0.493 \text{ °С}$$

Відносна похибка між значеннями розрахункової Θ_P і прийнятої Θ_0 різниці температур:

$$\Delta \Theta = |(\Theta_0 - \Theta_P) / \Theta_0| \cdot 100 \% = |(0.5 - 0.493) / 0.5| \cdot 100 \% = 1.4 \%$$

					КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

У тому випадку, якщо вийшло значення Δ_{Θ} більше 10 %, то розрахунок необхідно буде повторювати з новим значенням Θ_0 , починаючи з визначення значення коефіцієнта тепловіддачі на стороні конденсуючого холодоагенту, до того моменту,

поки значення Δ_{Θ} не стане менше 10 %.

Площа зовнішньої поверхні основної секції апарату:

$$F_H = Q_{K'} \cdot 10^3 / (k_H \cdot \Theta_{\Delta}) = 945 \cdot 10^3 / (255.5 \cdot 8.94) = 495 \text{ м}^2$$

Розрахункове значення температури плівки води можна знайти за формулою:

$$t_{H2O}' = t_{M.CP.} + Q_{K'} \cdot 10^3 / (F_H \cdot \alpha_{PP}) = 23.75 + 945 \cdot 10^3 / (495 \cdot 356) = 30.2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Відносна похибка між значеннями розрахункової t_{H2O}' і прийнятої t_{H2O} температурами плівки води:

$$\Delta_{H2O} = | (t_{H2O} - t_{H2O}') / t_{H2O} | \cdot 100 \% = | (32 - 30.2) / 32 | \cdot 100 \% = 5.6\%$$

У тому випадку, якщо вийшло значення Δ_{H2O} буде більше 6 %, то розрахунок необхідно буде повторювати з новим значенням t_{H2O} , починаючи з побудови процесу зміни стану повітря в апараті, до того моменту, поки значення Δ_{H2O} не стане менше 6%.

Конструктивний розрахунок

Мета конструктивного розрахунку основної секції - визначення геометричних розмірів пучка труб.

Сумарна довжина гладких труб в секції конденсації холодоагенту:

$$\Sigma L = F_H / (\pi \cdot d_H) = 495 / (3.14 \cdot 0.025) = 6305 \text{ м}$$

Масова витрата повітря через апарат:

$$G_B = Q_{K'} / (h_2 - h_1) = 945 / (83.3 - 62) = 53 \text{ кг/с,}$$

где $h_1=62$ и $h_2=83.3$ – ентальпія повітря, відповідно, на вході і виході секції конденсації холодоагенту, які визначені по процесу зміни стану повітря в діаграмі $h - d$, кДж/кг.

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

Об'ємна витрата повітря через апарат:

$$V_B = G_B / \rho_B = 53 / 1.19 = 44.5 \text{ м}^3/\text{с} = 160200 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Площа живого перетину основної секції конденсації холодоагенту:

$$F_{ж.с.} = V_B / \omega_{ж.с.} = 44.5 / 4 = 11 \text{ м}^2$$

За графіками напірно-витратних характеристик вентиляторів Н - V необхідно підібрати три вентилятора В012-303-12.5Р, які б забезпечували розрахункова витрата повітря $V_B = 160200 \text{ м}^3/\text{ч}$ при напорі 130Па

У тому випадку, якщо застосовуються осьові вентилятори з їх верхнім розташуванням, для забезпечення хорошого розподілу повітря повинно бути виконано наступне співвідношення між площею фронтального перетину пучка труб S_ϕ і площею поперечного перерізу вентиляторів S_B :

$$1.8 < F_\phi / S_B < 2.6$$

Виходячи з вищесказаного умови, можна отримати формулу для визначення площі фронтального перетину пучка:

$$S_\phi = (1.4 - 2.0) \cdot D_B^2 \cdot z = (1.4 - 2.0) \cdot 1.295^2 \cdot 3 = 9 \text{ м}^2,$$

де $D_B = 1.295$ - діаметр вентилятора, м; z - кількість вентиляторів.

Ширина секції конденсації холодоагенту:

$$B = (S_\phi / z)^{0.5} = (9 / 3)^{0.5} = 1.73 \text{ м}$$

Довжина секції конденсації холодоагенту:

$$L = B \cdot z = 1.73 \cdot 3 = 5.2 \text{ м}$$

Число труб у фронтальному перерізі пучка:

$$n_\phi = (B - F_{ж.с.} / L) / d_H = (1.73 - 11 / 5.2) / 0.025 = 15.4 \text{ шт}$$

Отриманий результат необхідно округлити до найближчого цілого значення

$n_\phi^* = 16$ в бік збільшення, і тоді дійсна ширина секції конденсації і дійсна довжина труб секції будуть рівні, відповідно:

$$B_d = n_\phi^* \cdot d_H + F_{ж.с.} / L = 16 \cdot 0.025 + 11 / 5.2 = 2.19 \text{ м};$$

$$L_d = S_\phi / B_d = 9 / 2.2 = 4.2 \text{ м}$$

Крок труб у фронтальному перерізі пучка буде дорівнювати:

$$S_l = B_d / n_\phi^* = 2.19 / 16 = 0.136 \text{ м}$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Число труб уздовж потоку повітря:

$$n_B = \Sigma L / (L_D \cdot n_{\Phi}^*) = 6305 / (4.2 \cdot 16) = 93.83 \text{ шт.}$$

Отриманий результат необхідно округлити до найближчого цілого значення

$n_B^* = 95$ в бік збільшення.

Розрахункові параметри секції конденсації холодоагенту будуть наступні.

Сумарна довжина труб:

$$\Sigma L_D = n_{\Phi}^* \cdot n_B^* \cdot L_D = 16 \cdot 95 \cdot 4.2 = 6385 \text{ м.}$$

Площа зовнішньої поверхні:

$$F_D = \Sigma L_D \cdot \pi \cdot d_H = 6384 \cdot 3.14 \cdot 0.025 = 501 \text{ м}^2$$

Висота секції:

$$H = S_2 \cdot (n_B^* - 1) + d_H = 0.03 \cdot (95 - 1) + 0.025 = 2.9 \text{ м,}$$

де $S_2 = 0.03 \text{ м}$ – крок труб уздовж потоку повітря.

Далі розраховується витрата води для змочування теплообмінної поверхні секції:

$$G_{H_2O'} = 2 \cdot \delta_{пл} \cdot L_D \cdot n_{\Phi}^* \cdot \omega_{пл} \cdot \rho_{H_2O} = 2 \cdot 0.0002 \cdot 4.2 \cdot 16 \cdot 0.2 \cdot 995 = 2.4 \text{ кг/с,}$$

де $\delta_{пл} = 0.0002 \text{ м}$ – товщина плівки води, м; $\omega_{пл}$ – швидкість стікаючої плівки води ($\approx 0.2 \text{ м/с}$); $\rho_{H_2O} = 995 \text{ кг/м}^3$ – густина води .

Кількість вологи, що випарувалася:

$$G_{H_2O''} = G_B \cdot (d_2 - d_1) = 53 \cdot (0.021 - 0.0135) = 0.3975 \text{ кг/с,}$$

де d_1 і d_2 - вологосодержання, відповідно, на вході і виході секції, кг / кг.

Тоді продуктивність водяного насоса буде дорівнює:

$$G_{H_2O} = 1.1 \cdot G_{H_2O''} + G_{H_2O'} = 1.1 \cdot 0.3975 + 2.4 = 2.84 \text{ кг/с}$$

Тепловий і конструктивний розрахунок форконденсатора.

Для того, щоб зробити теплової розрахунок форконденсатора, необхідно визначитися за наступними параметрами:

– теплове навантаження на секцію зняття перегріву пара $Q_{\text{ПЕР}} = 105 \text{ кВт}$

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

- тип пучка - шахматне
- зовнішній діаметр труб $d_H=0.025\text{м}$
- внутрішній діаметр труб $d_{BH}=0.02\text{м}$
- діаметр ребра $D_P=0.055\text{м}$
- шаг ребер $u_P=0.007\text{м}$
- товщина ребра $\delta_P=0.001\text{м}$
- матеріал, з якого виготовлені труби і ребра – сталь

Температура повітря на виході з форконденсатора:

$$t_2' = t_2 + Q_{ПЕР} / (G_B \cdot C_p) = 29.5 + 110 / (53 \cdot 1.005) = 31.5 \text{ } ^\circ\text{C},$$

де G_B - масова витрата повітря, який був обчислений при розрахунку секції конденсації холодоагенту, кг / с; t_2 - температура повітря на виході з секції конденсації холодоагенту, $^\circ\text{C}$; C_p – питома теплоємність вологого повітря, прийнята по температурі повітря на вході в секцію форконденсатора, кДж / (кг * К).

Визначальна температура повітря в секції форконденсатора:

$$t_B^{\text{ОПР}} = (t_2' + t_2) / 2 = (31.5 + 29.5) / 2 = 30.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Далі за довідниками необхідно вибрати теплофізические параметри повітря по визначальною температурі $t_B^{\text{ОПР}}$:

- питома теплоємність $C_p=1.005 \text{ кДж/(кг*К)}$
- густина $\rho_B=1.165 \text{ кг/м}^3$
- коефіцієнт теплопровідності $\lambda_B=0.0267 \text{ Вт/(м*К)}$
- коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu_B= 16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$
- число Прандтля $Pr_B=0.701$

Беремо розміри фронтального перетину секції зняття тепла перегріву пара за параметрами секції конденсації холодоагенту, необхідно обчислити число труб в зазначеному перерізі:

$$z_\phi = B_d / S_l = 2.19 / 0.06 = 36.5 \text{ шт},$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

де S_1 - крок оребрених труб у фронтальному перерізі, м, $S_1 = 0.055 + 0.005 = 0.06$

Отриманий результат необхідно округлити до найближчого цілого парного числа в бік збільшення $Z\Phi^* = 37$ шт., і перерахувати розрахункове значення кроку оребрених труб у фронтальному перерізі апарату:

$$S_1^* = B_D / z_{\Phi}^* = 2.19 / 37 = 0.059$$

Площа фронтального перетину форконденсатора, яка заповнена трубами:

$$F_T = L_D \cdot z_{\Phi}^* \cdot [d_H + (D_P - d_H) \cdot \delta_P / u_P] = 4.2 \cdot 37 \cdot [0.025 + (0.055 - 0.025) \cdot 0.001 / 0.007] = 4.54 \text{ м}^2$$

Живий перетин секції форконденсатора можна обчислити за формулою:

$$F_{ЖС} = S_{\Phi} - F_T = 9 - 4.54 = 4.46 \text{ м}^2$$

Швидкість повітря в живому перетині форконденсатора:

$$\omega_{ЖС}^* = G_B / (\rho_B \cdot F_{ЖС}) = 53 / (1.165 \cdot 4.46) = 10.2 \text{ м/с}$$

Висоту ребра можна обчислити за формулою:

$$h_P = (D_P - d_H) / 2 = (0.055 - 0.025) / 2 = 0.015 \text{ м}$$

Число Рейнольдса дорівнюватиме:

$$Re = \omega_{ЖС}^* \cdot u_P / \nu_B = 10.2 \cdot 0.007 / 16 \cdot 10^{-6} = 2188$$

Число Нуссельта визначається за формулою :

$$Nu = C \cdot C_S \cdot C_Z \cdot Re^m / [(d_H / u_P)^{0.54} \cdot (h_P / u_P)^{0.14}] = 0.23 \cdot 1 \cdot 0.85 \cdot 2188^{0.65} / [(0.025 / 0.007)^{0.54} \cdot (0.015 / 0.007)^{0.14}] = 13.1$$

де для шахового оребрена пучка $C = 0.23$ і $m = 0.65$; $C_Z = 0.85$ коефіцієнт, який враховує вплив числа поздовжніх рядів труб в пучку, підбирається по таблиці 1; C_S - коефіцієнт, який враховує взаємне розташування труб в пучку:

$$C_S = [(S_1^* - d_H) / (S_2^* - d_H)]^{0.2} = [(0.059 - 0.025) / (0.059 - 0.025)]^{0.2} = 1$$

де $S_2^* = S_1^* -$ діагональний крок труб пучка, м.

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

Таблиця 6.1

z, ШТ	1	4	6	8	10	16	20
C _Z	00.8	0.95	0.98	0.99	1	1.015	1.025

Крок труб уздовж потоку повітря:

$$S_2 = [(S_2^*)^2 - (S_1^*/2)^2]^{0.5} = [(0.059^2 - (0.059*/2)^2]^{0.5} = 0.05 \text{ м}$$

У форконденсаторе число труб уздовж потоку повітря зазвичай не перевищує двох рядів.

Коефіцієнт конвективної тепловіддачі:

$$\alpha_K = Nu \cdot \lambda_B / u_P = 13.1 \cdot 0.0262 / 0.007 = 50 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Також необхідно врахувати термічний опір ребра. Для цього треба обчислити його ефективність:

$$E = th(m \cdot h^*) / (m \cdot h^*) = th(0.896) / (0.896) = 0.71$$

де h^* – умовна висота ребра, м, $h = h_P \cdot [1 + 0.35 \cdot \ln(D_P / d_H)] = 0.015 \cdot [1 + 0.35 \cdot \ln(0.055 / 0.025)] = 0.019 \text{ м}$, $m \cdot h^*$ – безрозмірний комплекс, $m \cdot h^* = h \cdot [2 \cdot \alpha_K / (\delta_P \cdot \lambda_P)] = 0.019 \cdot [2 \cdot 50 / (0.001 \cdot 45)] = 0.896$ (λ_P – коефіцієнт теплопровідності матеріалу, з якого виготовлено ребро, Вт/(м·К)).

Площа поверхності одного ребра:

$$F_P = 1.57 \cdot (D_P^2 - d_H^2) + \pi \cdot D_P \cdot \delta_P = 1.57 \cdot (0.055^2 - 0.025^2) + 3.14 \cdot 0.055 \cdot 0.001 = 3.94 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

Площа поверхності труби між сусідніми ребрами:

$$F_{TP} = \pi \cdot d_H \cdot (u_P - \delta_P) = 3.14 \cdot 0.025 \cdot (0.007 - 0.001) = 0.471 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Площа внутрішньої поверхні труби на довжині кроку ребер:

$$F_{BH} = \pi \cdot d_{BH} \cdot u_P = 3.14 \cdot 0.02 \cdot 0.007 = 0.44 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі, віднесений до зовнішньої поверхні фар конденсатора:

$$\alpha_{ПР.ОР} = \alpha_K \cdot [(E \cdot F_P / (F_P + F_{TP}) + F_{TP} / (F_P + F_{TP})) = 50 \cdot [(0.71 \cdot 3.94 \cdot 10^{-3} / (3.94 \cdot 10^{-3} + 0.471 \cdot 10^{-3}) + 0.471 \cdot 10^{-3} / (3.94 \cdot 10^{-3} + 0.471 \cdot 10^{-3})] = 37 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

Потім по прийнятим параметрам температур пара на вході тп1 і виході тп2 форконденсатора необхідно визначити середню температуру холодоагенту:

					КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

$$t_{срп} = (t_{п1} + t_{п2}) / 2 = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Слідом за середньою температурою холодоагенту $t_{срп}$ вибираються з довідника наступні його теплофізичні властивості:

- густина $\rho_{х.а.} = 26.4 \text{ кг/м}^3$
- коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{х.а.} = 411 \cdot 10^{-4} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$
- коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu_{х.а.} = 0.44 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$
- число Прандтля $Pr_{х.а.} = 1.28$

Логарифмічний температурний напір в секції фар конденсатора можна обчислити за формулою:

$$\Theta_L' = (t_{п1} - t_{п2} + t_2 - t_2') / \ln [(t_{п1} - t_2') / (t_{п1} - t_2)] = (120 - 40 + 29.5 - 32.1) / \ln [(120 - 32.1) / (120 - 29.5)] = 35.2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Масова витрата хладагента:

$$G_{х.а.} = Q_{пер} / (h_{х.а.1} - h_{х.а.2}) = 105 / (1700 - 1500) = 0.55 \text{ кг/с,}$$

де $h_{х.а.1}$ и $h_{х.а.2}$ – ентальпії пари, відповідно, на вході і виході форконденсатора, кДж/кг.

Об'ємна витрата повітря через апарат:

$$V_{х.а.} = G_{х.а.} / \rho_{х.а.} = 0.55 / 26.4 = 0.021 \text{ м}^3/\text{с}$$

Швидкість пара в форконденсаторе:

$$\omega_{х.а.} = 4 \cdot V_{х.а.} / (\pi \cdot z \cdot d_{вн}^2) = 4 \cdot 0.021 / (3.14 \cdot 2 \cdot 0.02^2) = 33.6 \text{ м/с,}$$

де $z=2$ – кількість труб в одному ході пара, шт.

Число Рейнольдса дорівнюватиме:

$$Re_{х.а.} = \omega_{х.а.} \cdot d_{вн} / \nu_{п} = 33.6 \cdot 0.02 / 0.44 \cdot 10^{-6} = 1527273$$

Число Нуссельта :

$$Nu_{х.а.} = 0.021 \cdot Re_{х.а.}^{0.8} \cdot Pr_{х.а.}^{0.43} = 0.021 \cdot 1527273^{0.8} \cdot 1.28^{0.43} = 1770$$

Коефіцієнт тепловіддачі пара, віднесений до внутрішньої поверхні фар конденсатора:

$$\alpha_{х.а.} = Nu_{х.а.} \cdot \lambda_{х.а.} / d_{вн} = 1770 \cdot 411 \cdot 10^{-4} / 0.02 = 3637 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні секції форконденсатора (без урахування малого термічного опору стінки труби):

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

$$k_H = [1 / \alpha_{ПР.ОР} + \phi / \alpha_{Х.А.}]^{-1} = [1 / 37 + 10 / 3637.] = 33.6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Площа зовнішньої поверхні форконденсатора:

$$F_{\Phi} = Q_{ПЕР} / (k_H \cdot \Theta_L) = 105 / (33.6 \cdot 35.2) = 93 \text{ м}^2$$

Число труб по ходу повітря в секції форконденсатора:

$$z_{ПР} = F_{\Phi} / (\pi \cdot d_{ВН} \cdot \phi \cdot L_{Д} \cdot z_{\Phi}^*) = 93 / (3.14 \cdot 0.02 \cdot 10 \cdot 4.2 \cdot 37) = 1 \text{ шт}$$

Аеродинамічний розрахунок.

Ступінь оребрення:

$$\psi = (F_P + F_{ТР}) / F_{ТР} = (3.94 \cdot 10^{-3} + 0.471 \cdot 10^{-3}) / 0.471 \cdot 10^{-3} = 9.37$$

Умовний визначає розмір:

$$l_0 = (d_H / \psi) + (1 - 1 / \psi) \cdot [0.785 \cdot (D_P^2 - d_H^2)]^{0.5} = (0.025 / 9.37) + (1 - 1 / 9.37) \cdot [0.785 \cdot (0.055^2 - 0.025^2)]^{0.5} = 0.41 \text{ м}$$

Еквівалентний діаметр судженого перетину:

$$d_{ЭКВ} = 2 \cdot [u_P \cdot (S_1 - d_H) - 2 \cdot \delta_P \cdot h_P] / (2 \cdot h_P + u_P) = 2 \cdot [0.007 \cdot (0.06 - 0.025) - 2 \cdot 0.001 \cdot 0.015] / (2 \cdot 0.015 + 0.007) = 0.0097 \text{ м}$$

Коефіцієнт, який враховує лінійні розміри ребер:

$$C_L = l_0^{0.05} / d_{ЭКВ}^{0.3} = 0.41^{0.05} / 0.0097^{0.3} = 3.84$$

Коефіцієнт, який враховує вплив фізичних властивостей повітря:

$$C_T = \nu_{Х.А.}^{0.25} / \rho_{Х.А.}^{0.75} = 16 \cdot 10^{-6}^{0.25} / 1.165^{0.75} = 0.056$$

Аеродинамічний опір секції форконденсатора (1 ряд труб з круглими ребрами) розраховується за наступним виразом:

$$\Delta P_{СФ} = 2.7 \cdot C_L \cdot C_T \cdot C_Z \cdot (\omega_{Ж.С.}^* \cdot \rho_{Х.А.}) = 2.7 \cdot 3.84 \cdot 0.056 \cdot 1.2 \cdot (5.83) = 15.2 \text{ Па},$$

де $C_Z = 1.2$.

Аеродинамічний опір секції конденсації холодоагенту для шахового гладкотрубний пучка:

$$\Delta P_{СК} = \zeta \cdot \rho_{В} \cdot \omega_{Ж.С.}^2 / 2 = 28 \cdot 1.19 \cdot 4^2 / 2 = 267 \text{ Па},$$

де ζ – коефіцієнт місцевого опору, при $S_1 / d_H > S_2 / d_H$:

$$\zeta = (5.4 + 3.4 \cdot n_B^*) / Re^{0.28} = (5.4 + 3.4 \cdot 95) / 6410^{0.28} = 28$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

Далі підбирається пластмасова насадка для сепаратора певної конструкції з параметрами:

- висота кутовий насадки нахилу планок 45° $H_{НАС}=0.178$, м;
- відстань між планками $S_{НАС}=0.035$, м;
- приведена довжина насадки $L_{НАС}=0.23$ м.

Вільний перетин апарату:

$$F_{CC} = B_D \cdot L_D = 2.19 \cdot 4.2 = 9.2 \text{ м}^2$$

Площа поверхні листа насадки:

$$F_L = 2 \cdot B_D \cdot L_{НАС} = 2 \cdot 2.19 \cdot 0.23 = 1 \text{ м}^2$$

Площа поверхні сепаратора:

$$F_{ПОВ.С} = F_L \cdot L_D / S_{НАС} = 1 \cdot 4.2 / 0.035 = 120 \text{ м}^2$$

Питома поверхня насадки сепаратора:

$$F_C = F_{ПОВ.С} / V_C = 120 / 1.3 = 92 \text{ м}^2/\text{м}^3,$$

де $V_C = 1.3$ вільний обсяг, який чисельно дорівнює вільному перетину апарату

Еквівалентний діаметр каналу:

$$d_{\text{э}} = V_C / F_C = 1.3 / 92 = 0.0141 \text{ м};$$

Швидкість повітря у вільному перерізі насадки сепаратора:

$$\omega_{НАС} = G_B / (\rho_B \cdot F_{CC}) = 53 / (1.65 \cdot 9.2) = 3.5 \text{ м/с}$$

Тоді можна розрахувати аеродинамічний опір сепаратора переносної ВОЛОГИ:

$$\Delta P_{СВ} = \xi \cdot \rho_B \cdot \omega_{НАС} \cdot (H_{НАС} / d_{\text{э}}) = 28 \cdot 1.165 \cdot 3.5 \cdot (0.178 / 0.0141) = 730 \text{ Па},$$

де ξ – коефіцієнт місцевого опору насадки сепаратора.

Периметр перетину на вході повітря в апарат:

$$P_{ВХ} = 2 \cdot (B_D + L_D) = 2 \cdot (2.19 + 4.2) = 12.8 \text{ м}$$

Площа перетину на вході повітря в апарат:

$$F_{ВХ} = P_{ВХ} \cdot h_{ВХ} = 12.8 \cdot 0.15 = 1.92 \text{ м}^2,$$

де $h_{ВХ} = 0.15$ – висота перетину на вході повітря в апарат.

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

Аеродинамічний опір на вході апарату одно:

$$\Delta P_{BX} = \xi_{BX} \cdot \rho_B \cdot (\omega_{M.C.}^*)^2 / 2 = 0.64 \cdot 1.165 \cdot (4.5)^2 / 2 = 3.5 \text{ Па},$$

де $\omega_{M.C.}^* = 4.5$ – швидкість повітря в меншому перерізі (перетині на вході повітря в апарат), м/с; $\xi^* = (1 - F_{BX}/F_{CC})^2 = (1 - 1.92/9.2)^2 = 0.64$

Аеродинамічний опір на виході апарату:

$$\Delta P_{ВЫХ} = \xi^{**} \cdot \rho_B \cdot (\omega_{M.C.}^{**})^2 / 2 = 0.44 \cdot 1.165 \cdot (5.6)^2 / 2 = 8 \text{ Па},$$

где $\omega_{M.C.}^{**} = 5.6$ – швидкість повітря в меншому перерізі (перетині вентиляторів), м / с; $\xi^{**} = (1 - F_{C.ВЕН.}/F_{CC})^{0.75} / 2 = (1 - 1.92/9.2)^{0.75} / 2 = 0.44$

Сумарне аеродинамічний опір апарату:

$$\begin{aligned} \Sigma \Delta P &= \Delta P_{C\Phi} + \Delta P_{CK} + \Delta P_{CB} + \Delta P_{BX} + \\ \Delta P_{ВЫХ} &= 15.2 + 267 + 730 + 3.5 + 8 = 1024 \text{ Па} \end{aligned}$$

Завершальним кроком є розрахунок потужності двигунів вентиляторів апарату:

$$N_{дв} = V_B \cdot \Sigma \Delta P / (\eta_B \cdot \eta_{э.д.}) = 44.5 \cdot 1024 / (0.7 \cdot 0.96) = 54000 = 54 \text{ кВт},$$

де $\eta_B = 0.7$ и $\eta_{э.д.} = 0.96$ – К.П.Д., необхідно підібрати вентилятора ВО12-303-12.5Р, 3 вентилятори потужністю двигунів 18.5 кВт.

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

7.РОЗРАХУНОК МАГІСТРАЛЬНИХ ТРУБОПРОВОДІВ І ПІДБІР ДОПОМІЖНОГО УСТАТКУВАННЯ

Розрахунок магістральних трубопроводів для першого компресора

Об'ємна витрата агента:

$$V_a = M_a / \rho, \text{ [м}^3/\text{с]}, \quad (7.1)$$

де ρ – щільність агента за відповідних умов, кг/м^3 .

Діаметр трубопроводу, що розраховується:

$$d = 1.13 \cdot (V_a / w)^{0.5}, \text{ [м]}, \quad (7.2)$$

де w – орієнтовна швидкість агента, що приймається виходячи з умов роботи трубопроводу, м/с .

Нагнітальний трубопровід:

При $t_2 = 150^\circ\text{C}$ и $P_k = 15$ бар – щільність агента $\rho_2 = 6.77$ кг/м^3 .

$$V_a = 0.5 / 6.77 = 0.074 \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$d_n = 1.13 \cdot (0.074 / 13)^{0.5} = 0.085 \text{ м}.$$

Приймаємо на нагнітанні сталеву трубу 85×2.5 .

Всмоктуючий трубопровід:

При $t_1 = -25^\circ\text{C}$ и $P_0 = 1.2$ бар визначаємо щільність агента $\rho_1 = 2.48$ кг/м^3 .

$$V_a = 0.5 / 2.48 = 0.2 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$d_n = 1.13 \cdot (0.2 / 14)^{0.5} = 0.135 \text{ м}.$$

Приймаємо на всмоктуванні сталеву трубу 135×2.5 мм

Трубопровід на сливі від конденсатора до ресівера:

При $t_3 = 30^\circ\text{C}$ и $P_k = 15$ бар визначаємо щільність агента $\rho_3 = 596$ кг/м^3 .

$$V_a = 0.5 / 596 = 0.00083 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$d_n = 1.13 \cdot (0.00083 / 0.5)^{0.5} = 0.046 \text{ м}.$$

Приймаємо на рідинному зливі сталеву трубу 50×2 .

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

Підбір допоміжного устаткування.

Лінійний ресівер призначений для рівномірної подачі рідкого агента на пристрої, що дроселюють, і його зберігання у той час коли система не працює.

Лінійний ресівер для даної холодильної системи безпосереднього охолодження підбирається з розрахунку, що його об'єм складає не менше 60% об'єму повітроохолоджувачів. При цьому робоче заповнення ресівера складає 50%. Загальний внутрішній об'єм повітроохолоджувачів можна визначувати виходячи їх конструктивних характеристик і числа повітроохолоджувачів: $V_{исп} = 16 \cdot 0.25 \cdot \pi \cdot d_{вн}^2 \cdot \Sigma L = 16 \cdot 0.25 \cdot 3.14 \cdot 0.02^2 \cdot 163.7 = 0.82 \text{ м}^3$.

Відповідно до правил техніки безпеки розрахунковий об'єм також збільшують на 20%, оскільки його заповнення не повинне перевищувати 80%.

Т.ч., місткість лінійного ресівера можна визначити як:

$$V_{л} = (0.6 \cdot V_{исп} / 0.5) \cdot 1.2 = (0.6 \cdot 0.82 / 0.5) \cdot 1.2 = 1.18 \text{ м}^3.$$

Як лінійні ресівери використовують горизонтальні або вертикальні циліндрові судини. По місткості підбираємо горизонтальний ресівер Cooltech CTX LR 1500, який може використовуватися при робочому тиску до 1,8 МПа в діапазоні температур від -15 до +47 °С.

CTX LR 300 - 3000

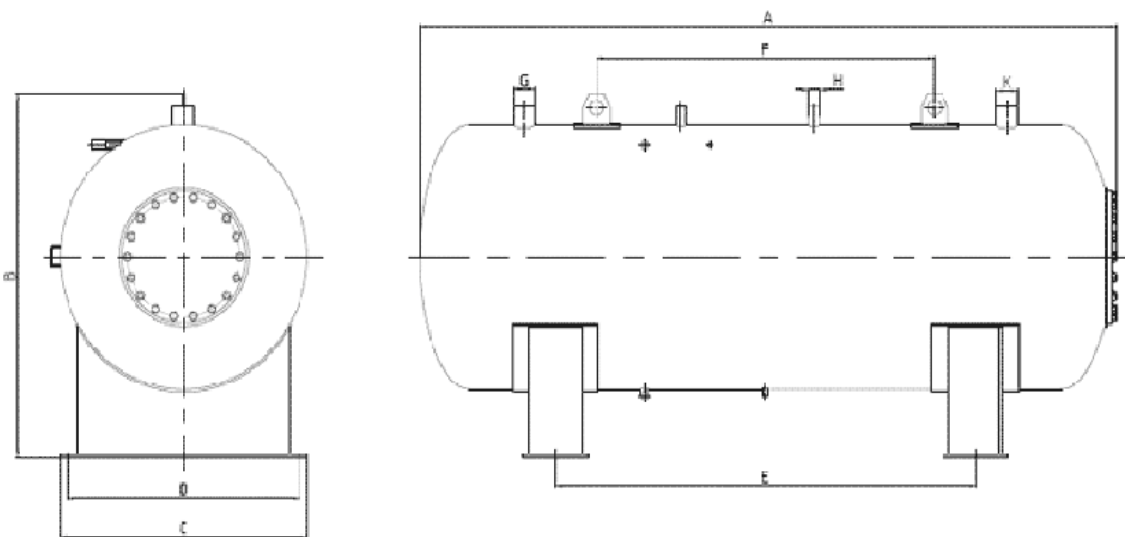


Рис.7.1.Лінійний ресівер

A=2280мм; B=1410мм; C=1020мм; D=960мм; E=1190мм; F=930мм;

G=DN 80; H=DN80; K=DN40

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22

Арк.

61

Масловіддільники призначені для відділення масла, що відноситься з компресорів разом з холодильним агентом. Підбір масловіддільників проводиться по діаметру нагнітального патрубку компресора. Вибираємо масловіддільник фірми GVN.

У систему при заправці або ремонті може разом з агентом потрапляти деяку кількість повітря, яке потрапляє в теплообмінні апарати і негативно впливає на їх ефективність, що приводить до додаткових витрат електроенергії. Тому необхідно постійно видаляти повітря з системи. Для цього в холодильній системі встановлений автономний воздухоотделитель, що є окремою фреоновою холодильною установкою. Аміачно-повітряна суміш поступає з апаратів високого тиску у воздухоотделитель, де при охолодженні суміші з неї конденсується рідкий аміак. Далі рідкий аміак через систему клапанів зливається самотік назад в систему, а легко-аміачна суміш через водний затвор виводиться назовні. Обираємо воздухоотделитель фірми Cooltech.

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

Розрахунок магістральних трубопроводів для другого компресора

Об'ємна витрата агента:

$$V_a = M_a / \rho, [m^3/c],$$

де ρ – щільність агента за відповідних умов, kg/m^3 .

Діаметр трубопроводу, що розраховується:

$$d = 1.13 \cdot (V_a / w)^{0.5}, [m],$$

де w – орієнтовна швидкість агента, що приймається виходячи з умов роботи трубопроводу, m/c .

Нагнітальний трубопровід:

При $t_2 = 100^\circ C$ и $P_k = 15$ бар – щільність агента $\rho_2 = 7.58$ kg/m^3 .

$$V_a = 0.0768 / 7.58 = 0.0101 m^3/c.$$

$$d_n = 1.13 \cdot (0.0101 / 13)^{0.5} = 0.032 \text{ м.}$$

Приймаємо на нагнітанні сталеву трубу 35×2.5 .

Всмоктуючий трубопровід:

При $t_1 = -2^\circ C$ и $P_0 = 3.3$ бар визначаємо щільність агента $\rho_1 = 4.06$ kg/m^3 .

$$V_a = 0.0768 / 4.06 = 0.0189 m^3/c$$

$$d_n = 1.13 \cdot (0.0189 / 14)^{0.5} = 0.042 \text{ м.}$$

Приймаємо на всмоктуванні сталеву трубу 50×3 .

Масловіддільники призначені для відділення масла, що відноситься з компресорів разом з холодильним агентом. Підбір масловіддільників проводиться по діаметру нагнітального патрубку компресора. Вибираємо масловіддільник фірми GVN.

Розрахунок магістральних трубопроводів для третього компресора

Об'ємна витрата агента:

$$V_a = M_a / \rho, [m^3/c],$$

де ρ – щільність агента за відповідних умов, kg/m^3 .

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

Діаметр трубопроводу, що розраховується:

$$d=1.13 \cdot (V_a/w)^{0.5}, [м],$$

де w – орієнтовна швидкість агента, що приймається виходячи з умов роботи трубопроводу, м/с.

Нагнітальний трубопровід:

При $t_2=105$ °С и $P_k=15$ бар – щільність агента $\rho_2=7.47$ кг/м³.

$$V_a=0.184/7.47=0,0246 \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$d_n=1.13 \cdot (0,0246/13)^{0.5}=0.049 \text{ м}.$$

Приймаємо на нагнітанні сталеву трубу 50×2.5.

Всмоктуючий трубопровід:

При $t_1=-4$ °С и $P_0=3$ бар визначаємо щільність агента $\rho_1=3.76$ кг/м³.

$$V_a=0.184/3.76=0,049 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$d_n=1.13 \cdot (0,049/14)^{0.5}=0,066 \text{ м}.$$

Приймаємо на всмоктуванні сталеву трубу 70×3.

Масловіддільники призначені для відділення масла, що відноситься з компресорів разом з холодильним агентом. Підбір масловіддільників проводиться по діаметру нагнітального патрубку компресора. Вибираємо масловіддільник фірми GVN.

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

8. ПІДБІР ЦИРКУЛЯЦІЙНОГО РЕСІВЕРА

Циркуляційні ресивери часто застосовуються в сучасних промислових холодильних низькотемпературних системах, де використовується насосна схема подачі холодоагенту до випаровувача безпосереднього охолодження і встановлюється на стороні низького тиску.

У ресивері міститься необхідний обсяг холодоагенту для ефективного харчування випарників, а також забезпечення безаварійної роботи хладагентних насосів.

В даний час компанія COOLTECH випускає лінійку горизонтальних циркуляційних ресиверів серії PS, модельний ряд якої включає 10 моделей об'ємом від 1 до 7 м³. Циркуляційні ресивери Cooltech

Всі судини обладнані необхідними патрубками для підключення до холодильної системи, опорами, стропувальними пристроями та люками (люками) огляду.

Конструкція і внутрішній устрій циркуляційних ресиверів забезпечує ефективне відділення рідкого холодоагенту від пара, а також запобігає можливість попадання пари в усмоктувальний патрубок хладагентного насоса (виникнення зриву потоку).

СТХ PR 1.0 - 7.0

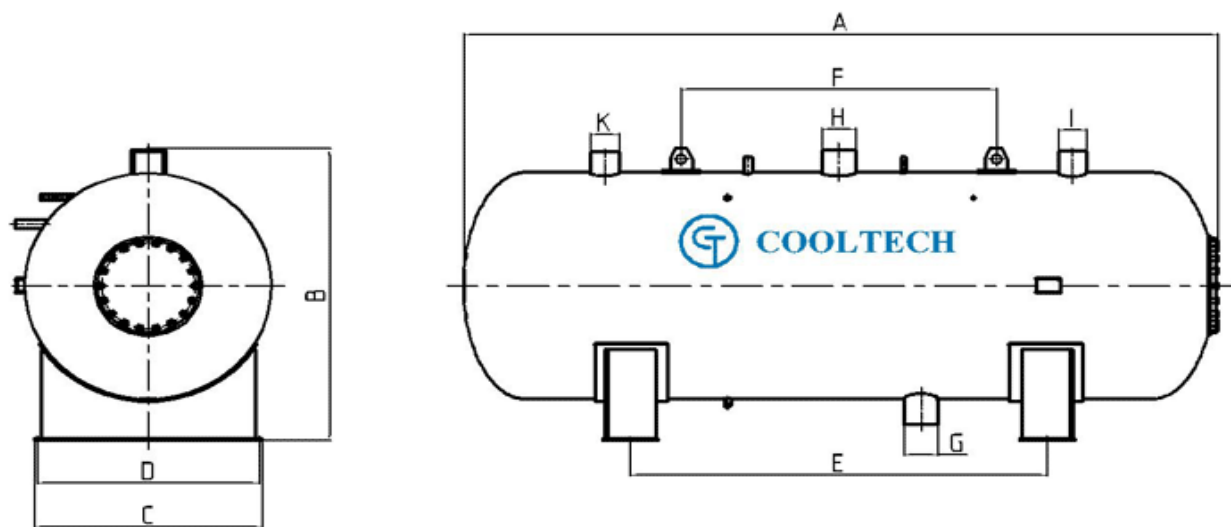


Рис.8.1 Циркуляційний ресивер

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22

Арк.

65

Підбираємо циркуляційний ресивер фірми Cooltech CTX PR 1.0.

Розміри ресивера :A=2740мм B=1025мм C=1020мм D=960мм E=200мм
G=DN125мм K=DN100мм L=DN100мм

Підбір циркуляційного насоса

Підбираємо три насоса холодоагенту марки САМ 3/2

Характеристика насоса холодоагенту марки САМ 3/2

Таблиця 8.1

Об'ємна подача $V_{н.х.}$, м3/ч		Марка електродвигуна	Потужність електродвигуна $N_{эл}$, кВт	Масса, кг
Min=6	Max=30	СКР х 12,0	12	150

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

9. ПІДБІР ПОВІТРООХОЛОДЖУВАЧА

Для холодильних камер підбираємо аміачні оребровані повітроохолоджувачі. В залежності від площі камери приймаємо в першій камері п'ять апаратів, в другій камері і в третій камері по чотири апарата.

У загальному випадку апарат добирають по необхідній площі його теплообмінної поверхні. Чисельне значення визначають за формулою:

$$F = \frac{Q}{nk\theta}, \text{ м}^2 \quad (9.1)$$

де Q – розрахункове теплове навантаження, Вт;

n – число апаратів, що добираються;

k – коефіцієнт теплопередачі апарату, Вт/(м²К). Для аміачних оребрених повітроохолоджувачів приймаємо 12-20 Вт/(м²К);

θ – середній температурний напір між середовищами, К. Для аміачних оребрених повітроохолоджувачів приймаємо 5 К.

Площа повітроохолоджувача першої камери:

$$F = \frac{17988}{5 \cdot 12 \cdot 10} = 30 \text{ м}^2$$

Площа повітроохолоджувача другої камери:

$$F = \frac{15116}{4 \cdot 20 \cdot 10} = 20 \text{ м}^2$$

Площа повітроохолоджувача третьої камери:

$$F = \frac{26795}{4 \cdot 20 \cdot 10} = 35 \text{ м}^2$$

Для першої камери підбираємо: п'ять аміачних повітряохолоджувачі серії **IEDGA** фірми Sabero. Холодопродуктивність – 18 кВт

Для другої камери підбираємо: чотири аміачних повітряохолоджувачі двухствельні GDS фірми Gunter. Холодопродуктивність – 16 кВт

- хладагент: NH₃;
- направление воздуха: горизонтальное с двухсторонним выдувом, вентиляторы приточные, вход воздуха снизу;

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

– стандарт качества: ISO 9001.

Для третьей камеры подбираємо : чотири аміачних повітряохолоджувачі двухстельні ADHN фірми Gunter. Холодопродуктивність – 27 кВт

- хладагент: NH₃;
- направление воздуха: горизонтальное с двухсторонним выдувом, вентиляторы приточные, вход воздуха снизу;
- стандарт качества: ISO 9001.

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
						68
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

10. ОХОРОНА ПРАЦІ

Проектоване підприємство призначене для тривалого зберігання капусти. Холодильна установка, що забезпечує підтримку технологічного режиму зберігання в камерах, використовує холодильний агент аміак.

В компресорному цеху знаходиться холодильна машина, апарати якої знаходяться в тому ж приміщенні. Випарний конденсатор, розташований поза будівлею. Висота стелі складає 5,5 м. Компресорний цех має два виходи один з яких безпосередньо назовні. Апарати що вимагають постійного обслуговування обладнанні спеціальними майданчиками і сходами. Майданчики і сходи огороженні поручнем. Колектор приборів охолодження знаходиться в компресорному цеху, що дозволяє негайно відрегулювати подачу холодоагенту. Усе устаткування розміщене з необхідними проходами, без труднощів обслуговування. Загальна площа компресорного цеху складає 96 м².

Аміак R717, хімічна формула NH₃. Нормальна температура кипіння мінус 33,35 °С. При атмосферному тиску аміак — безбарвний газ, легше за повітря, з різким задушливим запахом.

Найбільш небезпечними властивостями аміаку є його **токсичність і вибухонебезпека**. Перебування людини протягом декількох хвилин в приміщенні з об'ємною часткою аміаку в повітрі —0,5÷1% приводить до смертельного результату або сильного отруєння. Температура самозаймання аміаку 630 °С. При об'ємній частці в повітрі понад 11 % і наявності відкритого полум'я аміак починає горіти.

Суміш пари аміаку з повітрям при об'ємній частці 15÷28 % вибухонебезпечна. Максимальний тиск вибуху суміші біля 0,45 МПа. Аміак починає розкладатися при температурі вище 250 °С.

Категорія приміщення за вибухопожежною та пожежною безпекою

Приміщення аміачних машинних і апаратних відділень по вибухопожежною небезпеці відносяться до категорії "А" (клас

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вибухонебезпеки В-1б). Їх розміщують, як правило, в одноповерхових будівлях, прибудованих до корпусу холодильника або виробничої будівлі, в якій розміщені споживачі холоду.

У машинному відділенні передбачають не менше двох виходів, один з яких — безпосередньо назовні (через тамбур для середньої і північної смуги). Виходи розташовують на максимально можливій відстані один від одного.

Забезпечення вибухобезпеки експлуатації устаткування

Аміачна холодильна установка – герметична технологічна система, в якій по замкнутому контуру, без виробничих витрат, циркулює холодильний агент. В елементах АХУ відбуваються тільки термодинамічні процеси та пов'язані з ними фазові перетворення аміаку (пара→рідина та рідина→пара).

У приміщеннях та на ділянках аміачної холодильної установки, у суміжних приміщеннях/ділянках, поза приміщеннями, а також у самій установці, за умов нормальної експлуатації технологічної системи витоків

холодильного агенту не відбувається, вибухопожежно небезпечна суміш пари аміаку з повітрям не утворюється. Небезпека виникнення вибуху та пожежі з'являється тільки внаслідок позаштатних аварійних ситуацій, аварій, НС техногенного чи природного походження. Захист технологічного устаткування, трубопроводів та арматури від зруйнування під дією надлишкового тиску в системі забезпечений конструктивним виконанням елементів установки, системою захисних клапанів, приладами автоматичного захисту АХУ.

Підбір запобіжного клапану

Пропускна здатність запобіжного клапану вибирається так, щоб у посудині або балоні не створився тиск, що перевищує робочий більш ніж на 0.05 МПа для посудин з робочим тиском до 0.3 МПа включно; на 15 % для посудин із $P_{\text{раб}} = 6$ МПа; на 10 % для посудин із $P_{\text{раб}} > 6$ МПа.

Не рідше одного разу в 12 місяців запобіжний клапан перевіряють на стендах з наступним опломбуванням.

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначимо мінімальну площу перетину клапана

$$F = \frac{M}{\mu \cdot B \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (P_1 - P_2)}} \quad [\text{м}^2], \quad (10.1)$$

де M – масова витрата рідини чи газу, $M = 1.168$ кг/с;

μ – коефіцієнт витрати газу (рідини) для даної конструкції клапану визначається експериментально і записується у його паспорті, $\mu = 0.75$;

B – коефіцієнт, що враховує фізико-хімічні властивості газу при робочих параметрах та залежить від показника адіабати $k = 1.13$ й відношення тисків

$$\frac{P_2}{P_1} = 0.076;$$

$$B = 1.59 \sqrt{\frac{k}{k+1} \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}}} \quad (10.2)$$

P_1, P_2 – відповідно тиск спрацювання клапану та абсолютний тиск за клапаном, $P_2 = 0.1$ МПа, $P_1 = 1.3$ МПа;

ρ – щільність середовища при тиску P_1 та температурі перед клапаном,

$$\rho = 13.5 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

$$F = \frac{1.168}{0.75 \cdot 0.909 \cdot \sqrt{2 \cdot 13.5 \cdot (1.3 - 0.1) \cdot 10^6}} = 3 \cdot 10^{-4} \quad \text{м}^2$$

Діаметр клапану

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} \quad [\text{м}], \quad (10.3)$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 3 \cdot 10^{-4}}{3.14}} = 0.019 \text{ м}$$

Обираємо діаметр клапану з стандартного ряду $d = 0.02$ м.

Організація безпечної експлуатації на холодильних установках.

Мета організаційних заходів щодо техніки безпеки на холодильних установках — створення безпечних умов праці шляхом постійного контролю за дотриманням правил монтажу, експлуатації і ремонту устаткування і систем

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71

установок, а також шляхом підтримки технічних знань обслуговуючого персоналу на необхідному рівні.

Адміністрація підприємства забезпечує холодильну установку необхідним штатом персоналу. Чисельність машиністів і слюсарів - ремонтників для обслуговування установки повинна відповідати «Нормативам чисельності робочих холодильних установок». Холодильна установка обслуговується, як правило, не менше чим двома машиністами в зміну. Обслуговування установки одним машиністом в зміну допускається тільки в тому випадку, якщо за умовами технологічного процесу можливе тимчасове припинення холодопостачання з виключенням холодильної установки.

Заземлювання

Заземлювання потрібно підключати до корпусів електричних машин, трансформаторів, реостатів, металевим корпусам вимикачів, запобіжників та штепселів, каркасам щитів, металевим оболонкам кабелів, приводам електроустаткування, металевим частинам прожекторів та іншим не струмопровідним частинам.

Розрахунок штучного заземлювання

Мета розрахунку полягає у визначенні основних параметрів штучного заземлювання – число, розміри та порядок розміщення окремих заземлювачів та заземлюючих провідників.

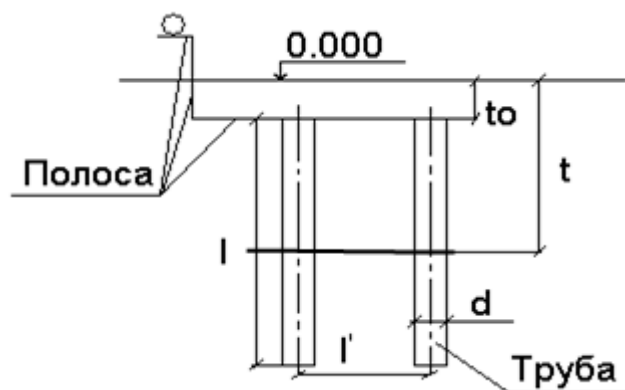


Рис.10.1 Схема заземлювання

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

Потрібний опір заземлюючого пристрою в електроустановках з напругою до 1000 В складає $R_{тр} = 4 \text{ Ом}$ [6].

Визначимо розрахункове значення питомого опору ґрунту

$$\rho_p = \rho_\phi \cdot \psi, \quad (10.4)$$

де ρ_ϕ – питомий опір ґрунту – опір 1 м^3 ґрунту між протилежними гранями, до яких прикладені вимірювальні електроди. Питомий опір ґрунту залежить від структури ґрунту, її вологості, розчиненої солі, а також від пори року;

приймаємо $\rho_\phi = 40 \text{ Ом}\cdot\text{м}$ для глини [6]

ψ – кліматичний коефіцієнт, враховуючий сезонні коливання вологості ґрунту, $\psi = 1,1..2$ [6]

приймаємо $\psi = 1,1$.

$$\rho_p = 1,1 \cdot 40 = 44 \text{ Ом}\cdot\text{м}.$$

Для штучного заземлювання приймаємо електроди – вертикальні сталеві труби діаметром 40 мм, полосова сталь $9 \times 3 \text{ мм}$. Спочатку обираємо систему розташування вертикальних заземлювачів – в ряд.

Задаємося довжиною вертикального заземлювача з умови

$$\frac{l'}{l} = 1; 2; 3, \quad (10.5)$$

де l' – відстань між заземлювачами, $l' = 6 \text{ м}$;

l – довжина заземлювача.

$$l = \frac{l'}{2} = \frac{6}{2} = 3 \text{ м}$$

приймаємо, що $t_0 \geq 0.5 \text{ м}$ – глибина, на яку заглиблюються заземлювачі

$$t = \frac{l}{2} + t_0 = \frac{3}{2} + 0.5 = 2 \text{ м}$$

Розрахуємо опір одного вертикального заземлювача

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

$$R_o = \frac{\rho_p}{2\pi l} \cdot \left(\ln \frac{2l}{d} + \frac{1}{2} \ln \frac{4t+1}{4t-1} \right) [Ом], \quad (10.6)$$

$$R_o = \frac{44}{2\pi \cdot 3} \cdot \left(\ln \frac{2 \cdot 3}{0.035} + \frac{1}{2} \ln \frac{4 \cdot 2 + 3}{4 \cdot 2 - 3} \right) = 12.93 \text{ Ом}$$

Визначимо кількість вертикальних заземлювачів

$$n = \frac{R_o}{R_{тр}} = \frac{15.29}{4} = 3.23 \text{ шт}$$

обираємо стандартну кількість заземлювачів $n' = 4$ шт.

Визначимо опір системи вертикальних заземлювачів

$$R_{св} = \frac{R_o}{n' \cdot \eta_v}, \quad (10.7)$$

де η_v – коефіцієнт використання вертикальних заземлювачів,
 $\eta_v = 0,77$ [6].

$$R_{св} = \frac{12.93}{4 \cdot 0.89} = 3.63 \text{ Ом}$$

Визначимо опір з'єднувальної смуги:

Довжина смуги:

$$L = (n' - 1) \cdot l' = (4 - 1) \cdot 6 = 18 \text{ м}$$

Довжина смуги не повинна перевищувати 150 м

Опір смуги:

$$R_n = \frac{P_p}{2\pi L \eta_r} \cdot \ln \frac{L^2}{d \cdot t_o}, \quad (10.8)$$

де η_r – коефіцієнт використання горизонтальних заземлювачів, $\eta_r = 0.92$ [6].

$d = 0.5$; $b = 0.5 \cdot 0.012 = 0.006$ м – для смуги шириною b

$$R_n = \frac{44}{2\pi \cdot 18 \cdot 0.92} \cdot \ln \frac{18^2}{0.006 \cdot 0.5} = 4.9 \text{ Ом}$$

Визначимо загальний опір системи

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
						74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$R_c = \frac{R_n \cdot R_{св}}{R_n + R_{св}} < R_{тр}$$

$$R_c = \frac{4.9 \cdot 3.63}{4.9 + 3.63} = 2.08 \text{ Ом} < 4 \text{ Ом}$$

Протипожежні заходи

Протипожежні заходи забезпечуються комплексом проектних рішень, спрямованих на попередження пожежі та вибуху, а також створення умов, які сприяють успішному гасінню пожежі, перешкоджають її поширенню та забезпечують можливість евакуації працівників та матеріальних цінностей.

Згідно діючих типових "Правил пожежної безпеки для промислових підприємств", "Правилам устроювання и безпечною експлуатації аміачних холодильних установок", ВНТП-СНиП-46-25.96 у приміщенні компресорної передбачається установка щиту первісних засобів гасіння пожежі з комплектом засобів:

- вогнегасник пінний – 3 шт.;
- вогнегасник вуглекислотний – 2 шт.;
- ящик з піском ($V=0.2 \text{ м}^3$);
- лопата;
- багор;
- відро.

Визначення об'єму недоторканого запасу води для гасіння пожежі

Розрахуємо ємність пожежного резервуару для гасіння пожежі на промисловому підприємстві виходячи з наступних даних:

Об'єм приміщення компресорного цеху $V=528 \text{ м}^3$

категорія приміщення – А

Ємність водоймища визначимо з умови забезпечення необхідної за нормами витрати води на зовнішнє пожежогасіння протягом розрахункового часу [6]

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_a = \frac{k \cdot g \cdot n \cdot \tau}{1000} \cdot 3600 \quad [\text{м}^3], \quad (10.9)$$

де k – коефіцієнт запасу, $k = 1.1..1.2$, приймаємо $k = 1,2$;

g – витрата води на зовнішнє пожежогасіння, $g = 20 \frac{\text{л}}{\text{с}}$;

n – кількість одночасних пожеж, згідно зі СНиП 2.04.02-84, приймаємо $n = 1$;

τ – тривалість гасіння пожежі.

Згідно зі СНиП 2.04.02-84 при ступені вогнестійкості I и II з виробництвами категорій Г та Д розрахункову тривалість гасіння пожежі слід приймати рівною двом годинам; в інших випадках – три години, приймаємо

$\tau = 3 \text{ г.}$

$$V_b = \frac{1.2 \cdot 20 \cdot 1 \cdot 3}{1000} \cdot 3600 = 260 \text{ м}^3$$

Виробнича санітарія

Попередження виникнення шкідливих виробничих факторів можливо тільки за умов суворого дотримання санітарно-технічних вимог та норм, визначених санітарними нормами відповідних розділів будівельних норм та правил и Держстандарту.

Вимоги особистої гігієни та виробничої санітарії, засоби виявлення першої медичної допомоги при нещасних випадках розглядаються у вступному інструктажі.

Вентиляція

Вид вентиляції залежить від вживаного хладогента. Машинні і апаратні відділення аміачних холодильних установок повинні бути обладнані системами витяжної вентиляції з кратністю повітрообміну в годину, визначуваною розрахунком, але не менше 2 для притоки і 3 для витяжки.

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тамбури-шлюзи і приміщення щитів автоматизації, суміжні з машинними відділеннями, обладнали окремими системами вентиляції приточування, що постійно діяли, забезпечують кратність повітрообміну не менше 5 об'ємів в годині Системи вентиляції мають резервні вентилятори, що автоматично включаються при виході з ладу основних.

Визначимо видатність вентиляції з кратності повітрообміну

$$L = k \cdot V_{\text{пом}} \left[\frac{\text{м}^3}{\text{год}} \right], \quad (10.10)$$

де k – кратність повітрообміну, приймаємо для робочої вентиляції:

а) припливної $k = 2 \text{ год}^{-1}$; б) витяжної $k = 3 \text{ год}^{-1}$; в) аварійної $k=8 \text{ год}^{-1}$

$V_{\text{пом}}$ – об'єм приміщення, $V_{\text{пом}} = 528 \text{ м}^3$.

тоді

$$L_{\text{прит}} = 2 \cdot 528 = 1056 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

$$L_{\text{выт}} = 3 \cdot 528 = 1085 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

$$L_{\text{ав}} = 8 \cdot 528 = 4232 \text{ м}^3/\text{год}$$

Визначимо потужність вентилятора

$$N = \frac{k \cdot L \cdot \Delta P_n}{\eta_v \cdot \eta_{\text{пр}} \cdot 3.6 \cdot 10^6} \text{ [кВт]}, \quad (10.11)$$

де k – коефіцієнт запасу, $k = 1,05..1,5$;

L – видатність вентиляції, $\frac{\text{м}^3}{\text{год}}$;

ΔP_n – втрати тиску в мережі повітроводів;

приймаємо для робочої вентиляції:

– високонапірні вентилятори ($2900 < \Delta P_n < 4500$) Па;

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

η_v – КПД вентилятора, $\eta_v = 0,6..0,8$; приймаємо $\eta_v = 0,7$;

$\eta_{пр}$ – КПД приводу при клиноремінній передачі $\eta = 0,95$.

$$\text{припливна} - N = \frac{1.2 \cdot 1056 \cdot 3000}{0.7 \cdot 0.95 \cdot 3.6 \cdot 10^6} = 1.6 \text{ кВт}$$

$$\text{витяжна} - N = \frac{1.2 \cdot 1584 \cdot 3000}{0.7 \cdot 0.95 \cdot 3.6 \cdot 10^6} = 2.4 \text{ кВт}$$

$$\text{аварійна} - N = \frac{1.2 \cdot 4232 \cdot 3000}{0.7 \cdot 0.95 \cdot 3.6 \cdot 10^6} = 6.4 \text{ кВт}$$

Приймаю для аварійної вентиляції відцентровий вентилятор ВЦ 4-70 №5 (1,5/1500 ВЗ); для припливної вентиляції вентилятор ВЦ 4-70 №3,15 (0,25/1500 ВЗ), для витяжної вентиляції вентилятор ВЦ 4-70 №3,15 (0,25/1500 ВЗ).

Освітлення

У приміщеннях машинних і апаратних відділень холодильних установок передбачають наступні види штучного освітлення: робоче, аварійне і місцеве (для ремонту, огляду і т. п.).

Освітленість робочих поверхонь в машинних і апаратних відділеннях, що створюється робочим освітленням, повинна складати не менше, 75 лк при використанні ламп накаливання або не менше 150 лк при використанні люмінесцентних ламп .

Освітленість приладів контролю повинна складати не менше 300 лк при використанні будь-яких ламп.

Окрім робочого освітлення, в приміщеннях машинних і апаратних відділень передбачають аварійне освітлення від незалежного джерела, що автоматично включається при відключенні основного джерела освітлення. У машинних відділеннях автоматизованих хладонових установок аварійне освітлення може не передбачатися.

Для місцевого освітлення при огляді, ремонті і очищенні внутрішніх порожнин машин і апаратів аміачних холодильних установок застосовують переносні світильники у вибухозахищеного виконання напругою не вище 12В.

Розрахунок освітлення

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розміри приміщення $A \times B \times H = (24 \times 4 \times 5.5)$ м. Світильники прийняті у вибухозахищеному виконанні; лампи – люменісцентні; система освітлення – загальна.

Визначимо відстань, між центрами світильників виходячи з умови

$$\frac{L}{H_p} = 1.5 \Rightarrow L = 1.5 \cdot H_p, \text{ м}$$

$$L = 2.8 \cdot 1.5 = 4.2 \text{ м}$$

Визначимо кількість світильників

$$N = \frac{A \cdot B}{L^2} \text{ [шт]}, \quad (10.12)$$

$$N = \frac{24 \cdot 4}{4.2^2} = 5.44 = 6 \text{ шт}$$

Визначимо світловий потік одного світильника

$$\Phi = \frac{E_n \cdot k \cdot z \cdot S \cdot 100}{N \cdot \eta} \text{ [лм]}, \quad (10.13)$$

де E_n – нормована мінімальна освітленість, $E_n = 150$ лк [7];

k – коефіцієнт запасу, $k = 1,5$;

z – коефіцієнт нерівномірності освітлення, $z = 1,1$;

S – площа приміщення, $S = 12 \cdot 9 = 108 \text{ м}^2$;

η – коефіцієнт використання світлового потоку залежить від: КПД та кривої розподілення сили світла світильника, коефіцієнту відбиття від стелі та стін ($\rho_{ст}$, $\rho_{п}$), висоти підвісу світильників над робочей поверхнею, показника приміщення: $i = \frac{A \cdot B}{H_p \cdot (A + B)} = \frac{24 \cdot 4}{2.8 \cdot (24 + 4)} = 1.22$ тоді приймаємо $\eta = 33$ [7].

$$\Phi = \frac{150 \cdot 1.5 \cdot 1.1 \cdot 96 \cdot 100}{6 \cdot 33} = 12000 \text{ лм}$$

Компонуємо світильник:

Беремо 6 ламп марки ЛДЦ40 зі світловим потоком однієї лампи 2100 лм.

Знаходимо сумарний світловий потік одного світильника $\Sigma \Phi = 12600$ лм.

Припустиме відхилення у розрахунку (-10% ÷ +20%).

$$\Delta = \frac{|\Phi - \Sigma \Phi|}{\Phi} \cdot 100\% = \frac{|12000 - 12600|}{12000} \cdot 100\% = 5\%$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Потужність освітлювальної установки

$$P = N \cdot n \cdot p \text{ [Вт]}, \quad (10.14)$$

де n – кількість ламп у світильнику, $n = 6$ шт;

p – потужність лампи, $p = 40$ Вт;

$$P = 6 \cdot 6 \cdot 40 = 1440 \text{ Вт.}$$

Долікарська допомога у випадку отруєння аміаком та ураженні електричним струмом

Ураження електричним струмом

Перша долікарська допомога у нещасних випадках від електричного струму складається з двох етапів: звільнення потерпілого від дії струму та надання йому медичної допомоги.

Звільнення потерпілого від дії струму найбільш простий та правильний спосіб – це відключення відповідної частини електроустановки. Якщо відключення швидко зробити неможна через будь-які причини, при напрузі до 1000 В перерубати дроти сокирою з дерев'яною рукояткою або відтягнути потерпілого від струмопровідної частини, тримаючись за його одяг, якщо він сухий, відкинути від нього дріт за допомогою дерев'яної палиці та ін.

При напрузі більше 1000 В слід застосовувати діелектричні рукавиці, боти та в необхідних випадках ізолюючу штангу або ізолюючі кліщі, розраховані на відповідну напругу.

Заходи першої медичної допомоги потерпілому від електричного струму залежать від його стану. Якщо потерпілий у свідомості, але до цього був в непритомності або тривалий час знаходився під струмом, йому необхідно забезпечити повний спокій до прибуття лікаря або терміново доставити до лікувальної установи.

За відсутності свідомості, але диханні, що збереглося, і роботі серця потрібно рівно і зручно укласти постраждалого на м'яку підстилку, розстебнути пояс і одяг, забезпечити притоку свіжого повітря. Слід давати нюхати нашатирний спирт, окропляти потерпілого холодною водою, розтирати і зігрівати тіло.

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
						80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Якщо постраждалий погано дихає - рідко, судорожно або якщо дихання поступово погіршується, тоді як у всіх цих випадках продовжується нормальна робота серця, необхідно робити штучне дихання.

За відсутності ознак життя треба робити штучне дихання і зовнішній масаж серця.

Отруєння аміаком

Постраждалий від отруєння аміаком повинен бути винесений на свіже повітря або в чисте тепле приміщення. При необхідності слід застосувати штучне дихання. Постраждалий повинен бути звільнений від перешкоджаючого диханню одягу, на ньому треба змінити забруднений одяг і надати йому повний спокій. Зробити інгаляцію теплою парою (через паперову трубочку) з чайника, що містить 1-2% розчин лимонної кислоти в гарячій воді. Дати випити солодкий чай, каву, лимонад або 3% розчин молочної кислоти. Рекомендується у всіх випадках отруєння вдихати кисень в течію 30-45 хв., зігріти постраждалого (обкласти грілками).

У разі глибокого сну і можливого зниження больової чутливості слід дотримуватися обережності, щоб не викликати опіків грілками.

За наявності явищ роздратування носоглотки необхідне полоскання її 2% розчином соди або водою. Незалежно від стану постраждалий повинен бути направлений до лікаря.

У разі задухи, кашлю потерпілого слід транспортувати в лежачому положенні.

Для надання долікарської допомоги в операторській аміачного компресорного цеху є аптечка, в якій повинні бути:

- 1–2 % розчин лимонної кислоти;
- 2–4% розчин борної кислоти;
- 1% розчин новокаїну, кодеїну (або діоніну);
- етиловий спирт, сода;
- бинти, вата, марлеві серветки;

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		81

11. Автоматизація холодильної установки

Під автоматизацією розуміють комплекс технічних заходів, частково або повністю виключають присутність людей в тому чи іншому технологічному процесі.

Останнім часом, велику увагу в розробці і експлуатації холодильного обладнання приділяється різним видам її автоматизації. Системи автоматичного регулювання, контролю і захисту здатні скоротити при експлуатації до мінімуму кількість обслуговуючого персоналу і тим самим зменшити витрати на утримання холодильника в цілому.

Автоматизацію холодильної установки здійснюють з метою підвищення економічної ефективності та забезпечення безпеки робіт обслуговуючого персоналу. Підвищення економічної ефективності досягається внаслідок зменшення експлуатаційних витрат і витрат на ремонт обладнання, а безпеку експлуатації - застосуванням автоматичних пристроїв, що захищають холодильну установку від роботи в небезпечних режимах.

Система автоматизації побудована за принципом: датчик - задатчик - регулюючий елемент - виконавчий механізм.

У загальному випадку система автоматизації виконує чотири основні функції:

- система автоматичного захисту;
- система дистанційного контролю параметрів роботи холодильної установки;
- система автоматичного регулювання;
- система автоматичного управління.

Система автоматичного захисту

В процесі експлуатації холодильної установки можуть виникати різні несправності в системах (відхилення від оптимального режиму роботи холодильної установки), що може призвести до небезпечних режимів роботи

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		82

холодильної установки: підвищення тиску і температури нагнітання, зниження тиску всмоктування, підвищення температури масла після масляного холодильника, підвищення рівня рідини в апаратах, припинення змащування пар, падіння тиску в системі змащення компресорів, відсутність охолоджуючої води і т.д.

Без прийняття своєчасних заходів можливі пошкодження або руйнування компресорів, теплообмінних апаратів або інших елементів установки.

У проектованій холодильній установці передбачається наступні види захисту:

1) Захист гвинтового компресора передбачає захист компресора від низької температури масла

Захист здійснюється за допомогою температурного реле RT101 ,при спрацьовуванні якого не відбувається включення електродвигуна компресора, а включаються Тени ,розташовані в Маслозбірники (прогрів масла здійснюється до досягнення значення в 15 °С) . Також включається світлова і звукова сигналізація.

2) Захист компресора від відсутності подачі масла

Захист забезпечується вентиль контролю протоки Danfoss FZ . При спрацьовуванні захисту відбувається відключення електродвигуна компресора і включається світлова і звукова сигналізація.

3)Захист електродвигунів

На всіх електродвигунах, що входять до складу холодильної установки передбачена вбудована електрозахист, в яку входить теплове реле.

4)Захист лінійного ресивера від перевищення значення максимального рівня аміаку для запобігання підтопленню конденсатора

Здійснюється за допомогою реле рівня Danfoss AKS38 . При спрацьовуванні цих приладів вимикається електродвигун компресора і включається світлова і звукова сигналізація.

Відповідно до Правил безпечної експлуатації аміачних холодильних установок передбачається дублювання приладів захисту по верхньому рівню

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		83

холодильного агента з однаковими уставками для запобігання аварійних ситуацій.

5) Защита насосов холодильного агента от потери производительности

Осуществляется по разности давления нагнетания и всасывания. Защита организуется с помощью дифференциального реле давления насоса MP55 . При достижении недопустимого перепада давлений реле выключает электродвигатель компрессора, одновременно включается световая и звуковая сигнализация.

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		84

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі представлено проект розподільчого холодильника місткістю 1000 тонн в місті Одеса, для зберігання продуктів харчування.

В якості будівельного матеріалу для зовнішніх і внутрішніх стін використана цегла. Матеріал ізоляції стін пінополеуретан. Загальна площа холодильника становить 1700 м².

З метою зменшення початкових витрат на будівництво холодильника приймається стандартна сітка колон кроком 6х 6 м і будівельна висота 6 м.

Для зручності приймання і вивантаження продукції, здійснюваних електричний навантажувач Toyota 7FBMF20 вантажопідйомністю 2000 кг и з висоти підйому 4,7 м., Передбачається коридор шириною 4 м з виходами на автомобільну платформу через вестибюль.

Будівля холодильника складається з трьох камер:

-Камера №1 зберігається м'ясо ,температура в камері -20⁰С

-Камера №2 зберігається сир ,температура в камері +4⁰С

-Камера №3 зберігається овочі ,температура в камері +1⁰С

Застосовуваний холодильний агент - аміак. Система охолодження – насосно-циркуляційна подача холодильного агента в прилади охолодження з безпосереднім кипінням та примусовим рухом повітря.

У всіх камерах зберігання вантажів і експедиції використовуються високоефективні повітроохолоджувачі.

Встановлено один випарний конденсатор фірми Baltimore Aircoil марки VXC – 1050. Один лінійний ресивера Cooltech CTX LR 1500.

З охорони навколишнього середовища проектом передбачається очищення стічних вод, роздільне зберігання твердих відходів в спеціальних контейнерах для подальшого вивезення за межі підприємства, раціональне використання і відтворення природних ресурсів, оздоровлення навколишнього природного середовища.

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>	Арк.
						85
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- 1.Свердлов Г.З., Явнель Б.К. "Курсовое и дипломное проектирование."
- 2.ЧумакиИ.Г., Никулынина Д.Г. Холодильные установки проектирование.,
Выща школа, 1988.
- 3.Курылев, Герасимов "Примеры и расчеты холодильных установок."
- 4.С.Н. Богданов, О.П. Иванов, А.В. Властивості речовин. Довідник. Л.:
Машинобудування, 1976 и 1985.
5. Данилова "Збірник задач по процесам теплообміну в харчовій і
холодильній промисловості."
6. Н.Н. Кошкін Теплові та конструктивні розрахунки холодильних
машин. Л.: Машинобудування, 1976.
7. І.А. Самойлов, В.Г. Ігнат'єв Охорона праці при обслуговуванні
холодильних установок. М.: Агропромвидав, 1989.
8. Ужанский В. С. Автоматизація холодильних машин і установок, М,;
Легка та харчова промисловість, 1982.
9. Мнацаканов Г.К. Холодильна техніка і технологія, 2006
10. [Електронний ресурс] – Режим доступу: <https://www.bitzer.de>
11. Холодильне обладнання [Текст] : підручник / Д. П. Семенюк, О. В.
Петренко ; ХДУХТ. — Харків : Світ Книг, 2021. — 633 с.
12. Холодильні установки спеціального призначення: конспект лекцій
[Електронний ресурс] / О. С. Подмазко, Н. О. Піщанська ; Каф. холодильних
установок і кондиціонування повітря. — Одеса: ОНТУ, 2023. — 99 с. —
Електрон. текст. Дані.
13. Плодоовочесховища: проектування, оптимізація, розрахунки [Текст]:
підручник / М. Г. Хмельнюк, В. П. Кочетов, А. В. Форсюк, Н. В. Жихарева; під
заг. ред. М. Г. Хмельнюка ; Одес. нац. акад. харч. технологій, Нац. ун-т харч.
технологій. — Одеса: Бондаренко М. О., 2018. — 228 с.
14. Методичні вказівки та примірний розрахунок по курсовому та
дипломному проектуванню з дисципліни "Холодильні машини і установки
спеціального призначення" [Електронний ресурс] / О. С. Подмазко; Каф.
холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса: ОНАХТ, 2019. —
34 с. — Електрон. текст. дані.
15. Кваліфікаційна робота: метод. вказівки до виконання та оформлення
роботи для здобувачів СВО "Бакалавр" [Електронний ресурс]: спец. 142
"Енергетичне машинобудування", галузі знань 14 "Електрична інженерія" ден.
та заоч. форм навчання /М. Г. Хмельнюк та ін. ; відп. за вип. М. Г. Хмельнюк;
Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса: ОНАХТ, 2021.
— Електрон. текст. дані: 20 с.

					КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		86

Поз.	Найменування	Кіл	Примітка
1	Компресорний агрегат Bitzer W6FA	1	
2	Компресорний агрегат Bitzer W6HA	1	
3	Компресорний агрегат Bitzer W4GA	1	
4	Компресорний агрегат Bitzer W2NA	1	
5	Циркуляційний ресивер	2	
6	Дренажний ресивер	1	
7	Лінійний ресивер	1	
8	Конденсатор КТГ-40	2	
9	Проміжна судина	1	$t_0 = -30^{\circ}\text{C}$
10	Проміжна судина	1	$t_0 = -10^{\circ}\text{C}$
11	Аміачний насос	4	
12	Водяний насос	4	
13	Розподільна станція	1	До випарників
14	Розподільна станція	1	Від випарників
15			
16			
17			
18			
19			
20			
21			
22			
23			
24			
25			
26			
27			
28			
29			

					<i>КРБ.ХУКП.1.119-03.2.22</i>			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розробив		Полковніков Б.В.			<i>Схема розводки трубопроводів компресорного цеху</i>	Лім.	Арк.	Аркушів
Перевірив		Хмельнюк М.Г.					87	87
Н. Контр.		Хмельнюк М.Г.				<i>ОНТУ гр. ЕН-141</i>		