

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інститут Навчально–науковий інститут холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім.В.С. Мартиновського
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 ХУКП _____
М. Хмельнюк
" 01 " березня 2026 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Циганов Артем Ігорович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Проект системи холодопостачання овочесховища місткістю 300 т у м. Одеса з використанням природних холодоагентів»
Затверджена наказом ОНТУ від "26" вересня 2025 року наказ № 499-03
2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 31.05.2026 р.
3. Вихідні дані роботи:
Холодильник для зберігання насінневої картоплі місткістю 300т. Будівля холодительника одноповерхова з висотою камер 6 м, з сіткою колон 6x12 м.
У 2-х камерах передбачається тривале зберігання насінневої картоплі з температурним режимом при $t_{\text{кам}} = +2^{\circ}\text{C}$, відносній вологості повітря $\varphi_{\text{кам}} = 0,90$.
В якості холодительного агента передбачається R717.
4. Перелік питань, які потрібно розробити.
Вступ. 1. Техніко-економічне обґрунтування проекту. 2. Розрахунок площ охолоджуваних приміщень. 3. Розрахунок ізоляційної конструкції. 4. Розрахунок теплоприток у камери холодительника. 5. Тепловий розрахунок компресора. 6. Розрахунок повітряного конденсатора. 7. Розрахунок повітроохолоджувача. 8. Розрахунок діаметрів трубопроводів. 9. Підбір допоміжного обладнання. 10. Охорона праці. 11. Інформаційні джерела. Реферат.
5. Перелік графічного матеріалу: (з точним зазначенням обов'язкових креслень).
План і розрізи овочесховища. Схема розведення трубопроводів. Повітроохолоджувач. Презентація в PowerPoint.

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

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	Проф. Хмельнюк М.Г.	01.03.2026р.	01.03.26 р.

7. Дата видачі завдання 01.03.2026 р. _____

Керівник _____ Хмельнюк М.Г.

Завдання прийняв до виконання _____ Циганов А.І.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Вступ. Техніко-економічне обґрунтування проекту.	20.03.2026 р.	
	Розрахунок площ охолоджуваних приміщень.		
	Розрахунок ізоляційної конструкції.		
2	Розрахунок теплоприток у камери холодильника.	10.04.2026 р.	
	Тепловий розрахунок компресора.		
3	Розрахунок повітряного конденсатора.	01.05.2026 р.	
	Розрахунок повітроохолоджувача.		
4	Розрахунок діаметрів трубопроводів.	20.05.2026 р.	
	Підбір допоміжного обладнання		
	Охорона праці. Реферат		
5	Оформлення пояснювальної записки	31.05.2026 р.	

Здобувач - дипломник _____ Циганов А.І.

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 кваліфікаційної роботи відсутні порушення норм академічної доброчесності.

Здобувач - дипломник Циганов А.І.

ПІБ

Підпис

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ

ВСТУП.....	6
1. Техніко-економічне обґрунтування проекту	8
2. Розрахунок будівельних площ камер зберігання.....	27
3. Визначення товщини теплоізоляційного матеріалу.....	29
4. Розрахунок теплоприток у камери овочесховища.....	36
5. Тепловий розрахунок і підбір компресора.....	41
6. Розрахунок повітряного конденсатора.....	44
7. Розрахунок повітроохолоджувача	52
8. Розрахунок допоміжного обладнання та діаметрів трубопроводів	59
9. Охорона праці	62
ВИСНОВКИ.....	78
ІНФОРМАЦІЙНІ ДЖЕРЕЛА.....	79
ДОДАТКИ.....	80

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9.			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Циганов А.І.			Проект системи холодопостачання овочесховища місткістю 300 т у м. Одеса з використанням природних холодоагентів	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Хмельнюк М.Г.				4		
Н. Контр.					ОНТУ гр. ЕН-141а			
Затверд.								

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота складається з: 83 сторінок друкованого тексту, 19 рисунків, 11 таблиць, 10 посилань на літературні джерела. В кваліфікаційній роботі вирішено задачу розробки холодильника для зберігання насіннєвої картоплі місткістю 300 тон.

Будівля холодильника одноповерхова з висотою камер 6 м, з сіткою колон 6x12 м. У 2-х камерах передбачається тривале зберігання насіннєвої картоплі з температурним режимом при $t_k = +2^\circ\text{C}$, відносній вологості повітря $\varphi_k = 0,90$.

В якості холодильного агента було прийнято R717. Система холодопостачання спроектованого холодильника - централізована. Для забезпечення стійкої роботи холодильника були підібрані компресорні агрегати фірми Bitzer, теплообмінні апарати фірми Güntner.

Ключові слова: система холодопостачання – овочесховище – компресорно-конденсаторний агрегат – R717.

ABSTRACT

Qualification work consists of: 83 pages of printed text, 19 figures, 11 tables, 10 references to literary sources. In the qualification work, the task of developing a refrigerator for storing plant products with a capacity of 300 tons was solved.

The refrigerator building is one-story with a height of 6 m chambers, with a grid of 6x12 m columns. In 2 chambers, long-term storage of garlic is provided with a temperature regime at $t_c = +2^\circ\text{C}$, relative air humidity $\varphi_c = 0,90$.

R717 was used as a refrigerant. The cooling system of the designed refrigerator is decentralized. To ensure stable operation of the refrigerator, Bitzer compressor- units and Güntner heat exchangers were selected.

Keywords: cold supply system - vegetable storage - compressor-condenser unit – R717.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Метою роботи є проектування холодильника, призначеного для тривалого зберігання овочів. Орієнтована сумарна місткість овочесховища, виходячи із завдання на проектування складає 300 тон. Холодильник призначений для зберігання насінневої картоплі. Місце розміщення - м. Одеса.

Найважливішим завданням сільського господарства України є забезпечення кількісних та якісних потреб населення у продуктах харчування – вирішується шляхом безперервного збільшення виробництва, підвищення якості, а також шляхом значного скорочення втрат продуктів на всіх стадіях доставки їх споживачам.

Жоден спосіб зберігання без застосування штучного холоду (консервування, соління, сушіння тощо) не дозволяє достатньо повно зберегти поживні та смакові якості сільськогосподарської продукції.

Важливою умовою забезпечення збереження врожаю та стабільності його якості є створення безперервного холодильного ланцюга від поля до споживача та його першої ланки – попереднього охолодження плодоовочевої продукції безпосередньо після збирання. Попереднє охолодження дозволяє зменшити усихання, сповільнити або запобігти розвитку мікроорганізмів. Після охолодження фрукти та овочі слід зберігати за відповідної температури в холодильних камерах.

На думку фахівців, покращення збереження та використання дозволить підвищити кінцевий вихід овочів, фруктів та картоплі на 30%.

Створення безперервного холодильного ланцюга передбачає такі холодильні засоби:

-стаціонарні та пересувні станції попереднього охолодження в польових умовах, пунктах первинної переробки;

-швидкокомтовані охолоджувані сховища модульного типу або контейнери, що охолоджуються, для короткострокового зберігання рослинної

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

сировини на сировинних майданчиках консервних заводів, перевалочних базах і в магазинах;

-швидкокомтовані стаціонарні модульні сховища з панелей «сендвіч» з централізованою та децентралізованою системами охолодження для тривалого зберігання охолодженої та замороженої сировини та готової продукції;

-скороморозильні апарати та комплексні лінії для заморожування плодоовочевої продукції; -низькотемпературні транспортні засоби;

-охолоджувані та теплоізольовані контейнери, що дозволяють забезпечити збереження продукції та скоротити кількість навантажень та розвантажень;

-торгове середньо-і низькотемпературне обладнання.

Зберігання фруктів і овочів триває досить довго, іноді довше, ніж вирощування. Всі овочеві, та і плодові культури належать до так званих гетеротрофів. В період зростання активно накопичують живильні речовини, а під час зберігання - витрачають. Вони продовжують жити: дихають, випаровують вологу. Основне завдання під час їх зберігання - створити такі умови, щоб втрати маси, живильних речовин і якості були мінімальними.

Таким чином, склади для фруктів і овочів, що охолоджуються, необхідні на місцях їх виробництва та споживання і проектування системи холодопостачання для овочесховища ємністю 300 тонн є актуальним завданням.

Картопля - основний продукт на нашому столі, якщо не вважати хліб. Останнім часом збільшується виробництво насінневого матеріалу. Але його необхідно ще правильно зберегти, при дотриманні всіх необхідних технологічних процесів, наявності сучасних сховищ з підтриманням температурних режимів.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

1. Техніко-економічне обґрунтування проекту

Технологія зберігання насінневої картоплі

Картопля - основний продукт на нашому столі, якщо не вважати хліб.

Останнім часом збільшується виробництво насінневого матеріалу. Але його необхідно ще правильно зберегти, при дотриманні всіх необхідних технологічних процесів, наявності сучасних сховищ з підтриманням температурних режимів.

Зберігання насінневої картоплі — це багатоступінчастий процес, який вимагає суворого дотримання технологічних режимів. Від правильності виконання кожного етапу залежить схожість, здоров'я та життєздатність бульб, а також майбутній урожай. Технологія передбачає проведення лікувального періоду після збирання, поступове охолодження, підтримання оптимальної температури та вологості, забезпечення якісної вентиляції й темряви, а також використання відповідної тари.



Рис. 1. Умови зберігання картоплі в овочесховищі

Одразу після збирання картоплю необхідно перебрати. Сортування дозволяє відокремити здорові, правильно сформовані бульби від пошкоджених, уражених хворобами або надмірно дрібних. Оскільки навіть одна хвора бульба

									Арк.
									8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9				

може стати джерелом інфекції, на цьому етапі важливо бути особливо уважним. Відбракувати потрібно екземпляри з ознаками гнилей, механічних розривів, мокрих плям, ураження шкідниками, а також «водянисті» або м'які на дотик бульби.

Перед закладанням на зберігання ящики та приміщення бажано продезінфікувати. Це допоможе зменшити ризик розвитку грибкових інфекцій у період зберігання. Зазвичай застосовують побілку вапном, обробку мідним купоросом або сучасними антисептиками.

Після викопування бульби майже завжди мають мікроушкодження, невидимі неозброєним оком. Саме через ці тріщини та потертості можуть проникати патогени — збудники гнилей чи інших хвороб. Для того щоб картопля набрала «біологічної стійкості», її витримують у спеціальних умовах.

Умови проведення: Тривалість лікувального періоду становить від 10 до 20 днів. За цей час на поверхні бульб утворюється природна захисна кірочка.

Оптимальні умови:

Температура: +12...+15 °С

Вологість: середня, без надмірного конденсату

Вентиляція: регулярна, але без різких потоків повітря

У цей час картоплю зберігають у тонкому шарі або в невисоких ящиках. Бажано розмістити її в тіні або прикрити тканиною.

Особливості зеленіння: якщо бульби призначені саме для посадки, їх на етапі лікування можна злегка «позеленити». Під впливом світла в них утворюється соланін — природний токсин, який підвищує стійкість до хвороб і гризунів. Така картопля гірше поїдається шкідниками та легше переносить тривале зберігання.

Для харчової картоплі цей прийом неприйнятний, оскільки підвищення вмісту соланіну робить її токсичною для людини.

Після лікувального періоду необхідно переходити до другого важливого етапу — плавного зниження температури. Якщо охолоджувати картоплю різко,

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

це може викликати стрес, погіршити смакові та насінневі якості, а також призвести до утворення внутрішніх пошкоджень.

Основні правила охолодження

Знижувати температуру поступово, протягом 1–2 тижнів,

Уникати коливань більш ніж на 1–2 °С за добу,

Забезпечити постійний повітрообмін, щоб уникнути накопичення вуглекислого газу та конденсату.

Поступове охолодження сприяє адаптації бульб до умов довготривалого зберігання.

Оптимальна температура для основного періоду зберігання насінневої картоплі +2...+4 °С [1].

При нижчих показниках починається солодіння, що негативно впливає на посадкові властивості.

За вищих температур активізуються процеси проростання, а бульби швидко втрачають тургор.



Рис. 2. Холодильна камера для зберігання картоплі

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

Таким чином, навіть незначні відхилення можуть призвести до втрати частини врожаю, тому контроль температури має бути регулярним.

Вологість повітря:

Відносна вологість у приміщенні повинна підтримуватися на рівні 85–95% [1].

Низька вологість - картопля зморщується, втрачає масу, стає млявою.

Надмірна - підвищується ризик гнилей, з'являється конденсат на поверхнях.

Для підтримання необхідної вологості використовують зволожувачі, мокрі полотна або місткості з водою. Важливо не допускати появи цвілі.

Вентиляція та контроль газового середовища:

Вентиляція — ключовий фактор при довготривалому зберіганні. Бульби виділяють вуглекислий газ та водяну пару. Якщо їх не виводити, картопля нагрівається, зволожується, а це створює сприятливе середовище для розвитку хвороб.

Правильна вентиляція повинна:

- забезпечувати плавний приток свіжого повітря,
- запобігати утворенню застійних зон,
- не допускати протягів, які пересушують верхні шари.

Освітлення:

Для насінневої картоплі важлива повна темрява, оскільки під дією світла:

- починається позеленіння,
- утворюється соланін,
- підвищується ризик стресу та проростання.

Приміщення повинно бути затемненим, а ящики — непрозорими. Якщо ж світло потрапляє частково, бульби можна накрити тканиною або мішковиною.

Для зберігання насінневої картоплі найкращими є [1]:

- дерев'яні або пластикові решітчасті ящики,
- сітчасті контейнери,
- перфоровані ящики, що забезпечують вільний доступ повітря.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11



Рис. 3. Контейнерний спосіб зберігання картоплі

Тверда тара допомагає уникнути змінання та створює оптимальні умови для вентиляції. Мішки допускаються лише з дуже добре провітрюваних матеріалів, але їх використовують рідше.

Способи укладання:

- бульби не слід засипати шаром вище 1–1,5 м,
- для великих об'ємів рекомендується система вентиляційних каналів,
- найкраще укладати картоплю за фракціями — дрібна, середня, велика.

Такий поділ полегшує весняне сортування та мінімізує ризик передачі хвороб між фракціями.

Під час всього періоду зберігання необхідно регулярно перевіряти стан бульб. Один раз на 2–4 тижні потрібно:

- оглядати гори картоплі на предмет гнилей,
- виймати контрольні зразки із різних зон (нижній, середній, верхній шар),

									Арк.
									12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9				

- контролювати температуру всередині маси картоплі,
- слідкувати за вологістю повітря і відсутністю конденсату.

Своєчасне виявлення проблем дозволяє зберегти якість насінневого матеріалу.

За кілька тижнів до посадки температуру підвищують до +8...+12 °С, щоб активізувати біологічні процеси. Проводять фінальне сортування, видаляють бульби з ознаками псування. При потребі картоплю пророщують на світлі.

Технологія зберігання насінневої картоплі є комплексною системою, що поєднує фізіологічні особливості бульб та технічні вимоги до умов зберігання. Правильне виконання всіх етапів — починаючи від лікувального періоду та закінчуючи весняною підготовкою — гарантує високу якість насінневого матеріалу і стабільний урожай у наступному сезоні.

Точність і дисципліна на кожному кроці — запорука здорової, життєздатної картоплі та високої продуктивності господарства.

Будівля овочесховища одноповерхова, розміром 24 x 24 м. [2]. Сітка колон 6 x 12 м. Покрівля виконана плоскою. Будівля холодильника орієнтована на всі боки так, щоб максимально скоротити тепло притоку від сонячної радіації. Перевага одноповерхових холодильників полягає у можливості комплексної механізації вантажних робіт, що дозволяє зменшити ручну працю робітників та здешевити вартість проведення вантажних робіт.

До складу овочесховища входять дві камери зберігання насінневої картоплі ємністю 150 тон кожна. Холодильник має ємність менше 1000 т., тому передбачено суміщення приміщення для товарної обробки та експедиції для приймання та відпуску продукції. Холодильник обладнаний автомобільною платформою, яка досить широка та зручна для маневрування при вантажно-розвантажувальних роботах.

Для охолодження та зберігання насінневої картоплі вибираємо централізовану схему холодопостачання, коли одна або кілька головних холодильних машин забезпечують холод для всіх камер зберігання через спільну мережу.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

Основні переваги централізованої схеми холодопостачання овоцесховища:

Один великий компресорний агрегат працює ефективніше, ніж багато дрібних. Можливе використання частотного регулювання, рекуперації тепла, оптимального завантаження машин.

Стабільність температурного режиму. Легше забезпечити потрібну температуру та вологість у кожній камері, бо холод виробляється у більш контрольованих умовах.

Краща надійність та резервування. Встановлення кількох агрегатів у загальному машинному відділенні дає змогу створити резерв. При виході з ладу одного компресора система продовжує працювати.

Зниження теплового навантаження у камерах. Випарники в камерах працюють як кінцеві елементи, а компресорне та теплообмінне обладнання розміщується поза камерами. Менше вивільняється зайвого тепла, стабільніша робота вентиляції.

Спрощене обслуговування. Усе холодильне обладнання зосереджене в одному місці, що зменшує витрати на обслуговування і скорочує час простоїв.

Менше витоків холодоагенту. У централізованій системі довжина трубопроводів холодоагенту менша, їх легше контролювати й обслуговувати, що підвищує безпечність.

Можливість автоматизації. Централізована схема простіше інтегрується з системами моніторингу, диспетчеризації, керування температурою/вологістю, сигналізацією аварій.

Зниження капітальних витрат у довгостроковій перспективі. Хоча первісні витрати можуть бути більшими, загальна вартість володіння обладнанням або системою протягом усього строку її служби нижча за рахунок меншої кількості агрегатів та тривалішого ресурсу.

Малі витрати на електроенергію. Великі компресори мають кращий ККД, можливе зональне регулювання холодопродуктивності залежно від заповнення камер.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

Гнучке масштабування. До системи можна підключити нові камери без встановлення нових автономних установок.

Кращий контроль атмосфери у камерах. Просторіше управління CO₂, O₂, вологістю — важливо для технологій регульованого газового середовища. Менше шуму та вібрацій у камерах. Компресорне обладнання винесене за їх межі, що зменшує ризик механічного впливу на продукцію.

У насосно-циркуляційній системі охолодження, застосованій в проекті, передбачена нижня подача рідини в прилади охолодження.

Насосно-циркуляційна схема охолодження найбільш прогресивна і зручна в експлуатації. У цій схемі холодильний агент необхідної температури поступає з циркуляційного ресивера в насос, який подає його до приладів охолодження. Пари, що утворюються, а також надмірна рідина поступають назад в ресивер. Потім пари прямують на всмоктування в компресор, а поповнення ресивера рідким агентом проводиться з системи компресор, конденсатор, регулюючий вентиль, створюючий своєрідний другий круговий цикл.

У системі з нижньою подачею продуктивність насоса повинна відповідати 3-4-х кратній циркуляції рідкого агента, тобто насос повинен подавати в 3-4 рази більше агента, чим випаровується його в повітроохолоджувачах. Це обусловлює необхідність застосування циркуляційних насосів невеликої продуктивності від 1-3 до 5 м³/год. Для забезпечення роботи в автоматичному режимі при продуктивності, що постійно змінюються, і натиску необхідно, щоб характеристичні криві насосів мали крутий контур. Такі насоси при малій продуктивності повинні створювати порівняно високі натиски.

4-х кратна циркуляція рідкого холодоагенту збільшує ефект саморегулювання роздачі рідині по об'єктах охолодження, значно зменшує впливи змінного заповнення приладів, що охолоджують, при зміні теплового навантаження, створює безпечніші умови роботи установки. Все це дозволяє вирішити головну задачу: забезпечення роботи у вологому режимі і при цьому гарантувати «сухий хід» компресора.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

Гарантією «сухого ходу» компресора є відсутність можливості переповнювання циркуляційного ресивера при будь-яких режимах роботи установки і виконання ним функцій віддільника рідини при суміщеному варіанті виконання.

Перше забезпечується правильним розрахунком місткості судини; друге - правильним розрахунком місткості судини і швидкості пари в паровій зоні судини, яка не повинна перевищувати швидкість витання крапель рідини. Розрахункова швидкість пари аміаку у віддільнику рідини не повинна перевищувати 0,5 м³/год. У проекті використаний вертикальний циркуляційний ресивер типу РДВ, що суміщає функції віддільника рідини.

Природні холодоагенти — це робочі речовини, які існують у природі або є її природними складовими і застосовуються в холодильних машинах, теплових насосах та системах кондиціонування повітря. До них належать аміак, вуглекислий газ, вода, повітря та вуглеводні.

Їх головна перевага полягає в тому, що вони:

- не руйнують озоновий шар (ODP = 0),
- мають дуже низький або нульовий потенціал глобального потепління (GWP ≈ 0–3),
- відповідають сучасним екологічним стандартам.

Через посилення міжнародних екологічних норм (Монреальський протокол, Кігалійська поправка) природні холодоагенти дедалі частіше замінюють синтетичні фреони.

Розглянемо характеристики основних природних холодоагентів:

Аміак (NH₃, R717) — один із найстаріших і найефективніших холодоагентів.

Фізико-термодинамічні властивості: висока теплота пароутворення, високий холодильний коефіцієнт (COP), хороші теплофізичні властивості.

Переваги: дуже висока енергоефективність, дешевий і доступний, нульовий вплив на озоновий шар і клімат.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Недоліки: токсичний, вибухонебезпечний у суміші з повітрям, несумісний з міддю та її сплавами.

Сфера застосування: промислові холодильні установки, склади глибокого заморожування, харчова та хімічна промисловість.

Вуглекислий газ (CO₂, R744) — сучасний перспективний холодоагент.

Особливості: низька критична температура (+31 °C), робота систем часто відбувається в транс-критичному режимі, дуже високі робочі тиски.

Переваги: нетоксичний, негорючий, GWP = 1 (еталон).

Недоліки: складніша конструкція обладнання, високі вимоги до міцності системи.

Застосування: холодильні системи супермаркетів, транспортне охолодження, теплові насоси.

Вуглеводні - до цієї групи належать пропан (R290), ізобутан (R600a), етан (R170).

Переваги: чудові термодинамічні властивості, низькі робочі тиски, високий ККД.

Недоліки: висока займистість, обмеження по заправній масі.

Сфера застосування: побутові холодильники, торгові холодильні шафи, малі теплові насоси.

Вода (H₂O, R718) - як холодоагент застосовується переважно в абсорбційних холодильних машинах.

Переваги: повна екологічна безпечність, низька вартість, висока теплота пароутворення.

Недоліки: робота при глибокому вакуумі, обмежений температурний діапазон, неможливість досягнення низьких температур.

Застосування: абсорбційні холодильні машини, сонячні холодильні системи, кондиціонування.

Повітря (R729) - використовується як холодоагент у газових холодильних циклах.

Переваги: абсолютно безпечне, доступне, екологічно чисте.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

Недоліки: низька енергоефективність, складність реалізації циклу.

Сфера застосування: авіаційні системи кондиціонування, криогенні установки.

Природні холодоагенти є ключовим напрямом розвитку сучасної холодильної техніки, оскільки поєднують: екологічну безпеку, високу енергоефективність, відповідність майбутнім нормам.

Таблиця 1. Порівняльна характеристика природних холодоагентів

Характеристика	Аміак	Вуглекислий газ	Пропан	Ізобутан	Вода	Повітря
Позначення	R717	R744	R290	R600a	R718	R729
Хімічна формула	NH ₃	CO ₂	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	H ₂ O	N ₂ + O ₂
Молекулярна маса, кг/кмоль	17,0	44,0	44,1	58,1	18,0	≈29,0
Нормальна температура кипіння, °C	-33,3	-78,4	-42,1	-11,7	+100	≈-194
Критична температура, °C	132,4	31,1	96,7	134,7	374,2	-140... -147
Критичний тиск, МПа	11,3	7,38	4,25	3,64	22,1	≈3,8
ODP	0	0	0	0	0	0
GWP	0	1	≈3	≈3	0	0
Токсичність	Так	Ні	Ні	Ні	Ні	Ні
Займистість	Так	Ні	Так	Так	Ні	Ні
Енергоефективність (COP)	Дуже висока	Висока	Висока	Висока	Середня	Низька

Вони поступово витісняють традиційні фреони та формують основу “зеленої” холодильної енергетики.

На підставі проведеного аналізу переваг і недоліків природних холодоагентів в якості холодильного агента установки овочесховища обраний аміак.

Природні холодоагенти є ключовим напрямом розвитку сучасної холодильної техніки, оскільки поєднують: екологічну безпеку, високу енергоефективність, відповідність майбутнім нормам.

Вони поступово витісняють традиційні фреони та формують основу “зеленої” холодильної енергетики.

На підставі проведеного аналізу переваг і недоліків природних холодоагентів в якості холодильного агента установки овочесховища обраний аміак.

Для даної аміачної холодильної установки вибрано сальникові поршневі компресори, що обумовлено сукупністю технічних, експлуатаційних та економічних факторів.

Сальникові поршневі компресори добре зарекомендували себе саме в аміачних холодильних системах середньої та великої холодопродуктивності. Їх конструкція передбачає використання сальникового ущільнення вала, що забезпечує допустимий рівень герметичності при роботі з аміаком та водночас дозволяє здійснювати візуальний контроль і своєчасне технічне обслуговування. На відміну від герметичних компресорів, сальникові агрегати є ремонтпридатними, що особливо важливо для промислових холодильних установок з тривалим терміном експлуатації.

Поршневі компресори відзначаються високою ефективністю роботи в широкому діапазоні температур кипіння та конденсації, що дозволяє використовувати їх у різних режимах навантаження. Вони забезпечують стабільну роботу при змінних теплових навантаженнях, характерних для холодильних установок харчової, переробної та складської промисловості. Регулювання продуктивності може здійснюватися шляхом відключення циліндрів або зміни частоти обертання, що підвищує енергоефективність системи.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рис. 4. Поршневий сальниковий аміачний компресор

Важливою перевагою сальникових поршневих компресорів є їхня висока механічна міцність і довговічність. Вони добре переносять короточасні перевантаження, пуски та зупинки, що робить їх надійними в умовах промислової експлуатації. Крім того, такі компресори менш чутливі до наявності незначної кількості рідкого холодоагенту в парі, ніж, наприклад, відцентрові компресори.

З економічної точки зору вибір сальникових поршневих компресорів є доцільним завдяки відносно невисокій вартості обладнання, доступності запасних частин та добре відпрацьованій технології обслуговування. Наявність кваліфікованого персоналу та поширеність даного типу компресорів у промислових аміачних установках також знижують експлуатаційні витрати.

Таким чином, вибір сальникових поршневих компресорів для аміачної холодильної установки є технічно обґрунтованим і економічно доцільним,

						КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			20

оскільки вони забезпечують необхідну надійність, ефективність, ремонтпридатність та безпеку роботи при використанні аміаку як холодоагенту.

Традиційно в холодильній техніці найбільш поширеною є система відведення теплоти конденсації за допомогою води, що охолоджує. Така система зазвичай включає насосну станцію з циркуляційними водяними насосами, градирню та водяний конденсатор. У цьому випадку вода виконує роль проміжного теплоносія, за допомогою якого теплота, що виділяється під час конденсації холодоагенту, відводиться в навколишнє повітря через градирню.

Основною перевагою водяної системи охолодження є висока інтенсивність теплообміну в теплообмінних апаратах. Це пояснюється кращими теплофізичними властивостями води порівняно з повітрям, що дозволяє зменшити габарити конденсаторів і забезпечити стабільну роботу холодильного обладнання навіть за високих теплових навантажень.

Однак поряд із перевагами така система має і суттєві недоліки. Під час експлуатації необхідне постійне підживлення системи свіжою водою через її втрати внаслідок випаровування та краплеуносу, величина яких може досягати 5...8 % від загальної витрати. В умовах сучасного дефіциту прісної води це є серйозним обмеженням. За статистичними даними, близько 70 % води, що видобувається на земній кулі, споживається промисловістю, при цьому приблизно 30 % з цієї кількості використовується саме для охолодження обладнання.

Крім того, у водяних конденсаторах має місце забруднення теплообмінних поверхонь (накип, біологічні відкладення, корозія), що призводить до погіршення умов теплообміну, зниження ефективності установки та необхідності проведення частих профілактичних і ремонтних робіт. Усе це ускладнює експлуатацію системи та збільшує її експлуатаційні витрати.

У зв'язку з наведеними недоліками в останні роки для великих і середніх холодильних установок усе ширше застосовуються конденсатори з повітряним охолодженням, які і прийняті в даному проєкті. У таких конденсаторах теплота конденсації безпосередньо відводиться в навколишнє повітря за допомогою

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

вентиляторів, що забезпечують примусовий рух повітря через теплообмінні поверхні.

Слід зазначити, що повітряні конденсатори мають більші габарити та потребують додаткових площ для розміщення, оскільки інтенсивність теплообміну в них значно нижча, ніж у водяних. Це зумовлено тим, що умови теплообміну визначаються теплофізичними властивостями повітря, яке має меншу теплоємність і теплопровідність порівняно з водою. Як наслідок, для забезпечення необхідної тепловіддачі потрібні значно більші площі поверхні теплообміну.

Разом із тим система охолодження з повітряними конденсаторами має низку важливих переваг, зокрема простоту конструкції та експлуатації. Вона не потребує встановлення водяних насосів, градирень, трубопроводів і систем водопідготовки, що значно зменшує капітальні витрати та спрощує обслуговування. Для охолодження використовується середовище, яке практично не має вартості, — атмосферне повітря, а основні експлуатаційні витрати пов'язані лише зі споживанням електроенергії вентиляторами.

Особливістю конструкції сучасних повітряних конденсаторів є те, що їхні теплообмінні пучки складаються з ребристих труб, виготовлених методом лиття під тиском. У порівнянні з традиційними способами формування ребристих поверхонь (накатка, насадка або навивка ребер) цей метод має низку суттєвих переваг:

- високу корозійну стійкість;
- високу чистоту теплообмінної поверхні;
- щільний і надійний контакт ребра з трубою, що забезпечує підвищену ефективність теплопередачі.

Вибір конденсаторів з повітряним охолодженням для холодильних установок, що проєктуються, є особливо доцільним з урахуванням кліматичних, природних та експлуатаційних умов міста Одеса. Одеса розташована в південній кліматичній зоні України та характеризується помірно-континентальним

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

кліматом із морським впливом, тривалим теплим періодом року та значною кількістю сонячних днів.

Для м. Одеса характерний дефіцит прісної води, зумовлений обмеженими місцевими водними ресурсами та значною часткою промислового і комунального водоспоживання. Застосування водяних систем охолодження в таких умовах призводить до істотних витрат води на підживлення системи внаслідок випаровування та краплеуносу, що є економічно недоцільним і екологічно небажаним. Використання повітряних конденсаторів повністю усуває потребу у воді для відведення теплоти конденсації.

Важливою особливістю водопостачання м. Одеса є підвищена мінералізація та жорсткість води, що сприяє інтенсивному утворенню накипу й корозії теплообмінних поверхонь водяних конденсаторів. Відмова від водяного охолодження дозволяє уникнути необхідності складної водопідготовки, хімічної обробки та частих регламентних робіт, пов'язаних з очищенням теплообмінників.

Кліматичні умови Одеси також сприяють ефективній роботі повітряних конденсаторів протягом значної частини року. У весняний, осінній та зимовий періоди температура зовнішнього повітря є достатньо низькою для інтенсивного відведення теплоти, що забезпечує зниження температури й тиску конденсації холодоагенту. Це, у свою чергу, призводить до підвищення холодильного коефіцієнта установки та зменшення споживання електроенергії компресорами.

Крім того, відсутність у складі системи градирень та відкритих водяних контурів є суттєвою перевагою для прибережного міста. Це дозволяє зменшити ризик біологічного забруднення, розмноження мікроорганізмів і виникнення неприємних запахів, що особливо актуально в умовах щільної міської забудови та курортної зони.

Важливою перевагою є і спрощення експлуатаційного обслуговування. Повітряні конденсатори не потребують постійного контролю якості води, регулювання водно-хімічного режиму та сезонної консервації, що знижує витрати на персонал і підвищує надійність роботи установки

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

Таким чином, з урахуванням кліматичних і ресурсних особливостей м. Одеса, застосування конденсаторів з повітряним охолодженням є технічно обґрунтованим, економічно ефективним і екологічно безпечним рішенням, що відповідає сучасним вимогам до проектування холодильних установок.

Для охолодження повітря в камерах овочесховища обрана безканална повітряна система охолодження з використанням підвісних сухих охолоджувачів повітря безпосереднього охолодження. Застосування даної системи зумовлене необхідністю забезпечення стабільних температурно-вологісних умов у камерах зберігання овочевої продукції, а також рівномірного розподілу температури по всьому об'єму приміщення без використання розгалуженої мережі повітроводів.

Кожен повітроохолоджувач має трисекційну конструкцію та складається з трьох основних частин. У середній частині агрегату розміщені два осьові вентилятори з вертикальними осями обертання, призначені для забору повітря безпосередньо з об'єму камери та створення примусової циркуляції повітря. По обидва боки від вентиляторного блоку розташовані оребрені теплообмінні батареї, через які проходить потік повітря, що охолоджується в процесі теплообміну з холодоагентом.

Оребрені батареї виконані зі сталевих труб діаметром 22×2 мм, що забезпечує достатню механічну міцність та стійкість до робочого тиску холодоагенту. Для підвищення інтенсивності тепловіддачі труби обладнані алюмінієвим оребренням, товщина якого біля основи становить 2 мм, а у вершині — 0,6 мм. Крок оребрення дорівнює 16 мм, що дозволяє досягти оптимального співвідношення між коефіцієнтом теплопередачі та аеродинамічним опором повітряного потоку.

Розташування труб у батареях - коридорне, що сприяє рівномірному обтіканню теплообмінної поверхні повітрям та підвищує ефективність процесу охолодження. Крок труб по фронту та по ходу руху повітря становить 76 мм. Кількість трубок у вертикальному ряду кожної батареї дорівнює 4, а в горизонтальному ряду — 6, що визначено виходячи з необхідної

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

холодопродуктивності та допустимих гідравлічних опорів. Довжина оребреної труби становить 3,2 м, що забезпечує достатню площу теплообміну.

Під час роботи установки вентилятори забирають повітря з камери зберігання та проганяють його через охолоджувальні батареї, у яких відбувається зниження температури повітря. Охолоджене повітря на виході з повітроохолоджувача направляється назад у приміщення камери. Для забезпечення рівномірного розподілу повітряного потоку по всьому об'єму камери на виході встановлені спеціальні щити з направляючими, які формують напрям руху повітря та запобігають утворенню локальних зон переохолодження або недостатнього охолодження.

Повітроохолоджувач змонтований на двох швелерних балках, за допомогою яких він жорстко та надійно кріпиться до стелі камери. Таке розміщення обладнання дозволяє раціонально використовувати внутрішній об'єм приміщення, не перешкоджає розміщенню штабелів продукції та забезпечує зручний доступ для технічного обслуговування.

Застосований тип безконтактного повітряного охолодження є більш інтенсивним порівняно з традиційним батарейним охолодженням. Повітряна система охолодження характеризується вимушеним рухом повітря у приміщенні та відносно високими швидкостями його циркуляції. Це сприяє усуненню застійних зон у штабелях вантажів, вирівнюванню температурного поля в камері та забезпеченню інтенсивного тепло- і вологообміну між повітрям і продуктом, що є важливою умовою для збереження якості овочевої продукції протягом тривалого періоду зберігання.

Основними перевагами повітряної системи охолодження з використанням охолоджувачів повітря є:

- мала металомісткість системи порівняно з батарейною системою охолодження;
- можливість повної автоматизації процесів охолодження та керування режимами роботи установки;
- скорочення строків монтажу та зниження вартості монтажних робіт;

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

- підвищення ефективності охолодження та рівномірності температурного режиму в камерах зберігання.

У схемі холодильної установки передбачені лінійний, циркуляційний та дренажний ресивери, а також аміачні насоси для подачі холодоагенту в камерні прилади охолодження.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

2. Розрахунок будівельних площ камер зберігання

Планування проектного підприємства є одним з вузлових моментів проекту.

Основні вимоги до планування:

- а) планування повинне відповідати прийнятому в проекті технологічному процесу, сприяти виконанню технологічних умов обробки продуктів;
- б) планування повинне сприяти зменшенню первинних витрат на будівництво підприємства;
- в) планування повинне забезпечити дешеву і зручну експлуатацію підприємства;

Основними джерелами зменшення експлуатаційних робіт є: Зменшення тепло приливів при охолодженні приміщення, скорочення об'єму, організація і забезпечення проведення завантажувально-розвантажувальних робіт.

- г) Враховувати особливості прийнятої системи охолодження;
- д) Відповідати вимогам правил техніки безпеки;
- е) Забезпечити можливість розширення підприємства (якщо таке обумовлено завданнями проектування).

Визначення місткості камер:

- а) Вибираємо склад камер холодильника.
- б) Розмір сітки колон приймаємо **6 x 12 м**.
- г) Приймаємо 2 камери по 50% картоплі в кожній.

Вантажний обсяг камери

$$V_B = G / g_v = 150 / 0,35 = 428,6 \text{ м}^3.$$

де $G = 150$ т- маса збереженого продукту в 1 камері;

$g_v = 0,35$ т/м³ норма умовного завантаження одиниці вантажного обсягу.

Вантажна площа камери

$$F_B = V_B / h_B = 428,6 / 3 = 142,9 \text{ м}^2.$$

де $h_B = 3,0$ м – висота складування продукту.

Будівельна площа камери

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

$$F_6 = F_B / \beta = 142.9 / 0.75 = 190.5 \text{ м}^2.$$

де $\beta = 0.75$ – коефіцієнт використання будівельної площі камери, для камер площею від 100 до 400 м².

Визначаємо число будівельних прямокутників:

$$n = F_6 / 72 = 190.5 / 72 = 2.65,$$

де $6 * 12 = 72 \text{ м}^2$ - площа будівельного прямокутника для сітки колон 6x12м.

Приймаємо 2 камери площа кожної з них складає 3 будівельних прямокутника.

Площа допоміжного приміщення складає:

$$F_{\text{дп}} = 6 \times 24 = 144 \text{ м}^2.$$

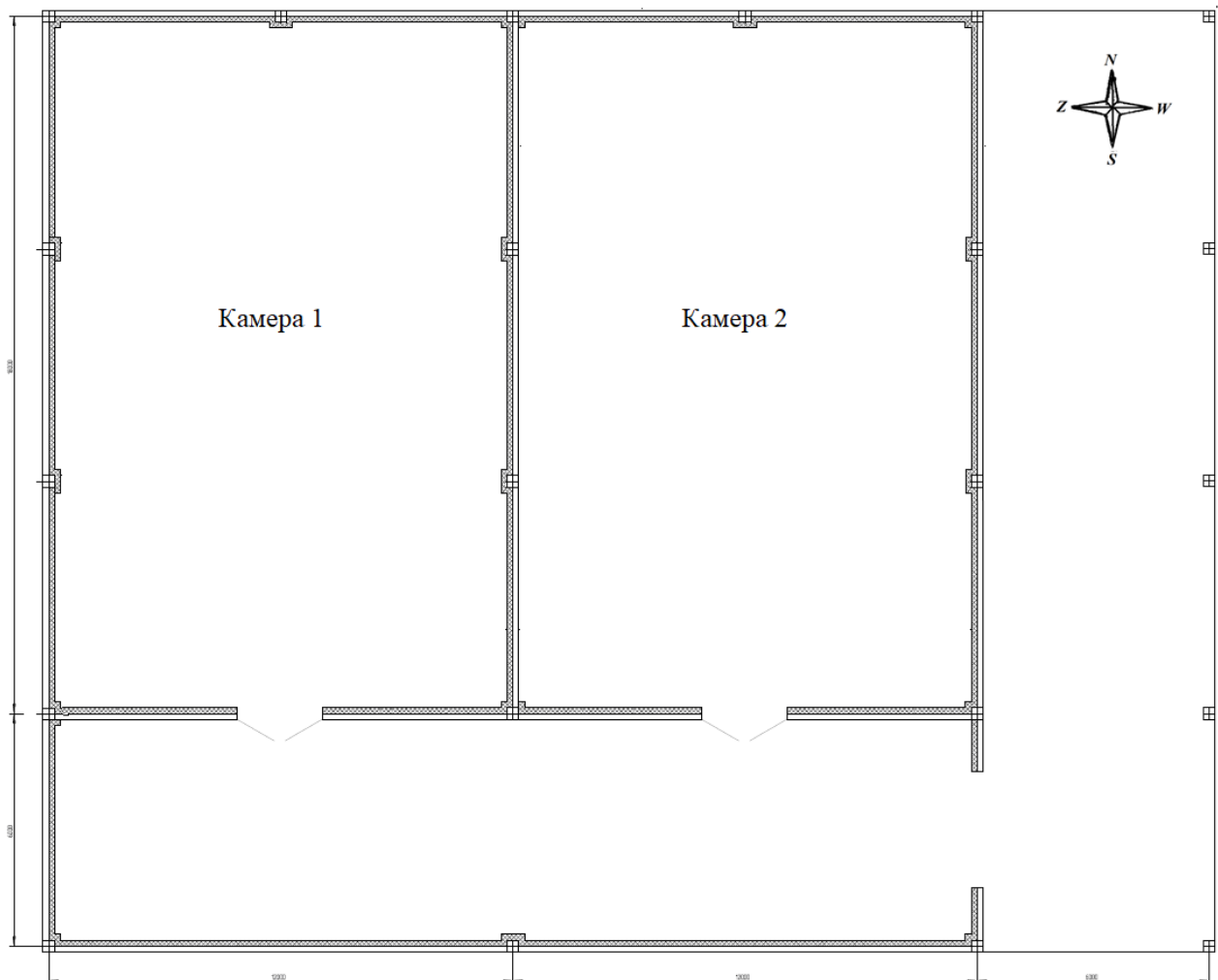


Рис. 5. План овочесховища

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9

Арк.

28

3. Визначення товщини теплоізоляційного матеріалу

У ізольованих зовнішніх і внутрішніх огорожень є найважливішою характерною особливістю будівельних конструкцій, охолоджуючих приміщень холодильних підприємств, що відрізняє їх від аналогічних конструкцій інших промислових підприємств. При будівництві холодильного підприємства на створення ізоляції витрачається 25 — 40% вартостей всієї споруди, а на кожен тону ємкості холодильника до 0,6 м³ теплоізоляційних матеріалів, у зв'язку з чим має бути приділена серйозна увага правильному вибору ізоляційного матеріалу, ретельному проектуванню і виконанню ізоляційних конструкцій огорожень.

Відсутність ізоляції або її значне погіршення спричиняють за собою неможливість підтримки в охолоджених приміщеннях потрібних теплового і вологого режимів, збільшення усихання продуктів, псування цінних вантажів, що зберігаються, і збільшення витрат енергії на виробництво холоду. Все це вказує на необхідність уважного підходу до широкого кола питань, що відносяться до ізоляції охолоджуваних приміщень.

Основні вимоги до ізоляційних конструкцій

Про ізоляцію холодильних споруд інколи стверджують, що немає поганих ізоляційних матеріалів, а є погані ізоляційні конструкції. У певній системі це справедливо. Насправді, є приклади поганого стану ізоляції, виконаної якісних матеріалів, і в той же час відомі випадки багатолітньої експлуатації без порушення якості далеко небездоганих ізоляційних матеріалів.

У зв'язку з цим поважно встановити, яким вимогам повинна задовольняти оптимальна ізоляційна конструкція:

- а) Бути економічною;
- б) Забезпечувати необхідну різницю температур між температурою в камері і зовнішньою температурою;
- в) Забезпечувати безперервність як теплоізоляційного, так і пароізоляційного шарів по всій поверхні охолоджуваної споруди;

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

г) По можливості заповнювати бракуючі якості теплоізоляційного матеріалу, за рахунок вибору найбільш раціональної конструкції будівельного контуру.

Більша частина території України відноситься до середньої кліматичної зони, де середньорічна температура повітря позитивна. Для цієї зони коефіцієнти теплопередачі зовнішніх стін холодильних камер $k_{зс}$, можна обчислити за формулою:

$$k_{зс} = 0,16e^{0,022(40 + t_k)} = 0,16e^{0,022(40 + 2)} = 0,4025 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

де $t_k = 2 \text{ }^\circ\text{C}$ - температура у камері.

Коефіцієнти теплопередачі покриттів холодильників, які не мають горищ

$$k_{бп} = 0,95 \cdot k_{зс} = 0,95 \cdot 0,4025 = 0,3824 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

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

$$k_{вн} = 1 / (2 + 0,07 \cdot \Delta t_{п}) = 1 / (2 + 0,07 \cdot 10) = 0,3704 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

де $\Delta t_{п} = t_{ек} - t_k = 12 - 2 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ - різниця між температурами повітря більш теплого (експедиція) і холодного (камера) охолоджуваних приміщень по обидва боки огороження.

При обчисленні усіх коефіцієнтів теплопередачі внутрішніх стін, перегородок і міжповерхових перекриттів заносимо дані до таблиці 2.1.

Знаючи величину коефіцієнта теплопередачі, розрахуємо для кожного багат шарового огороження товщину пароізоляційного шару за формулою:

$$\delta_{із} = \left[\frac{1}{k} - \left(\frac{1}{\alpha_{зн}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_k} \right) \right] \cdot \lambda_{із}$$

де $\alpha_{зн} = 23,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ – коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої поверхні холодильника,

$\alpha_k = 11 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ – коефіцієнт тепловіддачі біля поверхонь огорожень холодильних камер,

λ_i та δ_i - товщина і коефіцієнт теплопровідності кожного будівельного шару конструкції огороження.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

Визначимо товщину ізоляції зовнішньої стінки

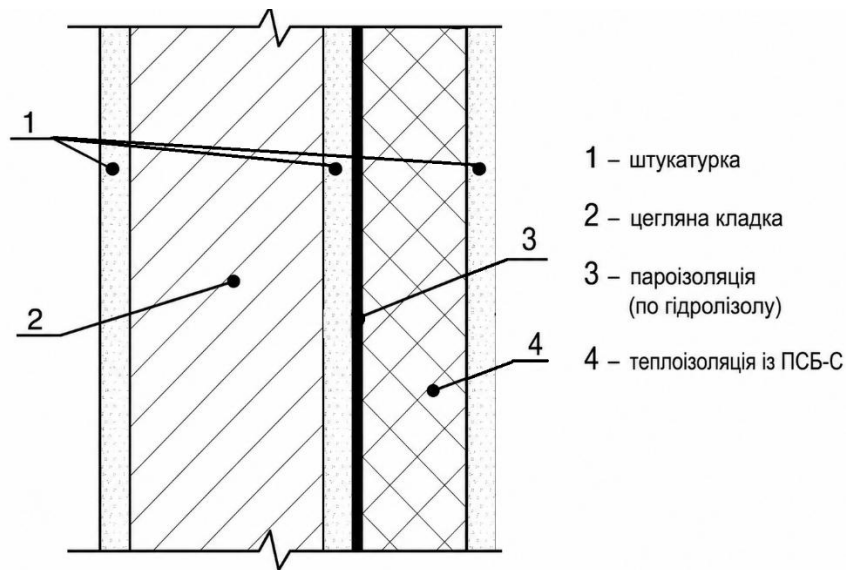


Рис. 6. Зовнішня стінка:

Таблиця 2. Характеристика зовнішньої стінки

№ слоя	Найменування та матеріал слою	Товщина матеріалів δ_i , м	Коеф. теплопровідності. λ_i , Вт/(м·К)
1	Штукатурка	0,02	0,88
2	Цегляна кладка	0,38	0,82
3	Пароізоляція (по гідролізолу)	0,004	0,35
4	Теплоізоляція із ПСБ-С		0,047

$$\delta_{із} = \left[\frac{1}{0,4025} - \left(\frac{1}{23,3} + \frac{3 \cdot 0,02}{0,88} + \frac{0,38}{0,82} + \frac{1}{11} \right) \right] \times 0,047 = 0,0855 \text{ м}$$

Приймаємо товщину теплоізоляції $\delta_{із} = 0,1$ м.

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі визначимо за формулою:

$$k_0 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_k} + \frac{\delta_{із}}{\lambda_{із}}} = \frac{1}{\frac{1}{23,3} + \frac{3 \times 0,02}{0,88} + \frac{0,38}{0,82} + \frac{1}{11} + \frac{0,1}{0,047}} = 0,358 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Визначимо товщину ізоляції перегородки

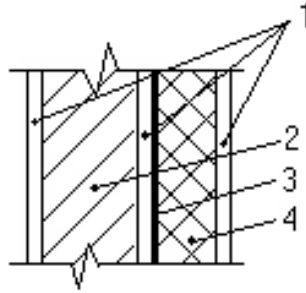


Рис. 7. Перегородка

Таблиця 3. Характеристика перегородки

№ слоя	Найменування та матеріал слою	Товщина матеріалів δ_i , м	Коеф. теплопровідності. λ_i , Вт/(м·К)
1	Штукатурка	0,02	0,88
2	Цегляна кладка	0,125	0,82
3	Пароізоляція (по гідролізолу)	0,004	0,35
4	Теплоізоляція із ПСБ-С		0,047

$$\delta_{із} = \left[\frac{1}{0,3704} - \left(\frac{1}{11} + \frac{3 \cdot 0,02}{0,88} + \frac{0,125}{0,82} + \frac{1}{11} \right) \right] \times 0,047 = 0,0956 \text{ м}$$

Приймаємо товщину теплоізоляції $\delta_{із} = 0,1$ м.

У зв'язку з невеликою відмінністю дійсної розрахункової товщини теплоізоляції дійсний коефіцієнт теплопередачі мало відрізнятиметься від розрахункового. Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі не визначимо.

Визначимо товщину ізоляції підлоги.

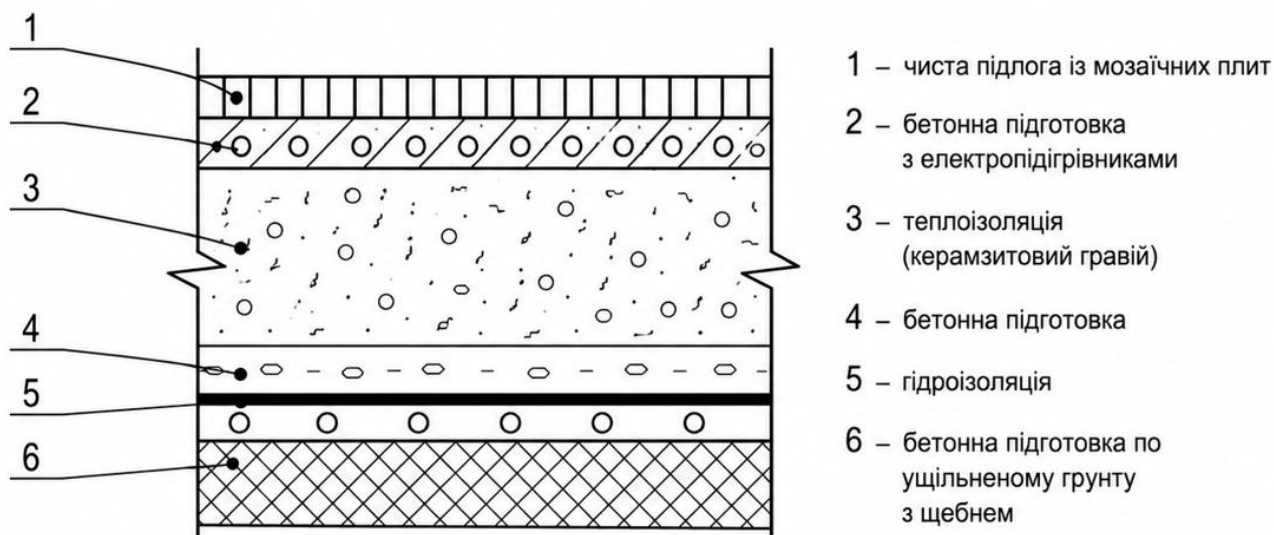


Рис. 8. Підлога

Таблиця 4 . Характеристика підлоги

№ слоя	Найменування та матеріал слою	Товщина матеріалів δ_i , м	Коеф. теплопровідності. λ_i , Вт/(м·К)
1	Чиста підлога із мозаїчних плит	0,055	1,4
2	Бетонна підготовка з електродігрівниками	0,1	1,4
3	Теплоізоляція (керамзитовий гравій)		0,18
4	Бетонна підготовка	0,1	1,4
5	Гідроізоляція	0,001	0,15
6	Бетонна підготовка по ущільненому ґрунту з щебнем	-	-

$$\delta_{iz} = \left[\frac{1}{0,3704} - \left(\frac{1}{23,3} + \frac{0,055}{1,4} + \frac{0,1}{1,4} + \frac{0,1}{1,4} + \frac{0,01}{0,15} \right) \right] \times 0,18 = 0,433 \text{ м}$$

Приймаємо товщину теплоізоляції $\delta_{iz} = 0,45$ м. У зв'язку з невеликою відмінністю дійсної розрахункової товщини теплоізоляції дійсний коефіцієнт теплопередачі мало відрізнятиметься від розрахункового.

Визначимо товщину ізоляції покрівлі

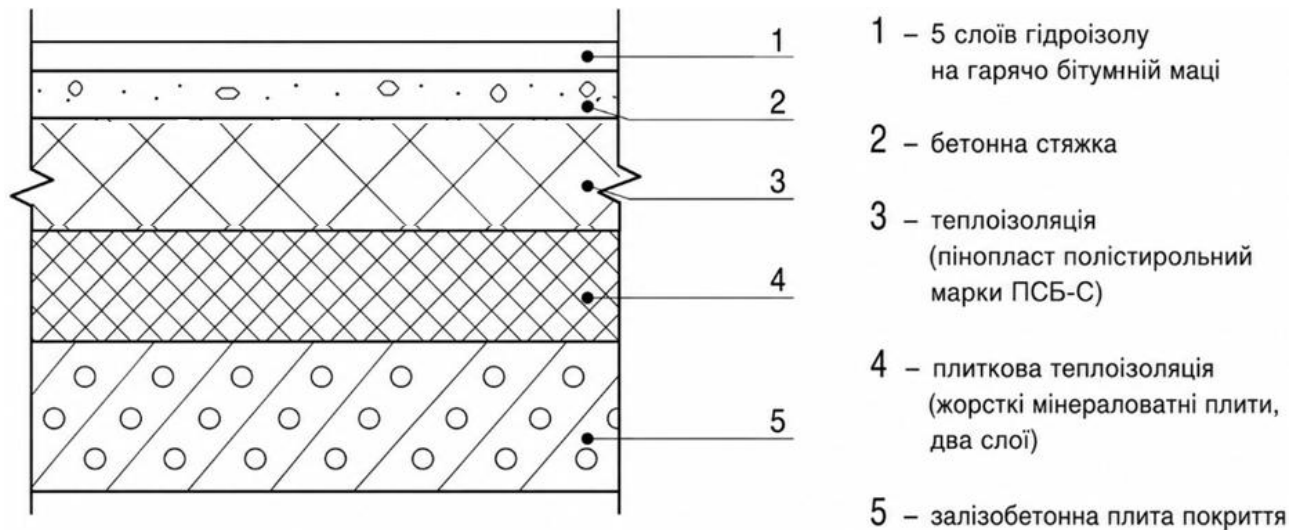


Рис. 9. Покрівля

Таблиця 5. Характеристика покрівлі

№ слоя	Найменування та матеріал слою	Товщина матеріалів $\delta_i, \text{м}$	Коеф. теплопровідності. $\lambda_i, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$
1	5 слоїв гідроізолю на гарячо бітумній маці	0,012	0,35
2	Бетонна стяжка	0,03	1,4
3	Теплоізоляція (пінопласт полістирольний марки ПСБ-С)		0,047
4	Плиткова теплоізоляція (жорсткі мінераловатні плити, два слої)	0,1	0,085
5	Залізобетонна плита покриття	0,16	1,5

$$\delta_{iz} = \left[\frac{1}{0,3824} - \left(\frac{1}{23,3} + \frac{0,012}{0,35} + \frac{0,03}{1,4} + \frac{0,1}{0,085} + \frac{0,16}{1,5} + \frac{1}{11} \right) \right] \times 0,047 = 0,0557 \text{ м.}$$

Приймаємо товщину теплоізоляції $\delta_{iz} = 0,1 \text{ м}$.

$$k_o = \frac{1}{\frac{1}{23,3} + \frac{0,012}{0,35} + \frac{0,03}{1,4} + \frac{0,1}{0,085} + \frac{0,16}{1,5} + \frac{1}{11} + \frac{0,1}{0,047}} = 0,2783 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

Заносимо усі дані дійсних коефіцієнтів теплопередачі до таблиці

Таблиця 6. Дійсні коефіцієнти теплопередачі

№		$\alpha_{zn},$ Вт/(м ² · К)	$\alpha_k,$ Вт/(м ² · К)	$k_p,$ Вт/(м ² · К)	$\delta_{iz},$ М	$\delta_{изд},$ М	$k_d,$ Вт/(м ² · К)
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Наружная стена камер хранения	23,3	11	0,4025	0,855	0,1	0,358
2	Перегородка между камерами с одинаковыми температурами	11	11	0,3704	0,056	0,1	0,3704
3	Перегородка между камерами хранения и экспедицією	8,12	11	0,4	0,082	0,1	0,375
4	Покрівля	23,3	11	0,3824	0,0557	0,1	0,2783
5	Підлога	23,3	11	0,3704	0,433	0,45	0,3704

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9

Арк.

35

4. Розрахунок теплоприток у камери овочесховища

Для підтримки заданої температури в охолодженому приміщенні необхідно, всі теплоприпливи відводилися камерним устаткуванням.

Навантаження на камерне устаткування визначається як сума всіх теплоприпливи в дану камеру, оскільки камерне устаткування повинне забезпечити відведення теплоти за найсприятливіших умов, то:

$$\Sigma Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5,$$

де Q_1 — теплопритоки через огороджуючі конструкції;

Q_2 — теплопритоки від продуктів (вантажів) або матеріалів при їх холодильній обробці (охолодженні, заморожуванні, доморожуванні);

Q_3 — теплопритоки, що вносяться із зовнішнім повітрям при вентиляції камери;

Q_4 — теплопритоки від різних джерел при експлуатації камер;

Q_5 — теплопритоки від фруктів і овочів в процесі їх «дихання».

Розрахунок теплоприток через огороження

Теплоприпливи через огороження охолоджуваного об'єкту:

$$Q_{1T} = Q_{1T} + Q_{1c},$$

де Q_{1T} — теплопритоки від різниці температур по обидва боки огорожень;

Q_{1c} - теплопритоки від сонячного опромінення зовнішніх огорожень;

Розрахунок теплоприток через кожне огороження споживача холоду здійснюються за формулою:

$$Q_{1T} = k_d \cdot F \cdot (t_3 - t_k)$$

де k_d — розрахунковий коефіцієнт теплопередачі для даного огороження;

F — площа поверхні даного огороження;

t_3 — температура зовнішнього середовища, для м. Одеси $t_3=32$ °С;

t_k — температура камери, $t_k=2$ °С.

Теплоприток від сонячної радіації

$$Q_{1c} = k_d \cdot F \cdot \Delta t_c$$

Δt_c — різниця температур від дії прямого сонячного випромінювання,

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

Для стін покритих світлою штукатуркою: Δt_c – південних - 4,9 °С; Δt_c – східних - 6,0 °С; Δt_c – західних – 7,2 °С; Δt_c – північних – 0°С:

Для шатрової покрівлі для південної зони $\Delta t_c = 15$ °С.

Таблиця 7. Розрахунок теплопритоків через огороження

Найменування огорожі	F, м ²	k _{д3} , Вт/м ² ·К	t _к , °С	t ₃ , °С	Δt, °С	Δt _c , °С	Q _{1г} , кВт	Q _{1с} , кВт	Q ₁ , кВт
Камера №1									
Стіна зовнішня західна	108	0,358	2	32	30	7,2	1,160	0,278	7,581
Стіна зовнішня північна	72	0,358	2	32	30	-	0,773	-	
Перегородка з експедиц.	72	0,375	2	12	10	-	0,270	-	
Покриття камери	216	0,278	2	32	30	15	1,801	0,901	
Підлога	216	0,370	2	32	30		2,398		
Камера №2									
Стіна зовнішня північна	72	0,358	2	32	30	-	0,773	-	7,535
Стіна зовнішня східна	108	0,358	2	32	30	6	1,160	0,232	
Перегородка з експедиц.	72	0,375	2	12	10	-	0,270	-	
Покриття камери	216	0,278				15	1,801	0,901	
Підлога	216	0,370	2	32	30		2,398		

Розрахунок теплопритоків від вантажів при їх холодильній обробці

При холодильній обробці продуктів (охолодженні, заморожуванні, доморожуванні) на кожен кілограм продукту витрачається теплота в кількості: $q = \Delta h$ кДж/кг.

Крім того, якщо відбувається холодильна обробка продуктів в тарі, то необхідно додавати теплоту, що витрачається на її охолодження.

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

$$Q_{2п} = M_k \cdot \Delta h \cdot \frac{1000}{\tau \cdot 3600}, \text{кВт}$$

де M_k – добове надходження вантажу на холодильну обробку, приймаємо 8% від місткості камери

$$M_k = 0,08 \cdot 150 = 12 \text{ т/доб},$$

$$\Delta h = h_1 - h_2 = 347 - 274 = 73 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)},$$

де $h_1 = 347 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія вантажу, що надходить на холодильну обробку, при початковій температурі $t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$,

$h_2 = 274 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія вантажу при середній, по його об'єму, кінцевій температурі $t_2 = 2 \text{ }^\circ\text{C}$,

$\tau = 24 \text{ год}$ – час холодильної обробки продукції.

$$Q_{2п} = 12 \cdot 73 \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600} = 10,14 \text{ кВт}.$$

Так як харчові продукти охолоджуються в тарі, то обчислимо додатковий теплоприток

$$Q_{2т} = \frac{M_t \cdot C_t (t_1 - t_2) \cdot 1000}{\tau \cdot 3600} = \frac{1,8 \cdot 2,3(20 - 2) \cdot 1000}{24 \cdot 3600} = 0,863 \text{ кВт},$$

де M_t – маса тари, приймаємо що маса тари складає 15 % від маси продукта

$$M_t = 0,15 \cdot M_k = 0,15 \cdot 12 = 1,8 \text{ т/ доб},$$

$C_t = 2,3 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ - питома теплоємність тари.

$$\Sigma Q_2 = Q_{2п} + Q_{2т} = 10,14 + 0,863 = 11,0 \text{ кВт}.$$

Розрахунок тепло-припливів із зовнішнім повітрям при вентиляції охолоджуваних приміщень

Вентиляцію охолоджуваних приміщень використовують:

а) при видаленні продуктів дихання охолоджених плодів і овочів при їхньому зберіганні в камерах холодильників

б) для видалення запахів або шкідливих виділень в камерах схову

в) для видалення продуктів дихання людей, які постійно працюють в охолоджуваних приміщеннях.

									Арк.
									38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

$$Q_3 = \frac{V_6 \cdot \alpha \cdot \rho_{\text{п}} \cdot (h_{\text{зп}} - h_{\text{к}})}{24 \cdot 3600} = \frac{1296 \cdot 3 \cdot 1,284 \cdot (74,3 - 12)}{24 \cdot 3600} = 3,60, \text{ кВт}$$

де $V_6 = 216 \cdot 6 = 1296 \text{ м}^3$ – будівельний об'єм вентиляованого приміщення;

$\alpha = 3$ - кратність повітрообміну за добу;

$\rho_{\text{п}} = 1,284 \text{ кг/м}^3$ - щільність повітря при температурі і відносній вологості охл. Приміщення;

$h_3 = 74,3 \text{ кДж/кг}$ - ентальпія зовнішнього повітря при розрахунковій температурі $32 \text{ }^\circ\text{C}$ і відповідній вологості;

$h_{\text{к}} = 12 \text{ кДж/кг}$ - ентальпія повітря при температурі $2 \text{ }^\circ\text{C}$ і відносній вологості в охолоджувальному приміщенні $\varphi = 90\%$.

Розрахунок експлуатаційних теплопритоків від різних джерел

Теплопритоки Q_4 визначають як суму:

$$Q_4 = Q_{4'} + Q_{4''} + Q_{4'''} + Q_{4''''}, \quad (3.7)$$

де $Q_{4'}$, $Q_{4''}$, $Q_{4'''}$, $Q_{4''''}$ — відповідно теплопритоки від освітлення, від роботи електродвигунів, від людей, при відкритті дверей.

Теплопритоки від електричного освітлення.

Для зменшення витрати електроенергії на освітленні великих холодильних камер поділяють на 2...3 зони, забезпечуючи світильники кожної з зон окремими вимикачами.

Теплопритоки від електричного освітлення

$$Q_{4'} = A \cdot F_6 \cdot 10^{-3} = 2,3 \cdot 216 \cdot 10^{-3} = 0,497 \text{ кВт},$$

де $F_6 = 216 \text{ м}^2$ – площа охолоджуваного приміщення;

$A = 2,3 \text{ Вт/м}^2$ – питома норма потужності світильників при освітленні 1 м^2 камери.

Теплопритоки від працюючих електродвигунів.

$$Q_{4''} = N_e = 3 \text{ кВт},$$

де $N_e = 3 \text{ кВт}$ – потужність електродвигунів для камер зберігання.

Теплопритоки від працюючих людей.

$$Q_{4'''} = 0,35 \cdot \text{п} = 0,35 \cdot 2 = 0,7 \text{ кВт},$$

де $0,35 \text{ кВт/л}$ - тепловиділення однієї працюючої людини,

						КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			39

$n = 2$ число працюючих людей у камерах холодильників.

Теплопритоки при відкриванні дверей

$$Q_{4'''} = V \cdot F_6 \cdot 10^{-3} = 10 \cdot 216 \cdot 10^{-3} = 2,16 \text{ кВт}$$

де $V = 10 \text{ Вт/м}^2$ – питома витрата холоду при відкриванні дверей

$$Q_4 = 0,497 + 3 + 0,7 + 2,16 = 6,36 \text{ кВт.}$$

Розрахунок теплопритоків від дихання овочів.

Теплопритоки від дихання картоплі визначають з урахуванням того, що в камеру завантажують плоди і, які вимагають охолодження до температури зберігання.

Інтенсивність тепловиділень при диханні різних плодів та овочів залежить від їхнього виду і температури, причому залежність кількості виділеної теплоти від температури має експонентний характер:

$$Q_5 = V_k \cdot (0,1 \cdot q_n + 0,9 \cdot q_{зб}) \cdot 10^{-3} = 150 \cdot (0,1 \cdot 44 + 0,9 \cdot 22) \cdot 10^{-3} = 3,63 \text{ кВт.}$$

де $q_n = 44 \text{ Вт/т}$ та $q_{зб} = 22 \text{ Вт/т}$ – питомі тепловиділення овочів при температурах надходження та зберігання,

$V_k = 150 \text{ т}$ – ємність камери зберігання картоплі.

Зводимо всі дані до таблиці 8.

Таблиця 8. Теплопритоки у камери овочесховища

Номер камери	$Q_1,$ кВт	$Q_2,$ кВт	$Q_3,$ кВт	$Q_4,$ кВт	$Q_5,$ кВт	$\Sigma Q,$ кВт
Камера №1	7,58	11,0	3,6	6,36	3,630	32,17
Камера №2	7,54	11,0	3,6	6,36	3,630	32,13

Сумарне навантаження $\Sigma Q = \Sigma Q_1 + \Sigma Q_2 = 32,17 + 32,13 = 64,3 \text{ кВт}$

Теплове навантаження на компресор:

$$Q_o = k \cdot \Sigma Q / b = 1,2 \cdot 64,3 / 0,8 = 96,5 \text{ кВт,}$$

де $k = 1,2$ – коефіцієнт, що враховує втрати;

$b = 0,8$ – коефіцієнт робочого часу.

5. Тепловий розрахунок і підбір компресора

Вихідні дані:

Холодопродуктивність - $Q_0=96,5$ кВт.

Температура у камері $t_k = + 2$ °С.

Температура зовнішнього повітря $t_{зп} = 32$ °С.

Холодоагент аміак.

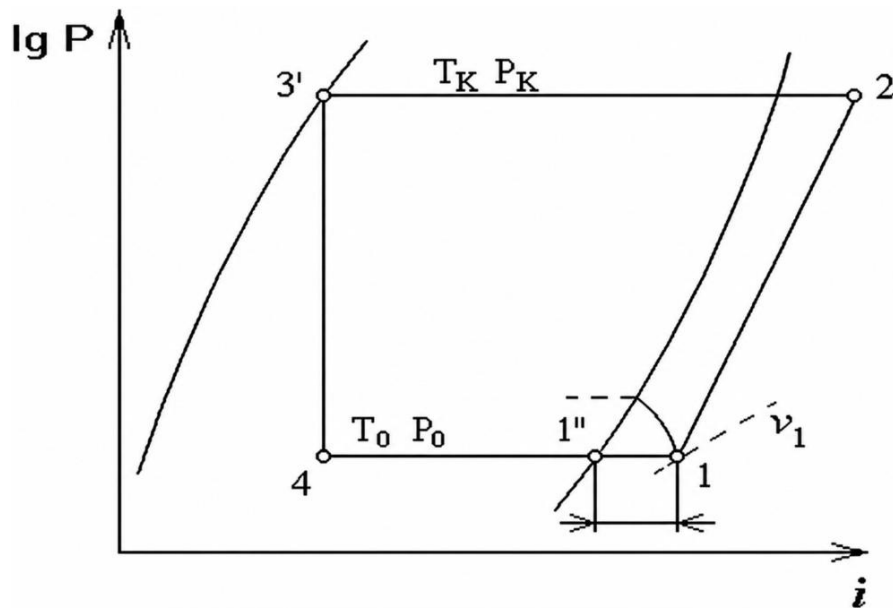


Рис. 10 – Цикл холодильної установки:

- 1-2 - стиснення пари аміаку у компресорі,
- 2-3 – охолодження перегрітої пари та конденсація у конденсаторі,
- 4-4 – дроселювання,
- 4-1'' – кипіння рідкого аміаку у випарнику,
- 1''-1 – перегрів пари холодоагенту у трубопроводі.

Температура кипіння холодоагенту визначимо за формулою:

$$t_0 = t_k - 9 = 2 - 9 = -7 \text{ °С.}$$

Температура конденсації холодильного агента перевищує температуру зовнішнього повітря у сучасних повітряних конденсаторах на $\sim 8...10$ °С:

$$t_k = t_{зп} + 8 = 32 + 8 = 40 \text{ °С}$$

Приймаємо перегрів пари на всмоктуванні у компресор 5 град, тоді

						КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			41

$$t_1 = t_0 + 5 = -7 + 5 = -2 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Визначимо параметри вузлових точок та результати занесемо до таблиці

Таблиця 9. Параметри холодильного циклу

	1''	1	2	3	4
p, МПа	0,33	0,34	1,55	1,55	0,34
t, °C	-7	-2	113	36	-7
h, кДж/кг	1453	1466	1699	386	386
v, м ³ /кг	-	0,382	0,114	-	-

Тепловий розрахунок циклу

Питома масова холодопродуктивність холодильного агента

$$q_0 = h_1' - h_4 = 1453 - 386 = 1067 \text{ кДж/кг}.$$

Питома об'ємна холодопродуктивність компресора

$$q_v = q_0 / v_1 = 1067 / 0,382 = 2973 \text{ кДж/м}^3.$$

Питома робота стиснення в компресорі

$$l_T = h_2 - h_1 = 1699 - 1466 = 223 \text{ кДж/кг}.$$

Питоме теплове навантаження на конденсатор

$$q_K = h_2 - h_3 = 1699 - 386 = 1313 \text{ кДж/кг}.$$

Масова витрата циркулюючого хладагента

$$M_a = Q_0 / q_0 = 96,5 / 1067 = 0,0904 \text{ кг/с}.$$

Коефіцієнт подачі компресора

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_w = 0,955 \cdot 0,85 = 0,812,$$

де λ_c – об'ємний коефіцієнт

$$\lambda_c = 1 - c \cdot \left[\left(\frac{p_K}{p_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] = 1 - 0,015 \cdot \left[\left(\frac{1,55}{0,34} \right)^{\frac{1}{1,1}} - 1 \right] = 0,955,$$

де $c = 0,015$ – відносна величина мертвого простору,

$m = 1,1$ – показник політропи розширення залишкового газу з мертвого простору для аміаку;

λ_w – фіктивний коефіцієнт підігріву:

									Арк.
									42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

$$\lambda_w = T_o / T_k = (-7 + 273) / (40 + 273) = 0,85.$$

Необхідна теоретична об'ємна продуктивність компресора

$$V_h = M_a \cdot v_1 / \lambda = 0,0904 \cdot 0,382 / 0,812 = 0,0425 \text{ м}^3/\text{с} = 153,1 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Визначимо теоретичну потужність стиснення

$$N_T = M_a \cdot l_T = 0,0904 \cdot 223 = 20,16 \text{ кВт}$$

Розраховуємо індикаторну потужність компресора

$$N_i = N_T / \eta_i = 20,16 / 0,843 = 24,5 \text{ кВт}$$

де η_i – індикаторний ККД:

$$\eta_i = \lambda_w + b \cdot t_o = 0,85 + 0,001 \cdot (-7) = 0,843,$$

де $b=0,001$ для R717.

Знаходимо потужність тертя

$$N_{\text{тер}} = V_h \cdot p_{\text{ср}} = 0,0425 \cdot 50 = 2,13 \text{ кВт},$$

де середній тиск тертя $p_{\text{ср}} = 50 \text{ кПа}$ для R717.

Ефективна потужність компресора

$$N_e = N_i + N_{\text{тер}} = 24,5 + 2,13 = 26,6 \text{ кВт}.$$

Теоретичний COP_T

$$\text{COP}_T = q_o / l_a = 1067 / 223 = 4,78.$$

Ефективний COP_e

$$\text{COP}_e = Q_o / N_e = 96,5 / 29 = 3,33.$$

Теплове навантаження на конденсатор визначаємо за формулою

$$Q_o = Q_0 + N_i = 96,5 + 24,5 = 121 \text{ кВт}.$$

По каталогу підбираємо 2 поршневі компресора відкритого типу фірми Bitzer модель W4GA-S190 $V_h = 67,9 \text{ м}^3/\text{год} = 0,01886 \text{ м}^3/\text{с}$.

Технічна характеристика компресора:

Об'ємна холодопродуктивність – $67,9 \text{ м}^3/\text{ч}$

Кількість циліндрів - 4.

Діаметр циліндра 75 мм.

Хід поршня – 55мм.

Вага брутто – 129 кг.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

6. Розрахунок повітряного конденсатора

Вихідні дані:

Теплове навантаження $Q_k = 121$ кВт.

Температура конденсації $t_k = 40$ °С.

Температура зовнішнього повітря $t_{зп} = 32$ °С.

Відносна вологість зовнішнього повітря $\phi = 55\%$

Повітряний конденсатор виконаний із сталевих труб діаметром 25x2,5 мм з алюмінієвим ребра. Обрібнення виконано методом лиття під тиском [3].

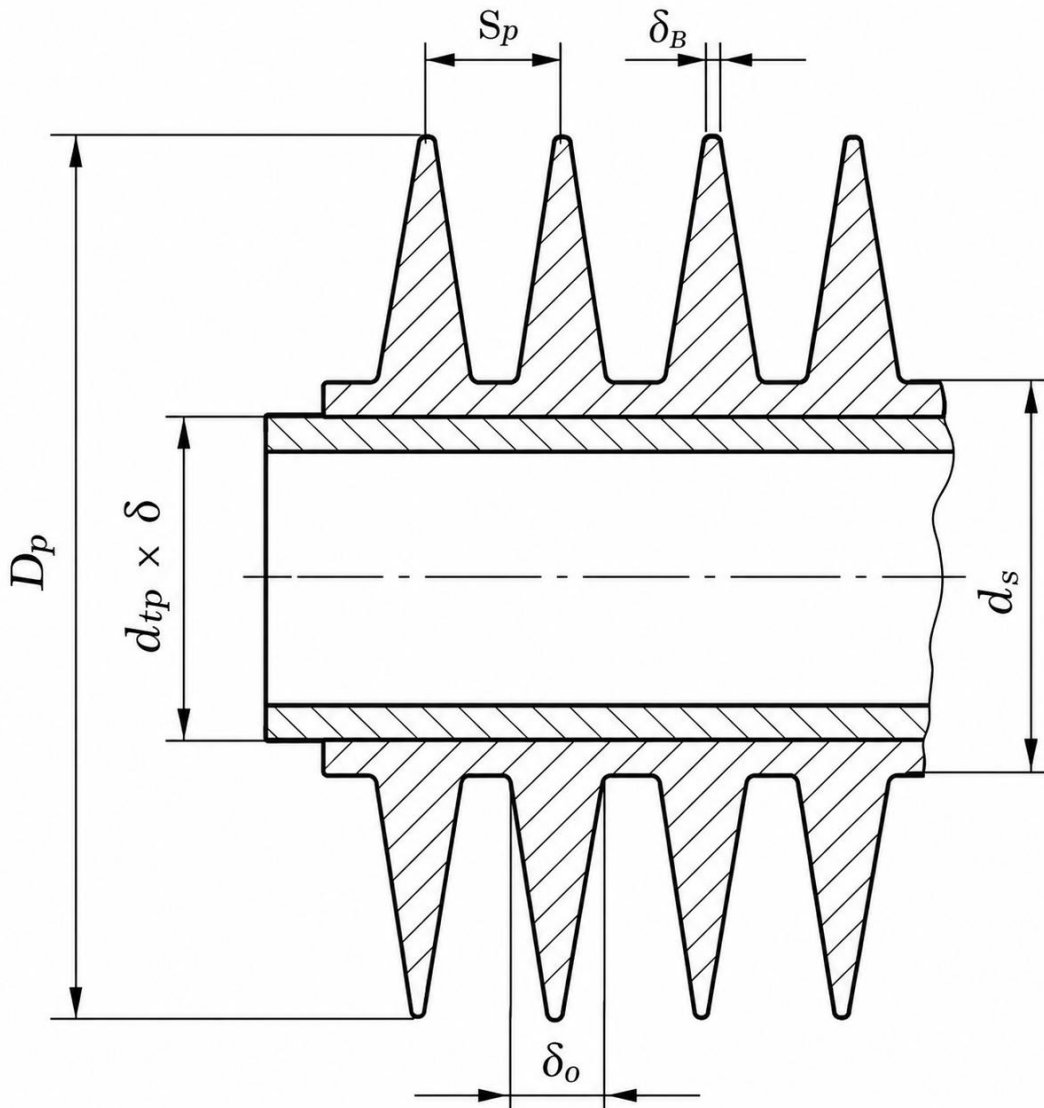


Рис. 11. Схема оребреної труби конденсатора

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9

Арк.

44

Геометричні розміри ребра:

Діаметр ребра $D_p = 80$ мм.

Товщина ребра:

-у основи ребра $\delta_o = 1,8$ мм,

-у вершини $\delta_v = 0,8$ мм..

Зовнішній діаметр труби ребра $d_3=28$ мм

Крок ребер $S_p = 4,5$ мм.

Крок труб:

-по фронту повітря $S_1 = 82$ мм,

-по ходу повітря $S_2 = 82$ мм/

Розташування труб – шахове.

Параметри повітря в конденсаторі

Температура повітря на вході в конденсатор $t_{вх} = 32$ °С та відносної вологості зовнішнього повітря $\phi=55\%$, температура повітря по мокрому термометру при 32 °С - $t_m = 22,6$ °С.

Приймаємо нагрівання повітря у конденсаторі 5 град.

Температура повітря на виході з конденсатора

$$t_{вих} = t_{вх} + 5 = 32 + 5 = 37 \text{ °С.}$$

Середня температура повітря у конденсаторі

$$t_{cp} = (32 + 37) / 2 = 34,5 \text{ °С.}$$

При середній температурі повітря в апараті $34,5$ °С визначимо його параметри:

$\lambda_{п} = 0,0274$ Вт/(м·К) - питома теплопровідність;

$\nu_{п} = 16,43 \cdot 10^{-6}$ м²/с – кінематична в'язкість;

$\rho_{п} = 1,148$ кг/м³ – густина повітря.

Середньологарифмічний температурний напір

$$\theta_m = \frac{t_{вих} - t_{ex}}{\ln \frac{t_k - t_{ex}}{t_k - t_{вих}}} = \frac{37 - 32}{\ln \frac{40 - 32}{40 - 37}} = 5,1 \text{ град}$$

Геометричні характеристики ореброваної трубки.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

Площа внутрішньої теплопередавальної поверхні труби довжиною 1 м:

$$F_{\text{вн}} = \pi \cdot d_{\text{вн}} = 3,14 \cdot 0,02 = 0,0628 \text{ м}^2.$$

Площа зовнішньої поверхні 1 м гладкої труби

$$F_{\text{зт}} = \pi \cdot d_3 = 3,14 \cdot 0,025 = 0,0785 \text{ м}^2.$$

Повна зовнішня поверхня ребер та міжреберних ділянок

$$F_{\text{зовл}} = F_p + F_{\text{мр}} = 1,97 + 0,053 = 2,02 \text{ м}^2,$$

де F_p - площа зовнішньої поверхні ребер 1 м трубки:

$$F_p = \frac{1}{S_p} \cdot \left[\frac{\pi(D_p^2 - d_n^2)}{2} + \pi \cdot D_p \cdot \delta_s \right] = \frac{3,14}{0,0045} \cdot \left(\frac{0,08^2 - 0,028^2}{2} + 0,08 \cdot 0,0008 \right) = 1,97 \text{ м}^2;$$

$F_{\text{мр}}$ - площа міжреберних ділянок 1 м трубки:

$$F_{\text{м.р.}} = \pi \cdot d_n \cdot \left(1 - \frac{\delta_o}{S_p} \right) = 3,14 \cdot 0,028 \left(1 - \frac{0,0018}{0,0045} \right) = 0,053 \text{ м}^2.$$

Коефіцієнт ребрування

$$\beta = F_{\text{зовл}} / F_{\text{вн}} = 2,02 / 0,0628 = 32,2.$$

Ступінь зовнішнього ребрування

$$\varphi = F_{\text{зовл}} / F_{\text{зт}} = 2,02 / 0,0725 = 25,7.$$

Приймається швидкість повітря в живому перерізі конденсатора $\omega = 6$ м/с.

Конвективний коефіцієнт тепловіддачі повітря до зовнішньої поверхні

визначається з рівняння:

$$\begin{aligned} \alpha_n &= 0,223 \cdot \frac{\lambda}{S_p^{0,35}} \left(\frac{d_3}{S_p} \right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{D_p - d_3}{2 \cdot S_p} \right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{\omega}{\nu} \right)^{0,65} = \\ &= 0,223 \cdot \frac{0,0274}{0,0045^{0,35}} \left(\frac{0,028}{0,0045} \right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,08 - 0,028}{2 \cdot 0,0045} \right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{6}{16,43 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} = 49,02 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \end{aligned}$$

Коефіцієнт ефективності ребра

$$E = \frac{th(m \cdot h')}{m \cdot h'} = \frac{th(20,47 \cdot 0,026)}{20,47 \cdot 0,026} = \frac{th(0,532)}{0,532} = 0,914,$$

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					46

$$\text{де } h' = \frac{D_p - d_i}{2} = \frac{0,08 - 0,028}{2} = 0,026 \text{ м} - \text{ висота ребра}$$

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_a}{\lambda_p \cdot \delta}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 49,02}{180 \cdot 0,0013}} = 20,47;$$

$\lambda_p = 180 \text{ Вт/(м·К)}$ - питома теплопровідність алюмінію;

$\delta_{\text{сер}} = (\delta_o + \delta_b) / 2 = (0,0018 + 0,0008) / 2 = 0,0013 \text{ м}$, - середня товщина ребра.

Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря, наведений до внутрішньої поверхні труби

$$\alpha'_n = \alpha_n \cdot \left(\frac{F_p}{F_{\text{вн}}} \cdot E + \frac{F_{\text{мп}}}{F_{\text{вн}}} \right) = 49,02 \cdot \left(\frac{1,97}{0,0628} \cdot 0,914 + \frac{0,053}{0,0628} \right) = 1447 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку аміаку, що конденсується, визначимо за рівнянням:

$$\alpha_a = M \cdot q^{0,5} L_o^{0,35} \cdot d_{\text{вн}}^{-0,25} = 6,26 \cdot q^{0,5} \cdot 1,5^{0,35} \cdot 0,02^{-0,25} = 19,2 \cdot q^{0,5},$$

де $M=6,26$ – коефіцієнт, що залежить від типу труби та властивостей аміаку при $t_k=40 \text{ }^\circ\text{C}$;

q - щільність теплового потоку, віднесена до внутрішньої поверхні труби, Вт/м^2 ;

$L_o=1,5 \text{ м}$ прийнята довжина оребреної труби, у якій відбувається конденсація агента.

Щільність теплового потоку з боку повітря, що охолоджує, яка приведена до внутрішньої поверхні труби

$$q_{\text{п}} = \alpha'_n \cdot \theta_{\text{п}} = 1447 \cdot \theta_{\text{п}},$$

де $\theta_{\text{п}} = t_{\text{ст}} - t_{\text{срп}}$ - різниця між температурою стінки та середньою температурою повітря/

Щільність теплового потоку з боку аміаку, що конденсується:

$$q_a = \alpha_a \cdot \theta_a = 19,2 \cdot q_a^{0,5} \cdot \theta_a \quad q_a = \alpha_a \cdot \theta_a = 19,2 \cdot q_a^{0,5} \cdot \theta_a;$$

де $\theta_a = t_k - t_{\text{ст}}$, - різниця між температурами конденсації агента та стінки труби апарату;

звідси отримаємо

$$q_a = 368,6 \cdot \theta_a^2.$$

									Арк.
									47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Для визначення густини теплового потоку в конденсаторі графічно вирішимо систему двох рівнянь:

$$\begin{cases} q_a = 368,6 \cdot \theta_a^2 \\ q_a = 1440 \cdot \theta_a \end{cases}$$

Задаючись значеннями θ_a і θ_n , визначимо значення теплових потоків з боку агента та повітря та результати занесемо до таблиці 7.1.

Таблиця 10. Питомі теплові потоки

θ	1	1,5	2	2,5	3
$q_n = 1447 \cdot \theta_n$	1447	2171	2894	3618	4341
$q_a = 368,6 \cdot \theta_a^2$	368,6	830	1474	2,304	3317

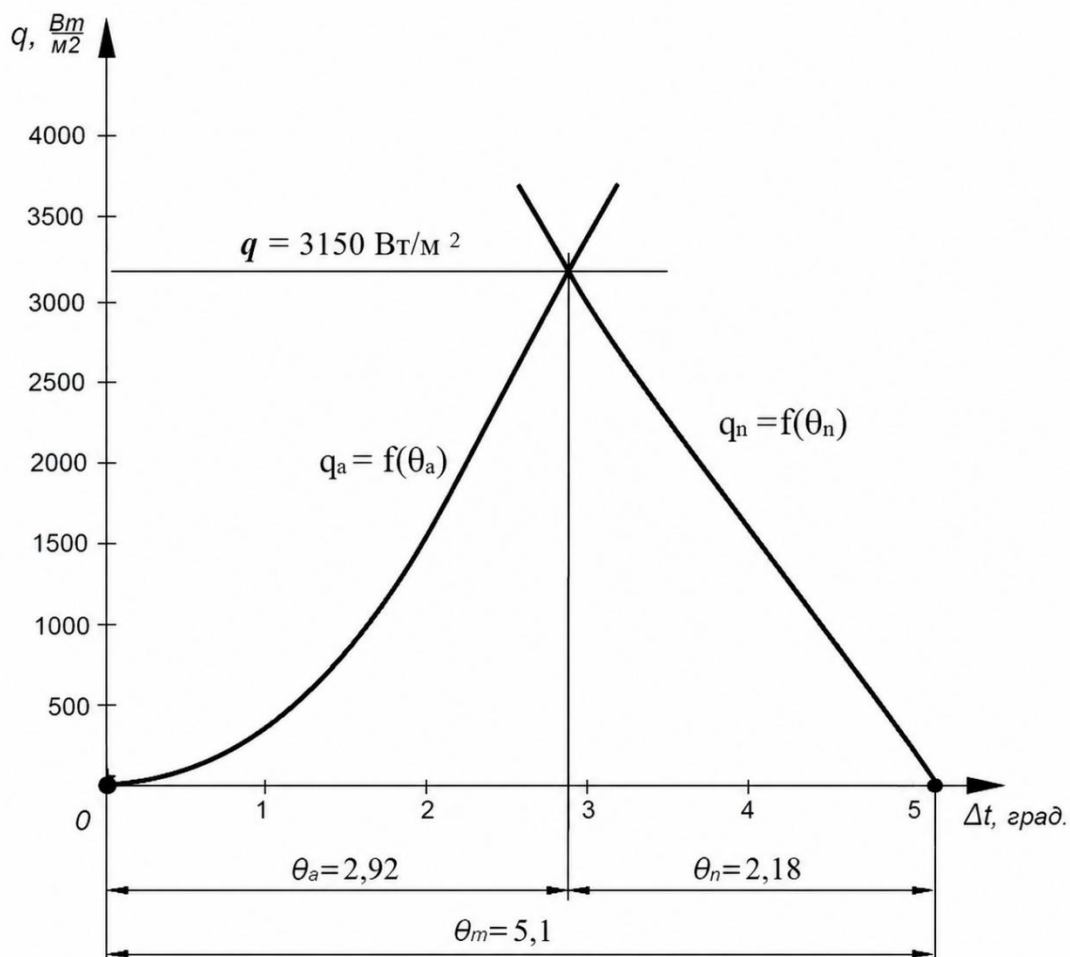


Рис.12 Визначення питомої густини теплового потоку

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Побудуємо графіки залежності питомої густини теплового потоку від температурного напору $q_a = f(\theta_a)$ та $q_n = f(\theta_n)$.

Точка перетину графіків побудованих в інтервалі температур, рівному середньологарифмічному температурному натиску в конденсаторі $\theta_m = 5,1^\circ\text{C}$, дає значення щільності теплового потоку в конденсаторі: $q_k = 3150 \text{ Вт/м}^2$ при температурних напорах з боку повітря $\theta_n = 2,18^\circ\text{C}$ і з боку агента $\theta_a = 2,92^\circ\text{C}$.

Визначимо площу зовнішньої поверхні конденсатора.

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до внутрішньої поверхні

$$k_{вн} = q_k / \theta_m = 3150 / 5,1 = 618 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні:

$$k_{зов} = k_{вн} / \beta = 618 / 32,2 = 19,2 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Площа зовнішньої поверхні конденсатора:

$$F_{зов} = \frac{Q_k}{q_{вн}} \cdot \beta = \frac{121000}{3150} \cdot 32,2 = 1237 \text{ м}^2$$

Загальна довжина труб у конденсаторі:

$$L = F_{зов} / F_{зов1} = 1237 / 2,02 = 612,3 \text{ м}^2.$$

Об'ємна витрата повітря через конденсатор

$$V_n = \frac{Q_k}{c_p \cdot (t_{вых} - t_{вх}) \cdot \rho_e} = \frac{121,0}{1,0345(37 - 32) \cdot 1,148} = 23,75 \text{ м}^3 / \text{с},$$

де c_p - теплоємність вологого повітря:

$$c_p = 1,005 + 1,89 \cdot d = 1,005 + 1,89 \cdot 0,0198 = 1,0424 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)},$$

$d = d_{нас} \cdot \varphi = 36 \cdot 0,55 = 19,8 \text{ г/кг}$ – вологовміст при середній температурі повітря

$34,5^\circ\text{C}$ і відносній вологості 55%,

$d_{нас} = 36,0 \text{ г/кг}$ вологовміст насиченого повітря при $34,5^\circ\text{C}$,

$\rho = 1,148 \text{ кг/м}^3$ – щільність повітря за середньої температури $34,5^\circ\text{C}$.

Живий переріз апарату при прийнятій швидкості повітря $\omega = 6 \text{ м/с}$

$$F_{жп} = V_n / \omega = 23,75 / 6 = 3,96 \text{ м}^2.$$

Площа живого перерізу 1 труби:

									Арк.
									49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

$$f_{жп} = \left\{ S_1 - \left[d_3 + \delta_{cp} (D_p - d_3) \cdot \frac{1}{S_p} \right] \right\} \cdot L_o =$$

$$= \left\{ 0,082 - \left[0,028 + 0,0013(0,08 - 0,028) \cdot \frac{1}{0,0045} \right] \right\} \cdot 1,5 = 0,0585 \text{ м}^2$$

Число рядів труб по фронту приймаємо число труб $n_1 = 72$. При цьому живий перетин становитиме:

$$F_{жп} = 72 \cdot 0,0585 = 4,212 \text{ м}^2.$$

Похибка

$$\Delta = \frac{\Delta F_{жп}}{F_{жп}} \cdot 100\% = \frac{4,212 - 3,96}{4,212} \cdot 100\% = 6\%,$$

що допустимо.

Загальна кількість труб у конденсаторі

$$N = L/L_o = 445/1,5 = 297$$

Число рядів труб по ходу повітря:

$$n_2 = N / n_1 = 297 / 72 = 4,13.$$

З урахуванням запасу теплообмінної поверхні приймається $n_2 = 5$. Приймаємо, що буде встановлено 4 повітряні конденсатори, які будуть скомпановані в два блоки, тоді кількість труб по фронту повітря кожного конденсатора складе:

$$n_1' = n_1 / 4 = 72 / 4 = 18.$$

Висота пучка труб конденсатора по фронту

$$B = n_1' \cdot S_1 = 18 \cdot 0,082 = 1,48 \text{ м}.$$

Глибина пучка труб по ходу повітря

$$H = n_2 \cdot S_2 = 5 \cdot 0,08 = 0,40 \text{ м}.$$

Аеродинамічний опір шахового пучка труб

$$\Delta p = \frac{\omega^2 \cdot \rho}{2} \cdot (\xi_{вх} + \xi_{вих}) \cdot n_2 = \frac{6^2 \cdot 1,163}{2} (0,29 + 0,3) \cdot 5 = 61,8 \text{ Па}.$$

де $\xi_{вх}, \xi_{вих}$ - коефіцієнти місцевих опорів на вході та виході з конденсатора відповідно, визначаються залежно від співвідношення мінімального та максимального живих перерізів:

									Арк.
									50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

$$\frac{F_{min}}{F_{max}} = \frac{f_{жс}}{S_1 \cdot L_o} = \frac{0,0585}{0,082 \cdot 1,5} = 0,48$$

$$\xi_{ex} = 0,29, \quad \xi_{ввл} = 0,3 [7]$$

Повний аеродинамічний опір апарату:

$$O_k = 1,1 \cdot \Delta p = 1,1 \cdot 61,8 = 67,9 \text{ Па.}$$

Потужність електроприводу вентилятора:

$$N = \frac{H \cdot V_n}{\eta_{ел.дв} \cdot \eta_{вент} \cdot 4 \cdot 1000} = \frac{67,9 \cdot 23,75}{0,96 \cdot 0,95 \cdot 4 \cdot 1000} = 0,48 \text{ кВт}$$

По [3] вибираємо осьовий вентилятор ВО-12-303-10.

Продуктивність вентилятора при натиску 100 Па складає 12 м³/с.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

7. Розрахунок повітроохолоджувача

Вихідні данні:

Теплове навантаження	$Q_o = 32,17 \text{ кВт};$
Температура повітря у камері	$t_k = 2^\circ\text{C};$
Відносна вологість повітря у камері	$\varphi_k = 90\%;$
Основні параметри поверхні теплообмінника:	
діаметр труби зовнішній	$d_{\text{тр}} = 0,022 \text{ м},$
діаметр труби внутрішній	$d_{\text{вн}} = 0,018 \text{ м},$
товщина стінки	$\delta_{\text{т}} = 0,002 \text{ м},$
матеріал труби сталь	$\lambda_{\text{т}} = 45 \text{ Вт}/(\text{мК});$

ребро:

товщина у вершини	$\delta_{\text{вп}} = 0,0006 \text{ м};$
товщина у основи	$\delta_{\text{оп}} = 0,002 \text{ м};$
шаг	$u = 0,016 \text{ м};$
матеріал алюмінієвий сплав АМг2	$\lambda_{\text{р}} = 120 \text{ Вт}/(\text{мК});$
розташування трубок –	коридорне
крок труб	$S_n \times S_{\text{пр}} = 76 \times 76 \text{ мм}$

В основу розрахунку такі предпосилки:

- температура кипіння холодильного агента t_0 , а також температура поверхні $t_{\text{п}}$ теплообмінної секції повітроохолоджувача - постійні;
- кількість труб в подовжному ($z_{\text{пр}}$) та поперечному ($z_{\text{п}}$) перерізі теплообмінної секції повітроохолоджувача знаходиться в межах рекомендованих значень $z = 4 \dots 16$ шт.

Тепловий розрахунок. Кінцевою ціллю теплового розрахунку є визначення площі поверхні повітроохолоджувача, яка повинна відводити зазначену теплову навантаження та підтримувати потрібну температуру повітря в камері.

Задаємося величиною охолодження повітря в повітроохолоджувачі $\Delta t_{\text{п}} = 2^\circ\text{C}$.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

Визначаємо температуру повітря:

на виході з апарату

$$t_2 = t_k - 1 = 2 - 1 = 1 \text{ }^\circ\text{C},$$

на вході у апарат

$$t_1 = t_k + 1 = 2 + 1 = 3 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Визначаємо середню температуру повітря

$$t_{\text{срп}} = (t_1 + t_2) / 2 = (3 + 1) / 2 = 2 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Визначаємо теплофізичні властивості вологого повітря при температурі $t_{\text{срп}} = 2 \text{ }^\circ\text{C}$:

коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря: $\nu_{\text{п}} = 13,31 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

коефіцієнт теплопровідності: $\lambda_{\text{п}} = 0,02454 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$;

щільність: $\rho_{\text{п}} = 1,284 \text{ кг/м}^3$; $Pr_b = 0,7066$ - число Прандтля;

$C_{\text{п}} = 1,005 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ - питома теплоємність.

В діаграмі $h - d$ будуємо процес змінення стану повітря в повітроохолоджувачі в такій послідовності $1 \Rightarrow \text{П} \Rightarrow 2$ (см. Рисунок 6.2).

1 - стан повітря на вході в повітроохолоджувач;

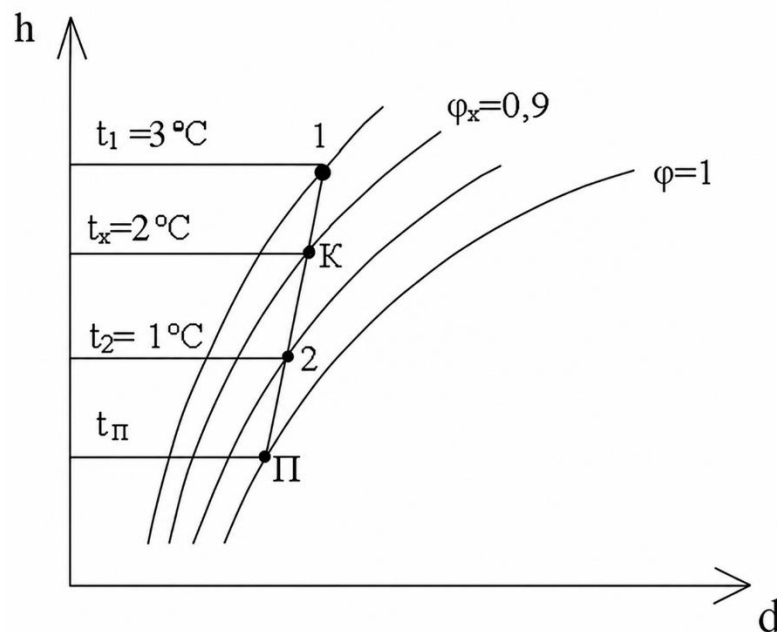


Рис. 13. Процес змінення стану повітря в повітроохолоджувачі:

3 - стан насиченого повітря в пограничному шарі у поверхні інею повітроохолоджувача при $t_{\text{п}}$ и $\varphi = 1,0$;

						КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			53

2 - стан повітря на виході з повітроохолоджувача.

Задаємо середньою температурою поверхні повітроохолоджувача (інія) t_{Π} з умови, що $t_0 < t_{\Pi} < t_K$ використовуючи приблизне відношення $t_{\Pi} = t_K - (0,7 \dots 0,9)\theta$.

Приймаємо, в першому приближенні, значення температури поверхні інею $t_{\Pi} = -0,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

По -d діаграмі визначаємо параметри повітря: (t, d, h, ϕ) і знайдені значення в точках процесу змінення стану повітря в повітроохолоджувачі заносимо в таблицю.

Таблиця 11. Параметри повітря в точках

№ точки	t, °C	d, кг/кг	h, кДж/кг	ϕ , %
1	3.0	4.05	13.1	87
2	2.0	3.80	10.4	93
3 (п)	-0.5	3.60	8.2	100

Розрахунок геометричних характеристик теплопередаючого елемента.

Геометричні характеристики поверхні ребристого елемента вільного від інею.

Зовнішня поверхня ребра

$$F_P = \frac{1}{2} \cdot \pi (D^2 - d_H^2) + \pi \cdot D \cdot \delta_{в.р.} = 0,5 \cdot \pi (0,063^2 - 0,022^2) + \pi \cdot 0,063 \cdot 0,0006 = 0,00559 \text{ м}^2$$

Зовнішня поверхня труби між двома суміжними ребрами

$$F_T = \pi d_H (u - \delta_{OP}) = 3,14 \cdot 0,022 (0,016 - 0,002) = 0,000967 \text{ м}^2$$

Внутрішня поверхня труби ребристого елемента для всіх типів поверхонь

$$F_B = \pi d_B \cdot u = 3,14 \cdot 0,018 \cdot 0,016 = 0,000905 \text{ м}^2.$$

Повна зовнішня поверхня ребристого елемента

$$F_{ЗРЕ} = F_P + F_T = 0,00559 + 0,000967 = 0,00656 \text{ м}^2.$$

Коефіцієнт β і ступінь ϕ оребрення теплообмінної поверхні

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

$$\beta = F_H / F_B = (0,00656 / 0,000905) = 6,62 .$$

$$\varphi = F_H / (\pi d_H) = (0,00656) / (3,14 \cdot 0,022) = 5,93 .$$

Умовний коефіцієнт оребрення теплообмінної поверхні

$$\beta_y = F_H / F_T = 0,00656 / 0,000967 = 6,78 .$$

Геометричні характеристики поверхні інія осівшого на ребристім елементі при прийнятій товщині шару $\delta_{II} = 0,005$ м.

Зовнішня поверхня інія на ребрі

$$F_{PII} = \frac{1}{u} \pi \left[(D + 2\delta_u)^2 - (d_H + 2\delta_{II})^2 \right] + \pi (D + 2\delta_u) \cdot (\delta_{op} + 2\delta_{II})$$

$$F_{PII} = \frac{1}{2} 3,14 \left[(0,063 + 2 \cdot 0,005)^2 - (0,022 + 2 \cdot 0,005)^2 \right] + 3,14 \cdot (0,063 + 2 \cdot 0,005) \cdot (0,0006 + 2 \cdot 0,005) = 0,0092 \text{ м}^2 .$$

Зовнішня поверхня інія на трубі між двома суміжними ребрами

$$F_{TII} = \pi (d_H + 2\delta_{II}) \left[u - (\delta_{OP} + 2\delta_{II}) \right] \text{ м}^2$$

$$F_{TII} = 3,14 (0,022 + 0,005) \left[0,016 - (0,002 + 0,005) \right] = 0,000402 \text{ м}^2$$

Повна зовнішня поверхня інія на ребристому елементі

$$F_{HII} = F_{PII} + F_{TII} = 0,0092 + 0,000402 = 0,00959 \text{ м}^2$$

Коефіцієнт β^{II} оребрення поверхні покритої інеєм

$$\beta^{II} = F_{HII} / F_B = 0,00959 / 0,000905 = 10,6$$

Мінімальний “живий” перетин одного ребристого елементу покритого шаром інія, прийнятої товщини

$$f_{Ж} = u \cdot (S_1 - d_H - 2\delta_{II}) - 2h(\delta_{CP} + 2\delta_{II})$$

$$f_{Ж} = 0,016 \cdot (0,076 - 0,022 - 2 \cdot 0,005) - 2 \cdot 0,02(0,002 + 2 \cdot 0,005) = 2,24 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Задаємося швидкістю повітря в живім перетині повітроохолоджувача $w_{II} = 3$ м/с.

Визначаємо режим руху повітря

$$Re = (w_{II} u) / \nu_n = (3 \cdot 0,016) / (13,31 \cdot 10^{-6}) = 3606$$

Число Нуссельта для труб с коридорним розташуванням труб

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					55

$$Nu = 0.105 \cdot Re^{0.72} (d_n / u)^{-0.54} \cdot \left(\frac{h}{u}\right)^{-0.14} = 0,105 \cdot 3606^{0.72} \cdot \left(\frac{0.022}{0.016}\right)^{-0.54} \cdot \left(\frac{0.02}{0.016}\right)^{-0.14} = 31,19$$

Конвективний коефіцієнт тепловіддачі зі сторони повітря

$$\alpha_K = Nu \lambda_B / u = 31,19 \cdot 2,454 \cdot 10^{-2} / 0,016 = 47,84 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

Коефіцієнт вологовипадіння

$$\xi = 1 + 2880 \frac{d_1 - d_2}{t_1 - t_2} = 1 + 2880 \frac{(4,05 - 3,8) \cdot 10^{-3}}{3 - 1} = 1,36,$$

де: $d_1 = 4,05$ г/кг – вологовміст повітря на вході у повітроохолоджувач при $t_1 = 3$ °С;

$d_2 = 3,80$ г/кг – вологовміст повітря на виході із повітроохолоджувача при $t_2 = 1$ °С;

Приведений коефіцієнт тепловіддачі від повітря к зовнішній поверхні теплопередаючого елемента с урахуванням термічного опору шару інею

$$\alpha_{IP} = \left[1 / (\alpha_K \xi) + \delta_{II} / \lambda_{II} \right]^{-1} = \left[1 / (47,84 \cdot 1,36) + 0,005 / 0,25 \right]^{-1} = 28,27 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

де $\lambda_{II} = 0,25$ Вт/(м²К) - коефіцієнт теплопровідності інею.

Коефіцієнт ефективності ребра

$$E = \frac{thmh'}{mh'} = \frac{th0,4605}{0,4605} = 0,934$$

де mh^1 - безрозмірний комплекс.

$$mh' = h' \left[2\alpha_{IP} / (\delta_{CP.P} \cdot \lambda_P) \right]^{0,5} = 0,03 \left[2 \cdot 28,27 / (0,002 \cdot 120) \right]^{0,5} = 0,4605$$

Умовна висота для суцільних ребер

$$h' = h \left(1 + 0,35 \ln \frac{D}{u} \right), \text{ м}$$

$$h' = 0,02 \left(1 + 0,35 \ln \frac{0,063}{0,016} \right) = 0,03, \text{ м}$$

Умовний коефіцієнт тепловіддачі, віднесений к зовнішній поверхні ребристого елемента

$$\alpha_{пр.з} = \alpha_{пр.} \cdot (F_p \cdot E \cdot \psi + F_T) / F_3 = 28,27 \cdot (0,00559 \cdot 0,934 \cdot 0,973 + 0,000967) / 0,00656 = 26,06 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}),$$

						КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			56

де $\psi = 1 - 0,058mh' = 1 - 0,058 \cdot 0,4605 = 0,973$ - коефіцієнт, враховуючий нерівномірність тепловіддачі по висоті ребра;

Коефіцієнт тепловіддачі при кипінні в трубах апарата

$$\alpha_0 = 32 q_B^{0,15} (w\rho)^{0,47}$$

$$\alpha_0 = 32 \cdot 1724^{0,15} \cdot 100^{0,47} = 826 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$$

де q_B - щільність теплового потоку, віднесена к внутрішній поверхні труби;

$w \cdot \rho$ - масова швидкість холодоагенту, приймаємо $w \cdot \rho = 100 \text{ кг/м}^2\text{с}$.

$$q_B = \alpha_K \xi (t_{CP.II} - t_{II}) \beta^H = 47,84 \cdot 1,36 \cdot (2 + 0,5) \cdot 10,6 = 1724 \text{ Вт/м}^2$$

Коефіцієнт тепловіддачі, віднесений до зовнішньої поверхні інею

$$k_3^H = (1/\alpha_{прз} + \delta_T/\lambda_T + \beta^H/\alpha_0)^{-1} = (1/26,06 + 0,002/45 + 10,6/826)^{-1} = 19,43 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$$

Коефіцієнт тепловіддачі, віднесений до зовнішньої «сухої» поверхні апарата без інею:

$$k_3 = k_3^H \cdot \beta / \beta^H = 19,43 \cdot 10,6 / 7,25 = 28,41 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$$

Перевіряємо значення раніше прийнятої температури поверхні інею і визначення площі зовнішньої поверхні повітроохолоджувача.

Розрахункова різниця температур повітря і поверхні інею

$$\Delta t_p = q_3 / \alpha_K \cdot \xi = 174,86 / (47,84 \cdot 1,36) = 2,68 \text{ }^\circ\text{C}$$

де q_3 - щільність теплового потоку, віднесена до зовнішньої поверхні інія

$$q_3 = k_3^H (t_{CP.II} - t_0) = 19,4 \cdot (2 + 7) = 174,86 \text{ Вт/м}^2$$

Відносна похибка прийнятої і розрахункової різниці температур

$$\delta = (\Delta t_p - \Delta t) / \Delta t_p \cdot 100 = |(2,68 - 2,5) / 2,68| \cdot 100 = 6,7 \%$$

де $\Delta t = 2 + 0,5 = 2,5^\circ\text{C}$ - прийнята різниця температур повітря та поверхні інія.

У холодильній камері встановлюємо 3 повітроохолоджувача. Теплове навантаження на 1 повітроохолоджувач становитиме :

									Арк.
									57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

$$Q_{o1} = Q_o / 3 = 32170 / 3 = 10723 \text{ Вт}$$

Площа зовнішній поверхні повітроохолоджувача

$$F_3 = Q_{o1} / [k_3 \cdot (t_{cp\Pi} - t_o)] = 10723 / [19,43 \cdot (2 + 7)] = 61,4 \text{ м}^2.$$

Об'ємна витрата повітря через повітроохолоджувач

$$V_{\Pi} = \frac{Q_{o1}}{\rho_{\Pi} (h_1 - h_2) 10^3} = \frac{10723}{1,284(13,1 - 10,4) 10^3} = 3,09 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Мінімальний «живий» переріз повітроохолоджувача з інієм на теплообмінній поверхні

$$F_{:\text{жmin}} = V_{\Pi} / \omega_{\Pi} = 3,09 / 3 = 1,03 \text{ м}^2.$$

Довжина труб повітроохолоджувача

$$L = F_3 \cdot u / F_{зpe} = 61,4 \cdot 0,016 / 0,00656 = 149,8 \text{ м}.$$

Приймаємо:

кількість оребрених труб у фронтальному перерізу $n_1 = 12$;

довжина однієї труби $l_1 = 3,2 \text{ м}$.

Кількість труб по руху повітря

$$n_2 = L / (l_1 \cdot n_1) = 149,8 / (3,2 \cdot 12) = 3,9.$$

Приймаємо $n_2 = 4$.

Вибираємо по каталогах фірми Güntner повітроохолоджувачі AGHN 050.2H/212-ANS/28P.E с площею поверхні $96,9 \text{ м}^2$.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

8. Розрахунок допоміжного обладнання та діаметрів трубопроводів

Лінійний ресивер

Розраховуємо об'єм лінійного ресивера в насосно-циркуляційній системі з нижньою подачею аміаку в камери приладів охолодження:

$$V_{\text{лр}} = 1,2 \cdot 0,3 \cdot V_{\text{вип}} / 0,7,$$

де $V_{\text{вип}}$ – місткість випарної системи по аміаку, м^3 ;

0,3 – коефіцієнт, що враховує норму заповнення приладів охолодження;

0,7 – коефіцієнт, що враховує норму заповнення ресивера;

1,2 – коефіцієнт запасу.

Місткість випарної системи повітроохолоджувача:

$$V_{\text{п.о.}} = L_{\text{тр}} \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4}, \text{ м}^3$$

де $L_{\text{тр}} = 161,4$ м - сумарна довжина всіх труб повітроохолоджувача

$$V_{\text{п.о.}} = 161,4 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,018^2}{4} = 0,041 \text{ м}^3$$

В даній холодильній системі 6 повітроохолоджувачів, значить повний об'єм випарної системи складає

$$V_{\text{вип}} = 0,041 \cdot 6 = 0,246 \text{ м}^3.$$

Об'єм лінійного ресивера:

$$V_{\text{лр}} = 1,2 \cdot 0,3 \cdot 0,246 / 0,7 = 0,127 \text{ м}^3.$$

Підбираємо лінійний ресивер марки 0,75 РВ.

Циркуляційний ресивер

Розраховуємо необхідний об'єм циркуляційного ресивера в насосно-циркуляційній системі з нижньою подачею аміаку у прибори охолодження при умові його заповнення не більше ніж на 80%.

$$V_{\text{ц.р.}} = K \cdot (V_{\text{н.т.}} + 0,2 \cdot V_{\text{п.о.}} + 0,3 \cdot V_{\text{в.т.}}) \text{ м}^3$$

де $V_{\text{н.т.}}$ - внутрішній об'єм магістрального трубопроводу м^3 ;

$V_{\text{в.т.}}$ - внутрішній об'єм всмоктуючого трубопроводу м^3 ;

$K=2,7$ (для ресивера з вертикальним стояком)

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

$$V_{н.т.} = 0,04 \cdot V_{п.о.} = 0,04 \cdot 0,246 = 0,01 \text{ м}^3;$$

$$V_{в.т.} = 0,06 \cdot V_{п.о.} = 0,06 \cdot 0,246 = 0,015 \text{ м}^3;$$

$$V_{ц.р.} = 2,7 \cdot (0,01 + 0,2 \cdot 0,246 + 0,3 \cdot 0,015) = 0,172 \text{ м}^3.$$

Приймаємо до установки ресивер марки 0,75 РДВ – 1 шт.

Дренажний ресивер

$$V_{др} = V_{по} / 0,8 = 0,123 / 0,8 = 0,154 \text{ м}^3.$$

де $V_{по} = 0,123 \text{ м}^3$ – об'єм трьох повітроохолоджувачів з однієї камери.

Приймаємо до установки ресивер марки 0,75 РД – 1 шт.

Розрахунок трубопроводів

Визначаємо внутрішній діаметр трубопроводу.

Всмоктуючий аміачний трубопровід

Вихідні данні:

- масова витрата холодильного агента по трубі $M_T = 0,0452 \text{ кг/с}$;

- питомий обсяг всмоктуючого пару в компресор $v_1 = 0,382 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Розраховуємо масову витрату холодоагенту у всмоктуючому трубопроводі

$$V_1 = M_T \cdot v_1 = 0,0452 \cdot 0,382 = 0,0173 \text{ м}^3/\text{с}$$

Внутрішній діаметр трубопроводу

$$d_{вн.} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_1}{\pi \cdot w}}, \text{ м}$$

де w - швидкість руху речовини, приймаємо $w = 12 \text{ м/с}$

$$d_{вн.} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0173}{3,14 \cdot 12}} = 0,043 \text{ м}.$$

Вибираємо в якості всмоктувального трубопроводу сталеву безшовну трубу $d_y = 50 \text{ мм}$ із зовнішнім діаметром $d_3 = 57 \text{ мм}$ і внутрішнім діаметром $d_{вн} = 50 \text{ мм}$.

Нагнітальний аміачний трубопровід:

Вихідні данні:

- масова витрата холодильного агента по трубі $M_T = 0,0452 \text{ кг/с}$

- питомий обсяг всмоктуючого пару в компресор $v_1 = 0,114 \text{ м}^3/\text{кг}$

									Арк.
									60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Розраховуємо об'ємну витрату холодоагенту у нагнітальному трубопроводі

$$V_1 = 0,0452 \cdot 0,114 = 0,0515 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Внутрішній діаметр трубопроводу

$$d_{\text{вн.}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00515}{3,14 \cdot 20}} = 0,018 \text{ м}.$$

Вибираємо в якості нагнітального трубопроводу сталеву безшовну трубу $d_y = 20 \text{ мм}$ із зовнішнім діаметром $d_3 = 25 \text{ мм}$ і внутрішнім діаметром $d_{\text{вн}} = 21,8 \text{ мм}$.

Рідиний трубопровід:

Вихідні данні:

- масова витрата холодильного агента по трубі $M_T = 0,0904 \text{ кг/с}$
- питомий обсяг рідкого аміаку $v_1 = 0,001725 \text{ м}^3/\text{кг}$

Розраховуємо масову витрату холодоагенту у рідинному трубопроводі

$$V_1 = 0,0904 \cdot 0,001725 = 0,000156 \text{ м}^3/\text{с}$$

Внутрішній діаметр трубопроводу

$$d_{\text{вн.}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000156}{3,14 \cdot 0,5}} = 0,02 \text{ м}.$$

Вибираємо в якості рідинного трубопроводу сталеву безшовну трубу $d_y = 20 \text{ мм}$ із зовнішнім діаметром $d_3 = 25 \text{ мм}$ і внутрішнім діаметром $d_{\text{вн}} = 21,8 \text{ мм}$.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

9. Охорона праці

Охорона праці - це система законодавчих актів, соціально-економічних, організаційних, технічних, гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і засобів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я й працездатності людини в процесі праці.

Токсичність застосовуваних речовин

Аміак (R717). Хімічна формула NH_3 . Нормальна температура кипіння — 33,35 °С. При атмосферному тиску аміак - безбарвний газ, легше за повітря, з різкимзадушливим запахом.

Найбільш небезпечними властивостями аміаку є його токсичність і вибухонебезпечність. Перебування людини протягом декількох хвилин в приміщенні об'ємною долею аміаку в повітрі — 0,5—1 % приводить до смертельного результату або сильному отруєнні. Температура самозаймання аміаку 630 °С. При об'ємній долі в повітрі понад 11 % і наявності відкритого полум'я аміак починає горіти.

Суміш пари аміаку повітрям при об'ємній долі 15—28 % вибухонебезпечна. Максимальний тиск вибуху суміші близько 0,45 мПа. Аміак починаєрозкладатися при температурі вище 250°С.

Газоподібний аміак надаєсильну подразнюючу дію на слизисті оболонки очей і верхніх дихальних шляхів, на пітні ділянки шкіри. Високі концентрації аміаку викликають опіки очей, носової порожнини, горла. При важких отруєннях аміаком спостерігаються утруднене дихання, сильний кашель, задуха спазми голосової щілини.

Рідкий аміак викликає важкі опіки шкіри. Попадання рідкого аміаку в очі може привести до прориву рогівки, кришталіка і склоподібного тіла.

Класифікація виробництва за ступенем вибухової, вибухопожежної і пожежної безпеки.

Виробництва по вибухопожежної і пожежній небезпеці, згідно із національним стандартом України ДСТУ Б В.1.1-36:2016 діляться на категорії

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

А, Б, В, Г и Д.

Машинні і апаратні відділення аміачних холодильних установок відносяться до категорії А.

Категорія А - найбільш вибухопожежонебезпечні приміщення.

Горючі гази, легкозаймисті рідини температурою спалаху не більше 28 такої кількості, що можуть утворюватися вибухонебезпечні парогазовоздушні суміші, при вспалахуванні яких розвивається розрахунковий надлишковий тиск вибуху в приміщенні, яке перевищує 5 кПа.

Речовини і матеріали, здатні вибухати і горіти при взаємодії водою, киснем повітря або один одним в такій кількості, що розрахунковий надлишковий тиск вибуху в приміщенні перевищує 5 кПа.

Забезпечення вибухобезпечної експлуатації устаткування

Для безпечної експлуатації устаткування повинне строго дотримуватися правил і інструкцій заводів-виготовлювачів по експлуатації холодильного устаткування, а також «Правил технічної експлуатації і правила техніки безпеки при експлуатації повітряних ліній електропередач, розподільних електромереж і вибухонебезпечних електроустановок».

Експлуатація приладів і засобів автоматизації холодильних установок повинна здійснюватися відповідно до інструкцій з експлуатації приладів автоматики.

Випробування судин, що працюють під тиском, на заводі-виготовлювачі, їх технічний огляд (значення тисків і терміни)

Технічний огляд апаратів холодильних установок проводять для перевірки їх міцності і щільності і своєчасного виявлення можливих дефектів.

Склад і періодичність огляду. Технічний огляд апарату включає внутрішній огляд і пневматичні випробування.

Внутрішній огляд апарату проводять не рідше за один раз в два роки. Якщо внутрішній огляд неможливий із-за конструктивних особливостей апарату (наявність трубних ґрат, малий діаметр і т. п.), то його замінюють пневматичним випробуванням, що проводиться в терміни, передбачені для внутрішнього

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

огляду.

Пневматичне випробування апарату, доступного для внутрішнього огляду, проводять не рідше за один раз в 8 років. Апарати аміачних установок випробовують на міцність і щільність. Перед проведенням огляду начальник компресорного цеху оформляє допуск, в якому вказує заходи безпеки, особу, відповідальну за виконання роботи, час і місце проведення робіт, особливі умови і термін дії допуску. Технічний огляд проводить бригада, очолювана механіком або старшим машиністом компресорного цеху. Для членів бригади проводять інструктаж, після чого перевіряють їх знання. Роботи по видаленню холодоагенту, продуванню апарату стислим повітрям і пневматичному випробуванню виконує механік або старший машиніст під безпосереднім керівництвом відповідальної особи, вказаної у вбранні-допуску.

Проведення пневматичних випробувань. Тиск в апаратах аміачних холодильних установок створюють повітрям за допомогою спеціального компресора. Схема підключення до апарату трубопроводів при випробуванні приведена на рис. 15.

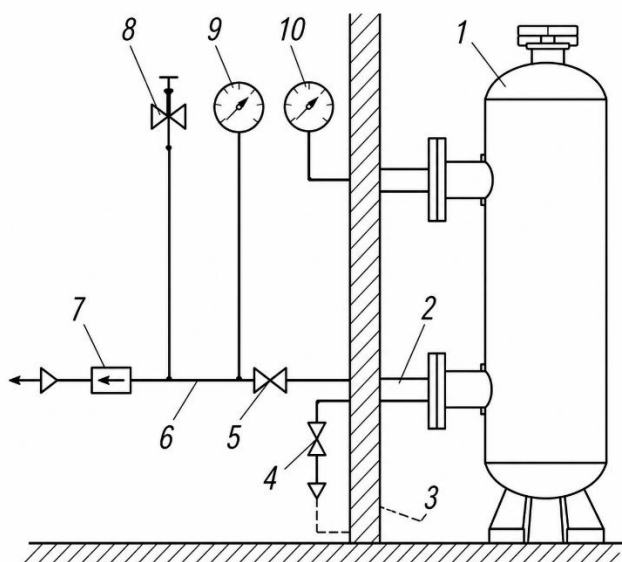


Рис. 15. Схема пневматичного випробування апарату: 1 — апарат; 2 — трубопровід скидання повітря; 3 — стіна будівлі; 4, 5 — вентилі подачі і скидання повітря; 6 — трубопровід подачі повітря; 7 — редукційний клапан; 8 — запобіжний клапан; 9 — робочий манометр; 10 — контрольний манометр.

Перед випробуванням апаратів на міцність заглушають їх запобіжні клапани.

Тиск в апараті підвищують поступово з витримкою і перевіркою щільності з'єднань (сполук) і видимих деформацій досягнувши половини робочого тиску і при робочому тиску (час підвищення в апараті тиску до 0,1 МПа повинне складати 15—20 мін, а до половини робочого тиску — 60—90 мін).

Під тиском випробування на міцність апарат знаходиться протягом 5 хвилин, після чого тиск в апараті знижують до тиску випробування на щільність (робочого тиску). При робочому тиску проводять огляд апарату і перевіряють герметичність зварних швів і роз'ємних з'єднань мильною емульсією. Через 3—4 г після вирівнювання температури повітря в апараті і температури навколишнього повітря, підвищують тиск в апараті до робочого, від'єднують трубопровід подачі повітря, між трубопроводом і замочним вентилям встановлюють заглушку і приступають до перевірки герметичності апарату по величині падіння тиску.

Апарат визнають таким, що витримав випробування, якщо немає ознак розриву і залишкових деформацій, відсутні пропуски повітря, а падіння тиску в апараті не перевищує 0,1 %.

Після проведення випробування апарат звільнюють від повітря, на нім встановлюють ізоляцію і знімають заглушки вентилів. Перш ніж зняти заглушки, переконуються, що замочні вентиля закриті. Сполучають вентиля трубопроводами, знімають заглушки з запобіжних клапанів.

Вимоги до контрольно-вимірювальних приладів і запобіжних клапанів.

Для управління роботою судини і забезпечення безпечної її експлуатації кожна судина обладнується приладами для виміру тиску і температури, запобіжними пристроями, замочною арматурою і показчиками рівня рідини.

На всіх судинах встановлюють манометри з класом точності не нижче 2,5. Клас точності манометра характеризується допустимою погрішністю (у %) при вимірі тиску. Підбирають манометри такою шкалою, аби робочий тиск

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

знаходився в другій третині шкали. На шкалу манометра наносять червону рису по діленню, відповідному максимальному робочому тиску. Дозволяється замість нанесення червоної риси прикріплювати до корпусу манометра металеву пластину, забарвлену в червоний колір.

На судині манометр встановлюють так, щоб його свідчення були виразно обслуговуючому персоналу. Шкала манометра повинна знаходитися в вертикальній площині або нахилом вперед на до 30° . Діаметр манометра, що встановлюється на висоті від 2 до 5 м від рівня майданчика спостереження, має бути не менше 150 мм. На висоті більше 5 м від рівня майданчика обслуговування, манометри встановлювати не дозволяється. Манометр не допускається до експлуатації, якщо відсутня пломба, або клеймо, прострочений термін перевірки, стрілка манометра після його виключення не повертається на нульову відмітку шкали, розбито скло, пошкоджений корпус.

Розрахунок і підбір запобіжного клапана

Запобіжними клапанами оснащують компресори з об'ємною подачею більше $0,03 \text{ м}^3/\text{с}$ і апарати, які можуть бути відокремлені від останніх частин холодильної установки замочними вентилями.

Запобіжний клапан апарату запобігає підвищення тиску понад допустиме значення і захищає апарат і трубопроводи, автоматично скидаючи пару холодоагенту безпосередньо в атмосферу або через проміжний трубопровід в судину нижчим тиском.

Розрахуємо запобіжний клапан встановлений на ресивері.

Вихідні (дані):

--витрата агента $G_a=1 \text{ кг/с}$.

--граничний тиск в ресивері $P_1=2,5 \text{ мПа}$.

--атмосферний тиск $P_2=0,1 \text{ мПа}$.

--щільність х/а $\rho=20,33 \text{ кг/м}^3$.

--коефіцієнт витрати $\mu = 0,75$.

-- коефіцієнт відношення $P_2/ P_1 \quad V=0,499 [2]$.

Площуперетину клапана визначаємо за формулою:

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					66

$$S_{кл} = \frac{Ga}{\mu B \sqrt{2\rho(P_1 - P_2)}} = \frac{1}{0.75 \cdot 0.499 \sqrt{2 \cdot 20.33(2.5 - 0.1)} \cdot 10^6} = 270 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

Діаметр прохідного перетину клапана:

$$d = \sqrt{\frac{S_{кл}}{0.785}} = \sqrt{\frac{270 \cdot 10^{-6}}{0.785}} = 0,018 \text{ м}.$$

Вибираємо ЗК с $d_y=20$ мм.

Методи визначення місць витоків холодильних агентів

Небезпечні властивості холодоагентів, особливо аміаку, викликають необхідність своєчасного і швидкого визначення місць витoku хладогенту і ліквідації нещільності для підтримки герметичності системи.

Місце витoku аміаку визначають за допомогою фільтрувального паперу, просоченого хімічними індикаторами, змінюючими колір при зіткненні зсередовищем, що містить аміак. Як індикатори використовують 1%-ний розчин фенолфталеїну в спирті-ректифікаті або при необхідності вищій чутливості — розчин фенолрота в спирті і гліцерині. За наявності в повітрі аміаку індикаторний папір, заздалегідь змочений водою, змінює колір на червоний.

Серйозну увагу слід приділяти виявленню нещільності в місцях розвальцьовування труб, в трубних ґратах, а також свищів і тріщин трубу кожухотрубних апаратів, оскільки наявність таких дефектів може привести до втрати холодоагенту, а за певних умов — до проникнення розсолу (або води, що охолоджує) в систему холодоагенту. Перевірку щільності кожухотрубних випарників і конденсаторів проводять не рідше за один раз в місяць шляхом визначення наявності аміаку в охолоджуючій воді або розсолі за допомогою реактиву Несслера.

Якщо реактив Несслера відсутній, то аналіз проводять за допомогою індикаторного паперу високої чутливості, яка забарвиться в червоний колір, якщо її опустити в досліджувану рідину (при цьому вода і розсіл не мають бути кислими, а в розсіл не повинен додаватися луг) або піднести до струменя пари, що утворюється при кип'яченні досліджуваної рідини.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

Електробезпека устаткування

Електричний струм може нанестилюдinin травму не лише при прямому проходженні через тіло, але і іншими видами енергії, в які перетворюється електрика: потоки світлової енергії електричної дуги і теплоти, що виділяється при цьому, ультрафіолетове випромінювання і ін. При цьому спостерігається перегрівтканин тіла або їх повнезгорання, електролітичне розкладання рідких середовищ, крові, перезбудження нервової системи, шок і ін.

Класифікація приміщення за ступенем небезпеки поразки електричним струмом

Згідно з Правила улаштування електроустановок (ПУЕ),ивсі електричні установки діляться на дві групи залежно від напруги: до 1000 В і вище 1000 В.

На підприємствах холодильної промисловості, а також в харчовій промисловості і в торгівлі знаходяться в експлуатації установки лише першої групи.

Виробничі приміщення всіх видів в залежності від міри небезпеки поразки електричним струмом діляться на три категорії:

приміщення без підвищеної небезпеки — сухі, згідлогами зструмонепровідних матеріалів, без струмопровідного пилу і без великої кількості заземлених металевих предметів (адміністративні, конторські, учбові приміщення);

приміщення з підвищеною небезпекою — сирі, з відносною вологістю повітря понад 75 %, температурою повітря більше 30 °С; згідлогами зструмопровідних матеріалів (металеві, цегельні, бетонні), з можливістю одночасного дотику до металевих корпусів електрообладнання і заземленим металоконструкціям (вентиляційні камери, механічні майстерні, камери холодильників і ін.);

особливо небезпечні приміщення — особливо сирі, звідносною вологістю повітря, близькою до 100 %, наявністю хімічно активного середовища і два і більш за ознаки, що характеризують приміщення зпідвищеною кислотністю.

Машинні і апаратні зали аміачних холодильних установок відносяться до

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

категорії приміщення з підвищеною безпекою.

Класифікація устаткування за ПУЕ. По ПУЕ всі електроустановки підрозділяються на вибухозахищених і нормального виконання. У вибухонебезпечних зонах застосовується лише вибухозахищене устаткування, що не допускає займання вибухонебезпечного середовища.

Вибухозахищене устаткування підрозділяють по рівнях і видах вибухозахисту, категоріях, групах і температурних класах.

Залежно від сфери застосування вибухозахищене устаткування ділиться на дві групи:

I—копальневе;

II—для внутрішніх і зовнішніх установок;

У машинних і апаратних відділеннях аміачних холодильних установок застосовують електродвигуни в брзкоо захищеного виконання, електроустаткування аварійної вентиляції — вибухозахищеного виконання.

Розрахунок заземлюючого пристрою

Мета захисного заземлення створити надійний електричний контакт між металевими, неструмопровідними частинами електроустановок і землею.

Пристрій заземлення необхідний: при напрузі 600 В і вище за постійний і змінний струм у всіх випадках; при напрузі вище 36 В змінного струму і 110 В постійного току у приміщеннях з підвищеною безпекою, особливо небезпечних і в зовнішніх установках; при всій напрузі змінного і постійного струму - у вибухонебезпечних приміщеннях.

Розрахуємо систему заземлення.

Вихідні дані:

--розрахунковий опір людини $R_{ч}=1000$ Ом;

--допустимий опір заземлення $R_{з} \leq 4$ Ом;

--довжина штирів $l=2..3$ м;

- глибина залягання пластини $t_0=0,5..0,8$ м;

$$t=t_0+l/2=0.5+2/2=1.5 \text{ м};$$

$$l'=(1..3)l=2\cdot 2=4 \text{ м};$$

									Арк.
									69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

$$d_r=0.02 \text{ м}; d_b=0.05 \text{ м};$$

Визначимо питомий опір ґрунту:

$$\rho_p = \rho \cdot \phi = 700 \cdot 1.5 = 1050 \text{ Ом} \cdot \text{м},$$

де ρ - коеф. залежний від кліматичної зони;

ρ -- питомий опір ґрунту;

Опір вертикальних заземлювачів:

$$R_6 = \frac{\rho_p}{2\pi l} \left(\ln \frac{2l}{d_6} + \frac{1}{2} \ln \frac{4t+l}{4t-l} \right) = \frac{1050}{2 \cdot \pi \cdot 2} \left(\ln \frac{2 \cdot 2}{0.05} + \frac{1}{2} \ln \frac{4 \cdot 1.5 + 2}{4 \cdot 1.5 - 2} \right) = 335 \text{ Ом}$$

Кількість вертикальних заземлювачів:

$$n = \frac{R_6}{R_3} = \frac{335}{4} = 99 \text{ шт.}$$

$$L = (n-1) \cdot l' = (99-1) \cdot 4 = 392 \text{ м.}$$

Додатково прокладаємо трасу довжиною $l=100 \text{ м}$

Опір одного вертикального заземлювача:

$$R_o = \frac{R_6}{n \cdot \eta} = \frac{492}{99 \cdot 0.85} = 5,8 \text{ Ом.}$$

Опір горизонтальних заземлювачів:

$$R_2 = \frac{\rho_p}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot \eta_2} \cdot \ln \frac{L^2}{d_2 \cdot t_o} = \frac{1050}{2 \cdot \pi \cdot 492 \cdot 0.85} \cdot \ln \frac{492^2}{0.02 \cdot 0.5} = 6,63 \text{ Ом}$$

Загальний опір системи заземлення:

$$R_c = \frac{R_o \cdot R_2}{R_o + R_2} = \frac{5,8 \cdot 6,63}{5,58 + 6,63} = 3,11 \text{ Ом} \leq 4 \text{ Ом}$$

Пожежна профілактика

Протипожежні вимоги до конструкції будівлі і ступінь вогнестійкості, його залежність від категорії виробництва по вибухопожежонебезпеці.

Всі будівлі і конструкції по вогнестійкості підрозділяються на 8 ступеней (ДБН В.1.1-7:2016). Основні конструкції будівель холодильників мають бути II ступені вогнестійкості з матеріалів, що не згорають. Приміщення машинних і апаратних залів аміачних холодильних установок відділяють від інших приміщень стінами з матеріалів, що не згорають, з межею вогнестійкості 0,75 ч.

						Арк.
					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для захисту будівель і споруд від розповсюдження пожежі на весь об'єкт (при його виникненні на якій-небудь ділянці) передбачають протипожежні перешкоди. До таких перешкод відносяться протипожежні стіни, перегородки, перекриття, зони, тамбури-шлюзи і ін. Протипожежні стіни, перегородки, перекриття, конструкції протипожежних зон і тамбурів-шлюзів, а також заповнення світлових отворів в протипожежних перешкодах виконуються знегорючих матеріалів.

Засоби пожежної автоматичної сигналізації

Надійний пожежний зв'язок і сигналізація відіграють важливу роль в своєчасному виявленні пожеж і виклику пожежних підрозділів до місця пожежі.

Електричну пожежну сигналізацію складають встановлені на ділянках і цехах підприємств сповіщувачі, за допомогою яких сигнал передається на пункт зв'язку пожежної частини (команди) і приймальної станції, що забезпечує прийом сигналів.

Пожежні сповіщувачі можуть бути ручної і автоматичної дії. Вони діляться на теплові, димові, світлові, комбіновані, ультразвукові.

Теплові сповіщувачі працюють при підвищенні температури довкілля, димові — при появі диму, світлові — за наявності відкритого вогню, комбіновані — при підвищенні температури і появі диму, ультразвукові, — при зміні ультразвукового поля під дією вогню.

Первинні засоби пожегогасіння (пожежний інвентар)

Вогнегасник ВХП-10 хімічний, пінний (модель 10). Забороняється застосовувати цього типу вогнегасники при гасінні електроустановок, що горять, знаходяться під напругою, оскільки утворюється піна електропроводка.

Вуглекислотні вогнегасники застосовують при гасінні пожеж: у електроустановках, що знаходяться під напругою до 1000 В, в музеях, на виставках і т. п., оскільки діоксид вуглецю не викликає псування матеріалів. Не рекомендується застосовувати їх при гасінні матеріалів, що горять, і речовин, які можуть горіти без доступу повітря (целулоїд).

Порошкові вогнегасники застосовують при гасінні загорянь на

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71

мотоциклах, легкових і вантажних автомашинах. Вогнегасник ВП-1 приводиться в дію енергичним струшуванням, після чого через сітчастий розпилювач, вставлений в горловину вогнегасника, вилітає порошок у вигляді пилової хмари. Час роботи вогнегасника 20—50 с. Заряд вогнегасника — порошок ПСБ (бікарбонат натрію—88%, тальк — 10, стеаратметалів — 2%).

Протипожежний інвентар.

При тушінні пожеж піною широко застосовують генератори високо кратної піни (ГВП) і хімічні вогнегасники ОХП-10.

Для розміщення первинних засобів пожаротушіння в виробничих будівлях на території підприємств передбачають спеціальні пожежні щити з набором:

- пінних вогнегасників - 2,
- вуглекислотних вогнегасників – 1,
- ящиків з піском – 1,
- щільного полотна (волок, асбест) – 1,
- ломів – 2,
- багрів – 3,
- сокир – 2

Виробнича санітарія

Вентиляція як засіб створення оптимального мікроклімату (припливно-втяжна, місцеві відсмоктування, повітряні завіси)

За способом переміщення повітря розрізняють системи природної і механічної вентиляції.

Природна вентиляція забезпечує повітрообмін в приміщеннях, обумовлений різницею щільності зовнішнього і внутрішнього повітря і вітровим тиском.

Механічну вентиляцію застосовують, коли необхідні параметри мікроклімату і чистота повітря в приміщеннях не можуть бути забезпечені природною вентиляцією. При механічній вентиляції повітря переміщається за допомогою вентиляторів.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

По характеру дії механічну вентиляцію підрозділяють на припливну, витяжну і припливно-витяжну, по місцю дії — на загальну, змінну і місцеву.

Припливну вентиляцію передбачають при необхідності повноїзаміни повітря в приміщенні чистим зовнішнім повітрям, а також при необхідності виключити попадання забрудненого повітря з інших приміщень. У приміщенні при цьому створюється надлишковий тиск

Витяжна вентиляція призначена для видалення з приміщень забрудненого повітря, надлишкових тепло- і вlahовиділень, при цьому в приміщенні створюється знижений тиск.

Приміщення, в яких можливо раптове видалення великих кількостей шкідливих або вибухонебезпечних газів або пари, обладнали аварійною витяжною вентиляцією.

Припливно-витяжна механічна вентиляція одночасно здійснює і подачу свіжого повітря, і видалення забрудненого. У приміщеннях, де виділяються пожежо- і вибухонебезпечні пари і гази, а також пари і гази шкідливих речовин 1—3-го класів небезпеки (в тому випадку, якщо до них примикають інші виробництва і приміщення, що сполучаються з першими дверними і іншими отворами), продуктивність систем витяжної вентиляції має бути більше продуктивності систем припливною. Відстань по горизонталі між отворами для видалення і прийому повітря має бути не менше 20 м.

Розрахунок системи вентиляції (витяжною, проточною, аварійною)

Об'єм приміщення машинного відділення

$$V=L \cdot B \cdot H=13,8 \cdot 6 \cdot 4,8=397,44 \text{ м}^2$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

Продуктивність витяжного вентилятора

$$L_{\text{вит}} = V \cdot 2 = 397,44 \cdot 2 = 794 \text{ м}^3/\text{год}$$

Продуктивність припливного вентилятора

$$L_{\text{прип}} = V \cdot 2 = 397,44 \cdot 2 = 794 \text{ м}^3/\text{год}$$

Продуктивність аварійного вентилятора

$$L_{\text{авар}} = V \cdot 8 = 397,44 \cdot 8 = 3179 \text{ м}^3/\text{год}$$

Встановлена потужність електродвигуна

$$N = \frac{K \cdot L \cdot H \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot \eta_B \cdot \eta_n}; \text{кВт}$$

де K – коефіцієнт запасу $K=1,3$; L – повітрообмін, $\text{м}^3/\text{год}$; H – тиск вентилятора, Па; $H=300$ Па; η_B – к.п.д. вентилятора[14]; $=0,8$; – к.п.д. приводу; $\eta_n=0,95$.

$$N_{\text{прип}} = \frac{1,3 \cdot 794 \cdot 300 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,8 \cdot 0,95} = 0,17 \text{ кВт}$$

$$N_{\text{вит}} = \frac{1,3 \cdot 794 \cdot 300 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,8 \cdot 0,95} = 0,17 \text{ кВт}$$

$$N_{\text{авар}} = \frac{1,3 \cdot 3179 \cdot 300 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,8 \cdot 0,95} = 0,427 \text{ кВт}$$

По знайдений потужності підбираємо вентилятори.

- приплив: ВР-170-75-2.5

- витяжка: ВР-170-75-2.5

- аварійна: ВР-450-75-2.5

Розрахунок виробничого освітлення

Раціональне освітлення підвищує безпеку роботи, сприяє зростанню продуктивності праці і поліпшенню якості продукції. Недостатнє або неправильне освітлення робочих місць і зон, сліпуча дія джерел світла, різкі тіні від предметів і устаткуванняводять до передчасного стомлення і зростання травматизму. Освітлення може бути природним, штучним або змішаним, поєднуючим природне і штучне.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

Розрахунок штучного освітлення компресорного цеху.

Компресорний цех, розміри приміщення – $A \times B = 12 \times 6$ м, висота приміщення $H = 4,5$ м.

Вибираємо лампу розжарювання в світильнику ВЗГ.

Загальне рівномірне освітлення $E_n = 150$ лк, коефіцієнт запасу $k = 1,5$.

Рівень робочої поверхні від підлоги $H_1 = 1,5$ м;

Відстань від стелі до світильника $H_2 = 0,2$ м;

Система освітлення - загальна;

Визначаємо висоту підвісу світильників і відстань між ними:

$$H_p = H - H_1 - H_2 = 4,5 - 1,5 - 0,2 = 2,8 \text{ м.}$$

$$L / H_p = 0,8; \quad L = 0,8 \cdot H_p = 2,24 \text{ м.}$$

Відстань від крайніх світильників до стіни приймаємо рівним:

$$L_k = (0,3 \cdot 0,5) \cdot L = 0,5 \cdot 2,24 = 1,12 \text{ м.}$$

Кількість світильників:

$$n = \frac{A \cdot B}{L^2} = \frac{6 \cdot 12}{2,24^2} = 14 \text{ шт}$$

Індекс приміщення:

$$i = \frac{A \cdot B}{H_p(A+B)} = \frac{12 \cdot 6}{2,8(12+6)} = 1,43$$

Коефіцієнт використання світлового потоку; $\eta = 0,36$.

Світловий потік лампи:

$$\Phi_n = \frac{E_n \cdot A \cdot B \cdot k \cdot z}{N \cdot n \cdot \eta} = \frac{150 \cdot 12 \cdot 6 \cdot 1,5 \cdot 1,15}{1 \cdot 14 \cdot 0,36} = 3726 \text{ лм}$$

де z —коєфф. нерівномірності освітлення $z = 1,15$;

N —кількість ламп в світильнику;

Підбираємо лампу марки Г 215-225-300 ($\Phi = 4610$ лм)

Визначаємо встановлену потужність світильників:

$$P = p \cdot N \cdot n = 300 \cdot 1 \cdot 14 = 4200 \text{ Вт}$$

Долікарська допомога

Потерпілий від отруєння аміаком має бути винесений на свіже повітря або в чисте тепле приміщення. При необхідності слід застосувати штучне дихання.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		75

Необхідно звільнити потерпілого від одягу, що утрудняє дихання, змінити забруднений одяг і пред'явити йому повний спокій.

Зробити інгаляцію теплою парою (через паперову трубку) зчайника, що містить 1—2%-ний розчин лимонної кислоти в гарячій воді.

Дати випити міцний солодкий чай, каву, лимонад або 3%-ний розчин молочної кислоти.

Рекомендується у всіх випадках отруєння вдихати кисень протягом 30—45 мін, зігрівати потерпілого (обкласти грілками).

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

За наявності роздратування носоглотки необхідне полоскання її 2%-ним розчином соди або водою. Незалежно від стану потерпілий має бути направлений до лікаря.

У разі фактів задухи, кашлю потерпілого слід транспортувати лежачи.

При попаданні аміаку в очі необхідне рясне промивання очей струменем чистої води. Потім слідує, до огляду лікарем, одягнути темні окуляри-консерви. Не можна забинтовувати очі і накладати на них пов'язку!

При попаданні на шкіру аміаку, що викликає опік, необхідно спочатку направити на обпалену поверхню рясний струмінь чистої води.

Потім уражену кінцівку занурити в теплу (36- 40 °С) воду на 5—10 мін, а поразки великий поверхні тіла, зробити загальну ванну.

Після ванни осушити шкіру прикладанням рушника, що добре вбирає воду (розтирання недопустимо).

Накласти після цього на уражену ділянку шкіри марлеву пов'язку або змастити його маззю Вишневського або маззю пеніциліну. За відсутності мазі використовувати вершкове (несолоне) або соняшникову олію.

При появі на шкірі міхурів у жодному випадку їх не розкривати, а накласти на них марлеву пов'язку (з маззю Вишневського).

Надання першої допомоги постраждалому від електричного струму .

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76

Перша перед лікарська 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 може бути здійснено кількома способами. Найбільшпростий та правильний спосіб – це відключення від повідної частини електроустановки. Якщо відключення швидко зробити не можна через будь-які причини (наприклад, далеко розташований вимикач), можливо 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 дрiт 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.

Якщо постраждалий погано дихає 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.

Висновок:

У розділі «Охорона праці» показанні конкретні заходи які забезпечують безпеку експлуатації розроблюваної установки та безпечні умови праці

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		77

обслуговуючого персоналу. Слід чітко дотримуватись даних правил експлуатації для того щоб не було нещасних випадків.

ВИСНОВКИ

1. У результаті виконання роботи розроблено проект системи холодопостачання овочесховища місткістю 300 т у м. Одеса для тривалого зберігання насінневої картоплі.

2. Обґрунтовано доцільність використання холодильного зберігання як ефективного способу зниження втрат сільськогосподарської продукції та збереження її якісних показників.

3. Встановлено, що підтримання оптимальних температурно-вологісних режимів є визначальним фактором забезпечення тривалого зберігання овочів із мінімальними втратами маси та поживних речовин.

4. Прийнято централізовану систему холодопостачання з використанням природного холодоагенту R717, що забезпечує високу енергоефективність та екологічну безпеку установки.

5. У ході роботи виконано тепловий та конструктивний розрахунок основного холодильного обладнання, зокрема повітряного конденсатора та повітроохолоджувача, що дозволяє забезпечити задані параметри зберігання продукції.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		78

ІНФОРМАЦІЙНІ ДЖЕРЕЛА

1. ДСТУ 4013-2001 «Сортові та посівні якості картоплі насінневої. Технічні умови».
2. Плодоовочесховища: проектування, оптимізація, розрахунки [Текст]: підручник / М. Г. Хмельнюк, В. П. Кочетов, А. В. Форсюк, Н. В. Жихарева; під заг. ред. М. Г. Хмельнюка ; ОНАХТ, НУХТ. — Одеса : Бондаренко М. О., 2018.- 228 с.
3. Чумак И.Г., Лагутин А.Ю., Чепуренко В.П., Проектування холодильних установок., 3-тє видання, перероблене та доповнене, Одеса., “Друк”., 2007. – 480 с.
4. Хмельнюк М.Г., Подмазко О.С., Холодильні установки спеціального призначення., Херсон., “Грін”., 2013. - 488 с.
5. Свердлов Г.З., Явнель Б.К., Курсове та дипломне проектування холодильних установок і систем кондиціонування повітря., - 2-ге видання., перероблене та доповнене. 1978. – 263 с.
6. Холодильні установки та сфери їх використання [Текст]: підручник / М. Г. Хмельнюк, О. С. Подмазко, І. О. Подмазко ; під заг. ред. М.Г. Хмельнюка; ОНАХТ. — Херсон : Грін Д.С., 2014. — 484 с.
7. Каталог поршневих холодильних компресорів фірми Bitzer
<https://www.holodteh.com.ua/pdf/kp-520-3.pdf>
8. «Холодильні агенти (хладони) і холодоносії» <http://studopedia.org/2-79792.html>
9. Основи охорони праці [Текст] : навч. посіб. / В. В. Березуцький, Т. С. Бондаренко, Г. Г. Валенко, Л. А. Васьковець ; за заг. ред. В. В. Березуцького; Нац. техн. ун-т "ХПІ". — 2-ге вид., пер.. і доп. - Харків : Факт, 2008. — 480 с.
10. Холодильні установки [Текст]: навч. посіб. / О. С. Подмазко, С. Ю. Лар'яновський. — Одеса: ОДАХ, 2012. — 60 с.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.9	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		79

ДОДАТКИ

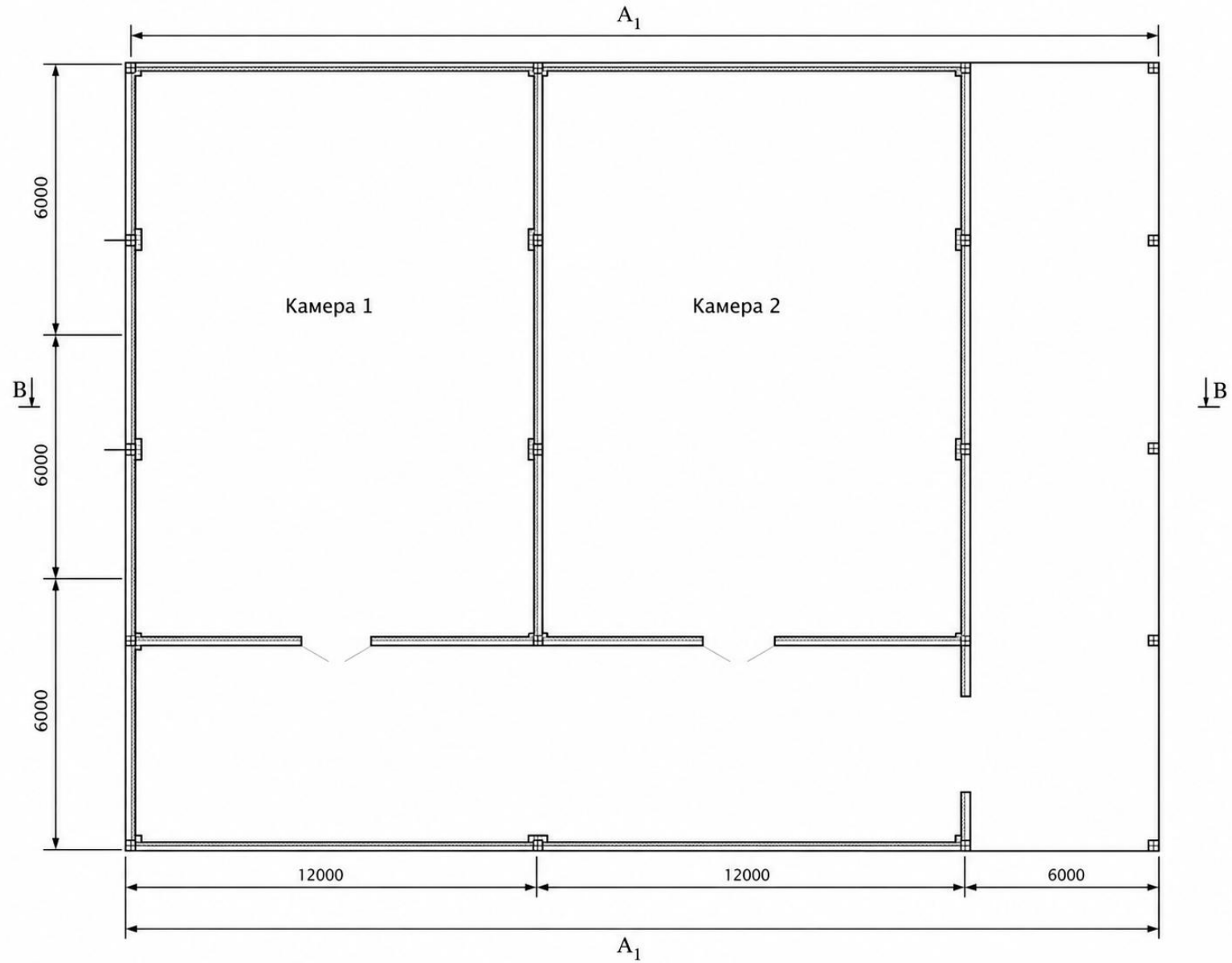


Рис. А1. План овочесховища

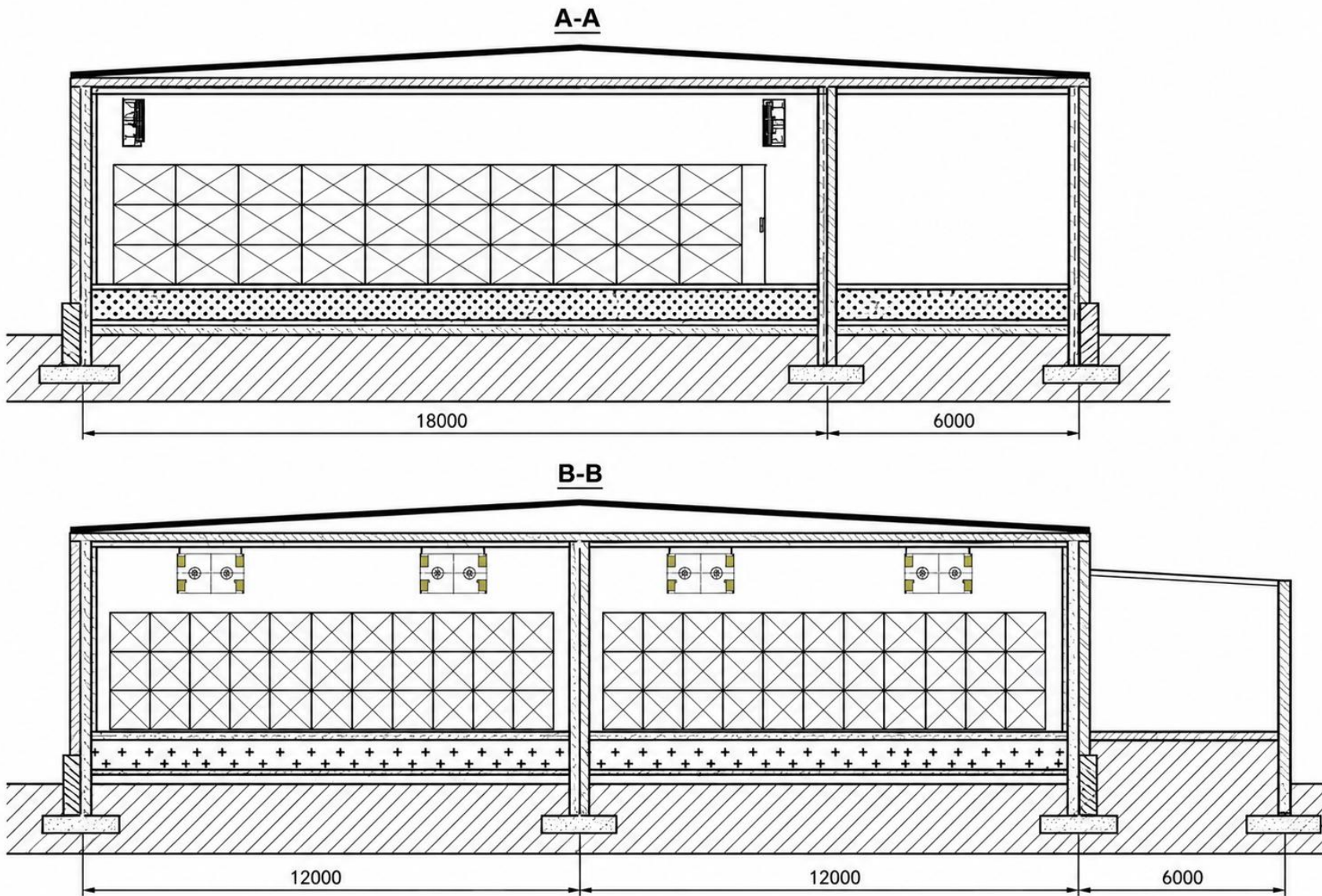


Рис. А2. Розрізи овочесховища

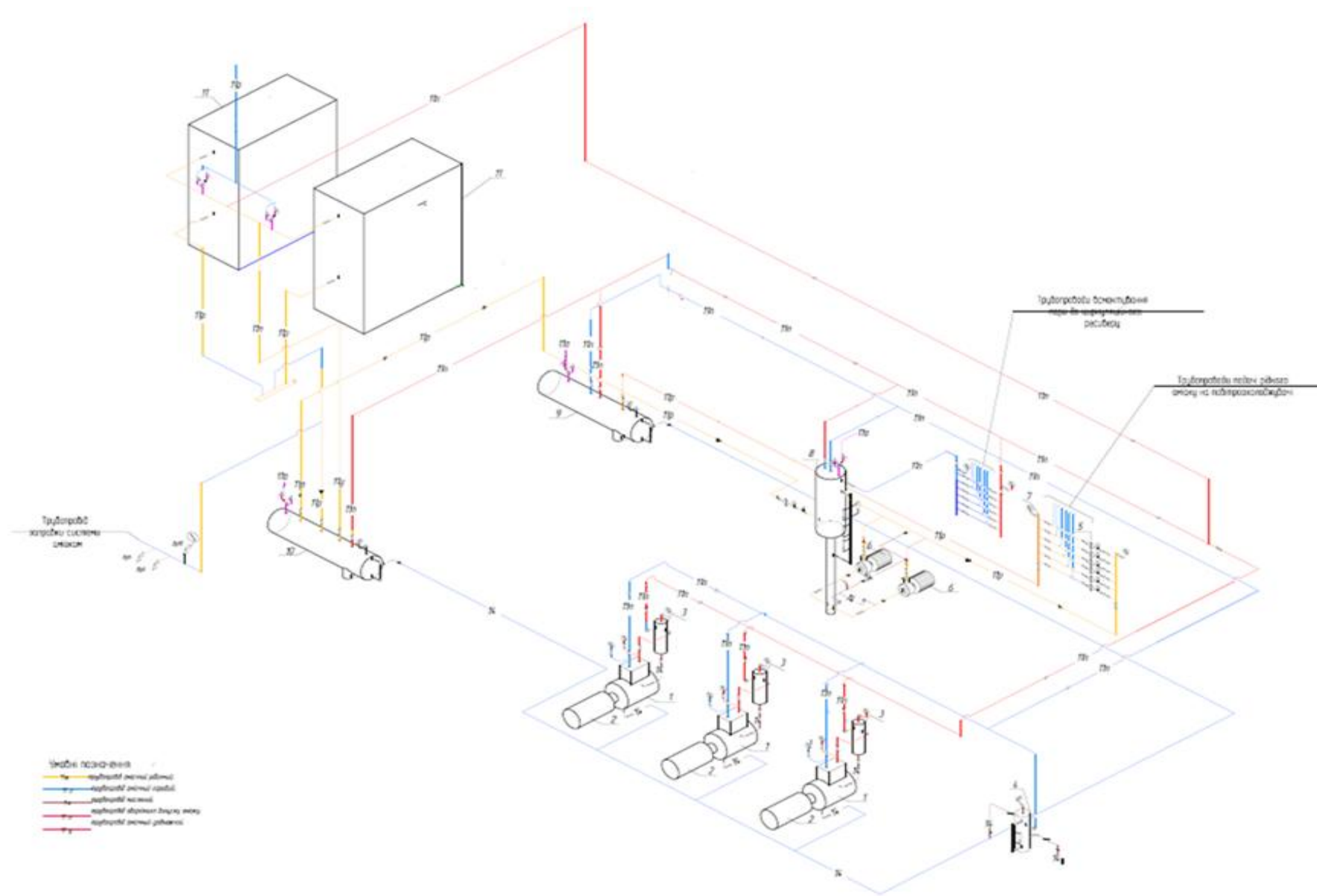


Рис. А3. Схема розведення трубопроводів в машинному відділенні

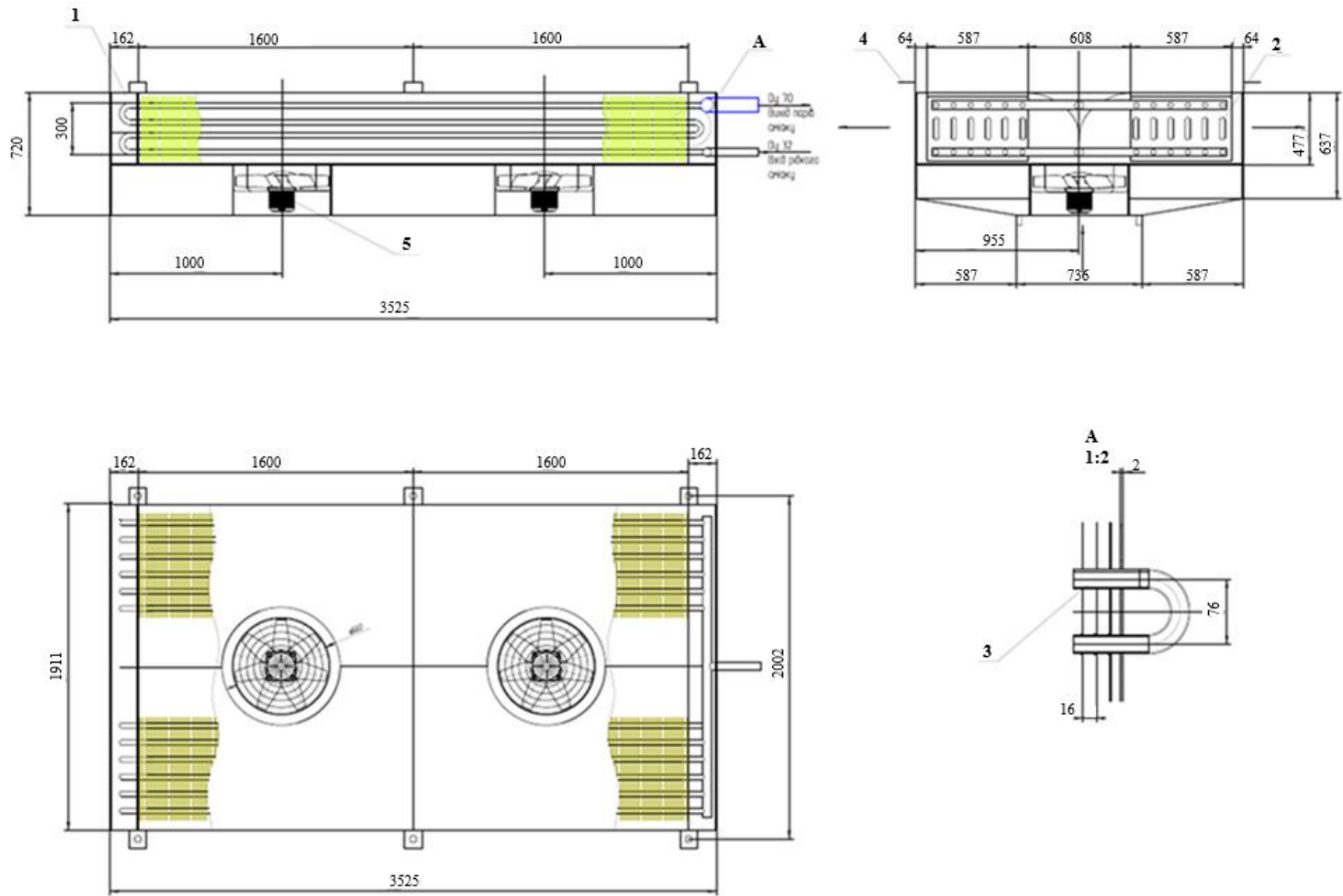


Рис. А4. Повітроохолоджувач: 1 - корпус, 2 - батареї, 3 - оребрення, 4 - планка опорна, 5 - вентилятор