

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



**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ**

на тему: Розробка холодильника для м'ясопереробного
промислового підприємства

Здобувача

Рибалко М.Ю.

4 курсу

ХМ-741 групи

Керівник

к.т.н., доц. Трандафілов В.В.

Консультанти:

д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від

28.05.2026 р.

протокол № 10

Завідувач кафедри ХУКП

Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса - 2026 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

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 д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.

«16» березня 2026 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Рибалко Марина Юріївна

1. Тема роботи Розробка холодильника для м'ясопереробного
промислового підприємства

Затверджена наказом ОНТУ від 26.09.2025 р. наказ № 499-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 28.05.2026 р.

3. Вихідні дані роботи

Холодильник розташований у м. Одеса. Будівля холодильника
одноповерхова з висотою камер 6 м, з сіткою колон 6х6 м. Перша камера з
температурним режимом -30°C передбачена швидкої заморозки продукту місткістю
300 т. Друга камера з температурним режимом -30°C передбачена для
тривалого зберігання замороженого м'яса місткістю 800 т. В якості холодильного
агенту буде використано R744 та як альтернативний холодоагент пропан R290.

4. Перелік питань, які потрібно розробити

Реферат, Вступ, 1. Постановка завдань проєкту, 2. Вибір основних характеристик і
розмірів холодильних камер, 3. Вибір і розрахунок будівельно-ізоляційної
конструкції камер, 4. Визначення теплового навантаження камер, 5. Тепловий
розрахунок холодильної системи, 6. Розрахунок повітряного конденсатора,
7. Розрахунок повітроохолоджувача, 8. Розрахунок магістральних трубопроводів,
9. Підбір холодильного устаткування, 10. Охорона праці, Висновки, Перелік
використаної літератури.

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

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

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання видав
Охорона праці	д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.	18.05.2026	22.05.2026

7. Дата видачі завдання 16.03.2026 р.

Керівник Трандафілов В.В.

Завдання прийняв до виконання Рибалко М.Ю.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Реферат	20.05-21.05.2026	виконано
2	Вступ	16.03-21.03.2026	виконано
3	Постановка завдань проєкту	21.04-22.04.2026	виконано
4	Вибір основних характеристик і розмірів холодильних камер	24.04-30.04.2026	виконано
5	Вибір і розрахунок будівельно-ізоляційної конструкції камер	01.05-05.05.2026	виконано
6	Визначення теплового навантаження камер	05.05-10.05.2026	виконано
7	Тепловий розрахунок холодильної системи	12.05-15.05.2026	виконано
8	Розрахунок повітряного конденсатора	16.05-17.05.2026	виконано
9	Розрахунок повітроохолоджувача	20.05-23.05.2026	виконано
10	Розрахунок магістральних трубопроводів	20.05-23.05.2026	виконано
11	Підбір холодильного устаткування	23.05-25.05.2026	виконано
12	Охорона праці	18.05-22.05.2026	виконано
13	Висновки	23.05-24.05.2026	виконано
14	Перелік використаної літератури	20.05-25.05.2026	виконано
15	Підготовка презентації в PowerPoint	23.05-27.05.2026	виконано

Здобувач-дипломник Рибалко М.Ю.

Керівник роботи Трандафілов В.В.

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

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

Здобувач-дипломник Рибалко Марина Юріївна

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ	4
ВСТУП.....	6
1 ПОСТАНОВКА ЗАВДАНЬ ПРОЄКТУ	15
2 ВИБІР ОСНОВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК І РОЗМІРІВ ХОЛОДИЛЬНИХ КАМЕР	16
3 ВИБІР І РОЗРАХУНОК БУДІВЕЛЬНО-ІЗОЛЯЦІЙНОЇ КОНСТРУКЦІЇ КАМЕР	19
4 ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ КАМЕР.....	25
5 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ХОЛОДИЛЬНОЇ СИСТЕМИ.....	33
6 РОЗРАХУНОК ПОВІТРЯНОГО КОНДЕНСАТОРА.....	48
7 РОЗРАХУНОК ПОВІТРООХОЛОДЖУВАЧА	57
8 РОЗРАХУНОК МАГІСТРАЛЬНИХ ТРУБОПРОВОДІВ	83
9 ПІДБІР ХОЛОДИЛЬНОГО УСТАТКУВАННЯ	86
10 ОХОРОНА ПРАЦІ	92
ВИСНОВКИ.....	109
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	111

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3</i>			
<i>Змн</i>	<i>Аркуш</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	<i>Розробка холодильника для м'ясопереробного промислового підприємства</i>	<i>Літ.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Розроб.</i>		<i>Рибалко М.Ю.</i>					4	111
<i>Перевір.</i>		<i>Трандафілов В.В</i>				<i>ОНТУ гр. ХМ-741</i>		
<i>Реценз.</i>								
<i>Т. Контр.</i>								
<i>Затв.</i>								

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота складається з: 111 сторінок тексту, 15 рисунків, 18 таблиць, 18 посилань на літературні джерела. Холодильна установка виробничого холодильного комплексу, яка є об'єктом даного дослідження, розташована у південній Україні, в Одеській області в м. Одеса.

Будівля холодильника одноповерхова з висотою камер 6 м, з сіткою колон 6х6 м. В першій камері з температурним режимом -30°C передбачена для швидкої заморозки продукту місткістю 300 т. Друга камера з температурним режимом -18°C передбачена для тривалого зберігання замороженого м'яса місткістю 800 т.

В якості холодильного агенту був прийнятий пропан R290. Також було проведено порівняльний термодинамічний аналіз холодильної системи на R290 та бустерної транскритичної системи на R744. Було отримано, що R744 має вищий COP (1,82 проти 1,73) +5%, що означає менші питомі витрати електроенергії. За отримани даними і проведенням тепловим розрахунком підібрані пропанові компресора фірми Bitzer, теплообмінне обладнання фірми Alfa-Laval. Також були обрані компресори Danfoss BOCK серії HGX для R744.

Ключові слова: холодильна система, м'ясо, R744, R290.

SUMMARY

The qualification work consists of: 111 pages of text, 15 figures, 18 tables and 18 references. The refrigeration unit of the industrial refrigeration complex, which is the subject of this study, is located in southern Ukraine, in the Odesa region, in the city of Odesa.

The cold store building is a single-storey structure with chamber heights of 6 m and a column grid of 6 x 6 m. The first chamber, with a temperature regime of -30°C , is designed for rapid freezing of products and has a capacity of 300 tonnes. The second chamber, with a temperature of -18°C , is designed for the long-term storage of frozen meat and has a capacity of 800 tonnes.

Propane R290 was selected as the refrigerant. A comparative thermodynamic analysis was also carried out between the R290 refrigeration system and a booster transcritical system using R744. It was found that R744 has a higher COP (1.82 versus 1.73) by 5%, which means lower specific electricity consumption. Based on the data obtained and the thermal calculations carried out, Bitzer propane compressors and Alfa-Laval heat exchange equipment were selected. Danfoss BOCK HGX series compressors for R744 were also selected.

Keywords: refrigeration system, meat, R744, R290.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Холодильником називається підприємство, призначене для охолодження, заморожування і зберігання швидкопсувних продуктів при заданих низьких температурах. Від звичайного складу холодильник відрізняється наявністю холодильної установки і теплоізоляції. Окрім охолоджуваної частини (камер), холодильник має приміщення для компресорного цеху, трансформаторної підстанції, котельної, адміністративно-побутових приміщень, вестибюлів, і ін. Холодильники мають характерні особливості.

Для холодильної обробки харчових продуктів призначено холодильне устаткування, яке найбільшою мірою повинне відповідати сучасним виробничим і технологічним вимогам замовника. Для процесов заморожування це устаткування частіше усього називається морозильним. Способи заморожування харчових продуктів залежно від характеру контакту з холодагентами можна розділити на наступні основні групи:

- повітряне заморожування;
- з використанням інших охолоджувальних засобів;

Морозильне(холодильне) устаткування першої групи ділиться на холодильні камери(чи тунелі), конвеєрні холодильні апарати(із стрічковим або спіральним конвеєром) і флюїдизаційні(з псевдозрідженим шаром заморожуваного продукту).

До морозильного(холодильному) устаткування другої групи відносяться: плиткові апарати(з охолоджувальними плитами), погрузні апарати(з охолоджувальною рідиною, в яку занурюють заморожуваний продукт), кріогенні(з охолоджувальною кріогенною рідиною), а також апарати для заморожування рідких продуктів. Існують і комбіновані способи охолодження.

Повітряне заморожування.

Велике поширення отримало холодильне устаткування, в якому продукт заморожується за допомогою повітря(повітряні морозильні апарати).

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продукти розміщують в охолоджуваному об'ємі так, щоб вони обдувалися циркулюючим потоком повітря. Циркуляція повітря в холодильній камері забезпечується вентиляторами повітроохолоджувача.

Повітряні морозильні апарати періодичної дії працюють циклами, із завантаженням і розвантаженням заморожуваного продукту вручну. До них відносяться холодильні камери і тунелі.

Існують і складніші моделі повітряного холодильного устаткування безперервної дії. Їх використовують для заморожування великого об'єму продуктів впродовж тривалого часу.

У повітряних морозильних апаратах застосовують різні схеми руху повітря і заморожуваного продукту. Зазвичай використовують горизонтальне подання повітря на продукт, але у ряді випадків застосовують вертикальну, щоб створити однакові умови для обдування продукту.

У холодильному устаткуванні безперервної дії потоки повітря і напрям переміщення продуктів можуть бути паралельними, зустрічними або перехресними. Дві останні конфігурації частіше застосовуються в тих випадках, коли нагрів охолоджувального повітря має бути мінімальним. Спосіб розміщення продукту і його подання відносно повітряного потоку залежить від їх розміру, форми і упаковки. Можуть використовуватися піддони, люльки, візки, крюки, конвеєри і тому подібне.

У повітряних морозильних апаратах можна заморожувати продукти різного типу, розміру, форми і в різноманітній упаковці. Основні достоїнства такого морозильного устаткування полягають в їх простоті і гнучкості, а також в тому, що повітря - природне для продуктів середовище. Їх недоліком є необхідність використання потужних вентиляторів, оскільки повітря має невелику теплоємність. Крім того, повітря поглинає вологу, що випаровується з поверхні продукту, що призводить до істотної втрати маси заморожуваних неупакованих продуктів; також можлива деформація упакованих продуктів. Важливою проблемою повітряного холодильного устаткування є необхідність періодичного розморожування випарників. Цей процес не лише знижує

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

продуктивність устаткування, але і створює небезпеку зростання мікрофлори.

Створена система сорбційного типу для осушення повітря, що подається в морозильну установку. Як показала практика, використання сухого повітря дозволяє в 2-4 рази збільшити період роботи морозильної установки до розморожування, що істотно підвищує її рентабельність. Крім того, подання сухого повітря в холодильну установку створює в ній підвищений тиск, що перешкоджає вступу зовнішнього вологого повітря. Застосування системи, що осушує повітря, ефективно і при розморожуванні холодильного устаткування, оскільки сухе повітря прискорює висихання поверхонь випарників.

Морозильні камери з природним рухом повітря.

Цей вид холодильного устаткування(морозильна камера) є теплоізованим охолоджуваним приміщенням, обладнаним охолоджувальними батареями(випарниками без вентиляторів).

Морозильні камери зазвичай використовують для заморожування продуктів великих розмірів, коли інтенсивність заморожування обмежується завтовшки продукту. Продукт підвішують або укладають у вигляді штабелю на підлозі або полицях стелажу холодильної камери. Повітря циркулює над продуктом з мінімальною швидкістю.

До достоїнств морозильних холодильних камер з природним рухом повітря відносяться: універсальність; простота конструкції; невелика інтенсивність випару вологи з поверхні; відносно невелике споживання енергії. В той же час слід зазначити і ряд недоліків таких холодильних камер : швидкість заморожування мінімальна, є присутньою небажана неоднорідність поля температур за об'ємом камери, потрібно значні витрати ручної праці.

Морозильні камери і тунелі з інтенсивним рухом повітря.

Морозильні холодильні камери і тунелі зазвичай використовують для заморожування продуктів великого і середнього розмірів будь-якої форми. Продукт розміщують на полицях візків або підвішують так, щоб він рівномірно обдувався повітрям. До складу холодильного устаткування входять

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

повітроохолоджувачі з примусовим рухом повітря. У тунельних морозильних апаратах безперервної дії зазвичай передбачають конвеєрну систему, що забезпечує переміщення продукту по тунелю, його автоматичне завантаження і розвантаження. При тунельному заморожуванні повітря подається тільки в охолоджуваній об'єм, в якому рухається продукт. Для зручності заморожування продуктів завантаження більшості тунельних морозильних апаратів безперервної дії обмежується продуктами однакового розміру і форми. Проте якщо в цьому тунелі використати лотки різних розмірів, то можливе одночасне заморожування продуктів різних розмірів. У морозильній камері з інтенсивним рухом повітря простіше забезпечити рівномірний розподіл повітряного потоку в об'ємі, де знаходиться заморожуваний продукт.

Конвеєрні морозильні апарати.

У конвеєрних морозильних апаратах продукти укладають безпосередньо на стрічку конвеєра або в металеві форми, і вони переміщаються в охолоджуваному об'ємі за допомогою конвеєрів різного типу : ланцюгового, лоткового, стрічкового та ін., безперервно або циклічно. Найширше поширені апарати з конвеєром(стрічковим, ланцюговим та ін.), що безперервно рухається, оскільки вони дозволяють заморожувати продукти різної форми, в упаковці і без неї, безперервно і в автоматичному режимі. Швидкість руху безперервно працюючого конвеєра регулюється залежно від виду і розміру продукту. Є морозильні апарати з декількома конвеєрами, розташованими один над одним. Продукт поступає на верхній конвеєр, потім перекладається на розташований нижче конвеєр, що рухається у зворотному напрямі, і т. д.

Перевагами таких конвеєрних апаратів є: гнучкість в роботі, компактність, високий рівень автоматизації.

Спіральні конвеєрні морозильні апарати.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

Спіральні апарати - це різновид конвеєрних морозильних апаратів, в яких довга безперервна конвеєрна стрічка розташовується по спіралі ярусами(до 50 ярусів у висоту). Сітчаста стрічка з продуктом, ковзаючи по тих, що направляють, рухається по спіралі уздовж барабана, що обертається, який приводить її в дію за рахунок тертя. Повітря в цьому типі холодильного устаткування може циркулювати як горизонтально, так і вертикально. Такі морозильні апарати застосовують для заморожування упакованих і неупакованих продуктів, особливо кулінарних напівфабрикатів у складі великих технологічних ліній. Спіральні морозильні апарати компактні, займана площа складає менш 60% площі тунельних апаратів такої ж продуктивності. Регулювання швидкості руху конвеєра і повітряного потоку дозволяє встановити оптимальний час заморожування для кожного виду продукту. Для підтримки належного санітарного рівня до складу холодильного устаткування включається спеціальний миючий пристрій для стрічки, винесений за межі термоізоляційного контура. Основні недоліки - це складність конструкції і технічного обслуговування холодильного устаткування, а також наявність обмежень по виду і формі продукту.

Флюїдизаційні морозильні апарати.

Це холодильне устаткування застосовують в основному для заморожування продуктів з ніжною консистенцією(наприклад, ягід) або вологих продуктів(наприклад, шматочки овочів або фруктів, дрібні креветки), які мерзнуть при заморожуванні, тобто продуктів, що підлягають так званому індивідуальному швидкому заморожуванню. Неодмінною умовою отримання такого замороженого продукту є безперервний рух кожної частки продукту в зваженому стані. Це досягається за допомогою повітря, що подається вентиляторами через охолоджувальні змійовики випарника, а потім через шар продукту. Швидкість руху повітря така, що частки продукту піднімаються і утримуються в зваженому стані. Для отримання флюїдизаційного шару заморожуваний продукт повинен мати невеликі розміри, а його форма

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

повинна наближатися до сферичної. Продукт в морозильному апараті може розташовуватися і транспортуватися тільки в потоці повітря в лотку з перфорованим дном і/або на сітчастій стрічці конвеєра. Переміщення заморожуваного продукту в лотку здійснюється за рахунок нахилу і/або вібрації лотка. Завдяки знаходженню продукту в зваженому стані досягається рівномірний розподіл продукту в шарі, запобігає злипанню і змерзання продукту, навіть якщо він поступає дуже вологим, і істотно зростає теплопередача з поверхні продукту.

Тривалість заморожування різних видів продукту залежить від моделі флюїдизаційного шару холодильного устаткування і в середньому визначається швидкістю подання продукту і об'ємом шару, який обмежується по висоті. У деяких типах холодильного устаткування передбачено у флюїдизованому повітряному шарі робити тільки підморожування поверхневого шару продукту, а остаточне його заморожування здійснювати на іншій стрічці апарату в режимі звичайного повітряного заморожування. Флюїдизаційні морозильні апарати дозволяють отримувати заморожений продукт високої якості, вони компактні, їх робота відносно просто автоматизується, але вони призначені для заморожування тільки дрібно штучних продуктів і характеризуються значною втратою маси продукту внаслідок випару і підвищеною витратою енергії на роботу вентиляторів.

З використанням неповітряних охолоджувальних засобів.

Плиткові морозильні апарати.

Плиткові морозильні апарати складаються з сукупності паралельно встановлених металевих плит, що охолоджуються холодагентом, між якими знаходиться продукт. Плити можуть обмежено переміщатися за допомогою гідравлічної системи, що вимагається при завантаженні і вивантаженні продукту, а також для створення необхідного термічного контакту з продуктом для його швидкого заморожування. Щоб уникнути надмірної деформації продукту при зближенні плит, встановлюють змінні обмежувальні

пластини з такою висотою, яка дещо менше первинної товщини продукту або коробки з продуктом. Плити можуть бути встановлені як горизонтально, так і вертикально. У холодильному устаткуванні з горизонтальними плитами продукт, упакований в картонні коробки або металеві форми однакової товщини, завантажують в простір між розсуненими плитами. Після завантаження усього апарату плити зрушуються, трохи деформуючи продукт, і починається режим заморожування. До недоліків холодильного устаткування цього типу відноситься низький рівень механізації навантажувально-розвантажувальних робіт. У апаратах з вертикальними плитами заморожують неупаковані продукти(риба, м'ясо, пюреподібні маси), що легко деформуються. Продукт закладають, засинають або заливають згори в порожнини між плитами, встановленими на відстані, рівному товщині блоку. Блоки між плитами формуються безпосередньо у момент завантаження продукту під дією сили тяжіння. Для видалення блоків після заморожування плити нагрівають, розсовують, і блоки продукту виштовхуються на розвантажувальний конвеєр. До достоїнств плиткових морозильних апаратів відносяться: висока швидкість заморожування навіть упакованих продуктів; заморожувані продукти мають постійну форму і розмір, що дозволяє їх без зусиль штабелювати, досягаючи при цьому високої щільності штабелю і стійкості при подальшому транспортуванні; компактність; не занадто часте розморожування пластинів;

загальне теплове навантаження і енергоспоживання нижчі, ніж в повітряних холодильних установках (у зв'язку з відсутністю вентиляторів і більш високою температурою кипіння холодоагенту). До основних недоліків плиткових морозильних апаратів відносяться: високі капітальні витрати, а також обмеження за розміром і формою оброблюваних продуктів. Останнім часом контактні морозильні апарати, особливо горизонтально-плиткові, запропоновано використати в якості альтернативних кріогенним холодильним установкам для швидкого підморожування поверхні продуктів.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

Найдоцільніше застосовувати їх для обробки сирих продуктів з липким поверхневим шаром, які в традиційному холодильному устаткуванні не можуть бути заморожені поштучно. До таких продуктів відносяться очищені креветки, м'ясо двостулкових молюсків, рибне філе та ін. Щоб виключити прилипання продуктів до поверхні плит, останні можуть бути оброблені антиадгезійним покриттям або вистилають плівкою. Завдяки хорошему контакту охолоджувальної поверхні з продуктом його поверхневі шари швидко замерзають, після чого продукт направляють на домораживание в спіральню-стрічкову повітряну холодильну установку. Цей спосіб є ефективним, простим і економічно вигідною заміною кріогенному заморожуванню. Випускаються і легко-плиткові морозильні апарати. Продукти в цих моделях холодильного устаткування спочатку заморожуються в деках, поміщених на полиці, що є порожнистими плитами, усередині яких циркулює холодагент. Цей вид холодильного устаткування поєднує достоїнства установок контактної і повітряної типу - інтенсивний теплообмін, сприяючий скороченню часу заморожування, відносно низьку енергоємність процесу, компактність і простоту конструкції холодильного устаткування, а також можливість обробляти продукти великих розмірів.

Морозильні апарати, що занурюються.

Традиційним способом заморожування є іммерсійний(зануренням). При цьому способі холодагент безпосередньо контактує з харчовим продуктом і, відповідно створюються кращі умови для теплообміну між поверхнею продукту і холодагентом. Ця особливість зумовила ряд переваг цього способу в порівнянні з повітряним холодильним устаткуванням. Іммерсійний спосіб забезпечує більш високу швидкість заморожування і менший рівень втрат в процесі заморожування і подальшого відтавання. Погружні морозильні апарати призначені для заморожування продуктів, занурених в ту, що охолоджувальну, що не змінює свій фазовий стан рідину(водний розчин солі або гліколя). Заморожування продуктів може досягатися і шляхом зрошування штучних упакованих продуктів. Продукт упаковують так, щоб не було

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

взаємного забруднення продукту і хладоносителя. У цьому холодильному устаткуванні можна заморожувати штучний продукт неправильної форми і значної товщини(крупнокускове м'ясо, птаха, рибу).

Холодоносій охолоджується у випарнику, вбудованому в корпус апарату або розміщеному окремо від апарату. В той же час, імерсійному способу властиві і деякі недоліки, до яких, передусім, відноситься можливість проникнення холодагенту в тіло продукту. В якості холодагенту використовують однокомпонентні водні розчини(зазвичай хлористого натрію) і двокомпонентні, такі, що містять хлористий натрій і хлористий кальцій. Розсіл можна охолоджувати за допомогою вбудованих або виносних теплообмінників, а також шляхом уприскування в розчин рідкого азоту.

Фризери.

Рідкі і пастоподібні продукти за наявності відповідної тари можна заморожувати в різних видах морозильних апаратів. Проте є холодильне устаткування, призначене спеціально для заморожування таких продуктів. Шар продукту заморожується на зовнішній або внутрішній циліндричній поверхні скребкового теплообмінника-випарника і безперервно зрізується ножами. Наприклад, рідка суміш при виробництві морозива частково заморожується у вигляді тонкого шару на внутрішній циліндричній поверхні випарника, званого фризером. Шар морозива, що утворюється, зрізується ножами і поступає в середину фризера, де за допомогою мішалки насичується повітрям, і з температурою мінус 4°C... мінус 6°C поступає на фасовку. Подальше заморожування(так зване загартування) морозива здійснюється, наприклад, в морозильному апараті з інтенсивною циркуляцією повітря. Для заморожування напівфабрикатів з вологою поверхнею, паштетів або пастоподібних продуктів використовують барабанні морозильні апарати, в яких заморожування продукту здійснюється на зовнішній стороні охолоджуваного барабана. За оборот барабана продукт заморожується, зрізується ножом у верхній точці і поступає на розвантажувальний конвеєр.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

1 ПОСТАНОВКА ЗАВДАНЬ ПРОЄКТУ

Проєктом передбачається будівництво холодильника у місті Одеса. Виділена земельна ділянка розташована в промисловій зоні міста та має достатні розміри для перспективного розміщення складів продовольчих і промислових товарів. Рельєф території потребує виконання значного обсягу планувальних робіт. Передбачено облаштування під'їзної автомобільної платформи для забезпечення транспортної логістики.

Будівля м'ясокомбінату запроектована одноповерховою, з висотою камер 6 м та сіткою колон 6×6 м. У складі холодильника передбачено дві камери:

- **Камера тривалого зберігання** замороженого м'яса з температурним режимом -18°C ;
- **Камера швидкої заморозки** продукції з температурним режимом -30°C .

Холодильник має забезпечувати потреби населення міста Одеса та прилеглих районів у м'ясній продукції. Для вантажно-розвантажувальних робіт передбачено використання електронавантажувачів, що відповідає сучасним вимогам охорони праці та екологічної безпеки.

Згідно з чинними нормативами, у проєкті застосовується система **повітряного охолодження**, яка є найбільш ефективною для охолоджених і заморожених вантажів. Використання сучасних повітроохолоджувачів забезпечує:

- оптимізацію теплообмінної поверхні;
- зниження енергетичних витрат;
- зменшення потужності електродвигунів та відповідно теплового еквівалента, що впливає на режим зберігання продукції.

Проєктування холодильника в місті Одеса є доцільним з огляду на актуальну потребу у збільшенні обсягів харчової продукції та створенні сучасної інфраструктури для її зберігання відповідно до вимог енергоефективності та екологічної безпеки.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

2 ВИБІР ОСНОВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК І РОЗМІРІВ ХОЛОДИЛЬНИХ КАМЕР

Вантажний обсяг камери розраховується за формулою:

$$V_B = \frac{G}{g_v}, \text{ м}^3 \quad (2.1)$$

G – маса зберігаемого продукту, т;

g_v – норма завантаження одиниці вантажного обсягу, т/м³;

$g_v = 0.4$, т/м³.

Вантажна площа камери $F_{гр}$ (в м²) ,(площа, зайнята вантажем) розраховується за формулою:

$$F_B = \frac{V_B}{h_B}, \text{ м}^2 \quad (2.2)$$

h_B – висота складування продукту, м.

Будівельна площа камер розраховується за формулою:

$$F_{буд} = \frac{F_B}{\beta}, \text{ м}^2 \quad (2.3)$$

β - коефіцієнт використання будівельної площі камери.

Кількість будівельних прямокутників.

Задаюся кроком колон 6х6.

$$n = \frac{F_{буд}}{f} \quad (2.4)$$

f - будівельна площа одного прямокутника.

Дійсна ємність холодильних камер:

$$G_D = G \frac{n_D}{n}, \text{ т.} \quad (2.5)$$

2.1 Вибір основних характеристик і розмірів камери зберігання замороженої яловичини.

Вантажний обсяг камери:

$$V_B = \frac{800}{0.4} = 2000, \text{ м}^3;$$

Вантажна площа камери:

$$F_{\text{гр}} = \frac{500}{4} = 125, \text{ м}^2;$$

Будівельна площа камери:

$$F_{\text{буд}} = \frac{125}{0.8} = 156.25, \text{ м}^2;$$

Кількість будівельних прямокутників:

$$n = \frac{625}{36} = 17.36 \text{ шт.};$$

Приймаю кількість будівельних прямокутників - 18 шт.

Дійсна ємність холодильної камери:

$$G_d = 800 \cdot \frac{17.36}{18} = 868 \text{ т.};$$

Розмір холодильної камери:

Приймаємо сітку колон 6х6 м ,тоді розмір камери буде 18х36 м.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

2.2 Вибір основних характеристик і розмірів камери заморожування охолодженої яловичини

Вантажний обсяг камери:

$$V_B = \frac{300}{0.4} = 750, \text{ м}^3;$$

Вантажна площа камери:

$$F_B = \frac{750}{4} = 187,5, \text{ м}^2;$$

Будівельна площа камери:

$$F_{\text{буд}} = \frac{187,5}{0.85} = 219, \text{ м}^2;$$

Кількість будівельних прямокутників:

$$n = \frac{219}{36} = 6.0 \text{ шт.};$$

Приймаю кількість будівельних прямокутників - 6 шт.

Дійсна ємність холодильної камери:

$$G_d = 300 \cdot \frac{6}{6} = 300, \text{ т.}$$

Розмір холодильної камери

Приймаємо сітку колон 6х6 м ,тоді розмір камери буде 6х36 м.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

3 ВИБІР І РОЗРАХУНОК БУДІВЕЛЬНО-ІЗОЛЯЦІЙНОЇ КОНСТРУКЦІЇ КАМЕР

Товщину ізоляційного шару (в м.) визначають за формулою

$$\delta_{\text{из}} = \lambda_{\text{из}} \left[\frac{1}{k_0} - \left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_b} \right) \right], \text{ м.} \quad (3.1)$$

$\lambda_{\text{из}}$, λ_i - коефіцієнти теплопровідності ізоляційного та будівельних матеріалів, що складають конструкцію огородження;

k_0 - коефіцієнт теплопередачі огородження, що залежить від температур по обидві сторони огородження;

α_3 - коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої або більш теплої сторони огородження;

α_b - коефіцієнт теплопередачі від внутрішньої або більш холодної сторони огородження;

δ_i - товщина окремих шарів конструкції огородження, м.

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі розраховується за формулою:

$$k_{\text{д}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_b} \right) + \frac{\delta_{\text{из.д}}}{\lambda_{\text{из}}}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \quad (3.2)$$

$\lambda_{\text{из.д}}$ - прийнята товщина ізоляційного шару, м.

3.1 Теплоізоляція камери заморозки охолодженого м'яса

Зовнішні стіни. Конструкція перекриття:

Цегляна кладка	$\delta_1 = 0,38\text{м.}$	$\lambda_1 = 0,82 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Пінополіуретан	$\delta_2 = \text{розрах.}$	$\lambda_2 = 0,03 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Поліетиленова плівка	$\delta_3 = 0,002\text{м.}$	$\lambda_3 = 0,25 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Штукатурка	$\delta_4 = 0,02\text{м.}$	$\lambda_4 = 0,88 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$

$$\delta_{\text{із}} = 0,03 \times \left[\frac{1}{0,17} - \left(\frac{1}{23} + \frac{0,38}{0,82} + \frac{0,002}{0,25} + \frac{0,02}{0,88} + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,157, \text{ м.}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару 0,16 м.

$$k_{\text{д}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{23} + \frac{0,38}{0,82} + \frac{0,002}{0,25} + \frac{0,02}{0,88} + \frac{1}{9} \right) + \frac{0,16}{0,03}} = 0,167, \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$$

Стеля. Конструкція перекриття:

Залізобетонна плита	$\delta_1 = 0,35\text{м.}$	$\lambda_1 = 2,04 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
П'ять шарів гідроізолу	$\delta_2 = 0,012\text{м.}$	$\lambda_2 = 0,25 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Бетонна стяжка	$\delta_3 = 0,04\text{м.}$	$\lambda_3 = 1,8 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Поліетиленова плівка	$\delta_4 = 0,002\text{м.}$	$\lambda_4 = 0,25 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Пінополіуретан	$\delta_5 = \text{розрах.}$	$\lambda_5 = 0,03 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$

$$\delta_{\text{із}} = 0,03 \cdot \left[\frac{1}{0,17} - \left(\frac{1}{23} + \frac{0,012}{0,3} + \frac{0,04}{1,8} + \frac{0,002}{0,25} + \frac{0,35}{2,04} + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,164, \text{ м.}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару 0,16 м.

$$k_d = \frac{1}{\left(\frac{1}{23} + \frac{0.012}{0.3} + \frac{0.002}{0.25} + \frac{0.04}{1.8} + \frac{0.35}{2.04} + \frac{1}{9} \right) + \frac{0.16}{0.03}} = 0.174, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Підлога. Конструкція перекриття:

Мозаїчні бетонні плити	$\delta_1 = 0,04 \text{ м.}$	$\lambda_1 = 1,4 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$
Бетонна підготовка	$\delta_2 = 0,1 \text{ м.}$	$\lambda_2 = 1,4 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$
Керамзитовий гравій	$\delta_3 = \text{розрах.}$	$\lambda_3 = 0,2 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$
Бетонна підготовка з електронагрівачами	$\delta_4 = 0,1$	-
Гидроізоляція	-	-
Бетонна підготовка по		
ущільненому ґрунту з щебнем	-	-

В розрахунку враховуємо тільки шари, що лежать вище бетонної підготовки з електронагрівачами.

$k_0 = 0.21 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ – коефіцієнт передачі підлоги.

$$\delta_{iz} = 0.2 \cdot \left[\frac{1}{0.21} - \left(\frac{0.04 + 0.1}{1.4} + 0.095 \right) \right] = 0.913, \text{ м.}$$

Термічний опір переходу тепла від поверхні підлоги до повітря камери:

$$\frac{1}{\alpha_B} = 0,095, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_d = \frac{1}{\left(0.426 + \frac{0.3}{0.087} \right)} = 0.26, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Внутрішні стіни. Конструкція перекриття:

Панель керамзитобетону	$\delta_1 = 0.24\text{м.}$	$\lambda_1 = 0,47 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$
Поліетиленова плівка	$\delta_2 = 0.002\text{м.}$	$\lambda_2 = 0,25 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$
Пінополіуретан	$\delta_3 = \text{розрах.}$	$\lambda_3 = 0,03 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$
Штукатурка	$\delta_4 = 0.02\text{м.}$	$\lambda_4 = 0,75 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$

$$\delta_{\text{із}} = 0.03 \cdot \left[\frac{1}{0.27} - \left(\frac{1}{9} + \frac{0.24}{0.47} + \frac{0.02}{0.75} + \frac{0.002}{0.25} + \frac{1}{11} \right) \right] = 0.08\text{м.}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару 0,08м.

$$k_{\text{д}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{9} + \frac{0.24}{0.47} + \frac{0.002}{0.25} + \frac{0.02}{0.75} + \frac{1}{11} \right) + \frac{0.08}{0.03}} = 0.292, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

3.2 Теплоізоляція камери зберігання замороженого м'яса

Зовнішні стіни. Конструкція перекриття:

Цегляна кладка	$\delta_1 = 0,38\text{м.}$	$\lambda_1 = 0,82 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$
Пінополіуретан	$\delta_2 = \text{розрах.}$	$\lambda_2 = 0,03 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$
Поліетиленова плівка	$\delta_3 = 0,002\text{м.}$	$\lambda_3 = 0,25 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$
Штукатурка	$\delta_4 = 0,02\text{м.}$	$\lambda_4 = 0,88 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$

$$\delta_{\text{із}} = 0.03 \cdot \left[\frac{1}{0.2} - \left(\frac{1}{23} + \frac{0.38}{0.82} + \frac{0.002}{0.25} + \frac{0.02}{0.88} + \frac{1}{9} \right) \right] = 0.13, \text{ м.}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару 0,14 м.

$$k_{\text{д}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{23} + \frac{0.38}{0.82} + \frac{0.002}{0.25} + \frac{0.02}{0.88} + \frac{1}{9} \right) + \frac{0.14}{0.03}} = 0.2, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Стеля. Конструкція перекриття:

Залізобетонна плита	$\delta_1 = 0,35\text{м.}$	$\lambda_1 = 2,04 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$
П'ять шарів гідроізолю	$\delta_2 = 0,012\text{м.}$	$\lambda_2 = 0,25 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$
Бетонна стяжка	$\delta_3 = 0,04\text{м.}$	$\lambda_3 = 1,8 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$
Поліетиленова плівка	$\delta_4 = 0,002\text{м.}$	$\lambda_4 = 0,25 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$
Пінополіуретан	$\delta_5 = \text{розрах.}$	$\lambda_5 = 0,03 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$

$$\delta_{\text{із}} = 0.03 \cdot \left[\frac{1}{0.2} - \left(\frac{1}{23} + \frac{0.012}{0.3} + \frac{0.04}{1.8} + \frac{0.002}{0.25} + \frac{0.35}{2.04} + \frac{1}{9} \right) \right] = 0.14, \text{ м.}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару 0,14 м.

$$k_{\text{д}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{23} + \frac{0.012}{0.3} + \frac{0.002}{0.25} + \frac{0.04}{1.8} + \frac{0.35}{2.04} + \frac{1}{9} \right) + \frac{0.14}{0.03}} = 0.197, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Підлога. Конструкція перекриття :

Мозаїчні бетонні плити	$\delta_1 = 0,04\text{м.}$	$\lambda_1 = 1,4 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$
Бетонна підготовка	$\delta_2 = 0,1\text{м.}$	$\lambda_2 = 1,4 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$
Керамзитовий гравій	$\delta_3 = \text{розрах.}$	$\lambda_3 = 0,2 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$
Бетонна підготовка з електронагрівачами	$\delta_4 = 0,1$	-
Гидроізоляція	-	-
Бетонна підготовка по ущільненому грунту з щебнем	-	-

В розрахунку враховуємо тільки шари, що лежать вище бетонної підготовки з електронагрівачами.

$k_0 = 0.21 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ – коефіцієнт передачі підлоги.

$$\delta_{из} = 0.2 \cdot \left[\frac{1}{0.21} - \left(\frac{0.04 + 0.1}{1.4} + 0.095 \right) \right] = 0.913, \text{ м.}$$

Термічний опір переходу тепла від поверхні підлоги до повітря камери:

$$\frac{1}{\alpha_B} = 0,095, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_D = \frac{1}{\left(0.426 + \frac{0.3}{0.087} \right)} = 0.26, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Внутрішні стіни. Конструкція перекриття:

Панель керамзитобетону	$\delta_1 = 0.24 \text{ м.}$	$\lambda_1 = 0,47 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$
Поліетиленова плівка	$\delta_2 = 0.002 \text{ м.}$	$\lambda_2 = 0,25 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$
Пінополіуретан	$\delta_3 = \text{розрах.}$	$\lambda_3 = 0,03 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$
Штукатурка	$\delta_4 = 0.02 \text{ м.}$	$\lambda_4 = 0,75 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$

$$\delta_{из} = 0.03 \cdot \left[\frac{1}{0.29} - \left(\frac{1}{9} + \frac{0.24}{0.47} + \frac{0.02}{0.75} + \frac{0.002}{0.25} + \frac{1}{11} \right) \right] = 0.09, \text{ м.}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару 0,1м.

$$k_D = \frac{1}{\left(\frac{1}{9} + \frac{0.24}{0.47} + \frac{0.002}{0.25} + \frac{0.02}{0.75} + \frac{1}{11} \right) + \frac{0.1}{0.03}} = 0.245 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

4 ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ КАМЕР

Теплоприпливи через стіни, огороження, перекриття розраховують за формулою:

$$Q_1 = k_d \cdot F(t_3 - t_k), \text{ Вт.} \quad (4.1)$$

k_d – розрахунковий коефіцієнт теплопередачі для даного огороження;

F – площа поверхні даного огороження;

t_k – температура охолоджуваного об'єкта.

$$t_3 = 28,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Теплоприпливи від вантажу розраховуються за формулою:

$$Q_2 = \frac{G_n \cdot (h_1 - h_2)}{0.0864} \cdot \frac{\tau_{\text{ц}}}{\tau_p}, \text{ Вт.} \quad (4.2)$$

де G_n – добове надходження вантажу на холодильну обробку, т/добу;

$\tau_{\text{ц}}$ - тривалість циклу холодильної обробки, з урахуванням завантаження і вивантаження продукту (годин);

τ_p - тривалість робочого періоду (годин), тобто фактичний час протягом якого споживається холод;

h_1 – ентальпія вантажу, що надходить на холодильну обробку;

h_2 – ентальпія вантажу при середній температурі його об'єму.

Теплоприпливи від електричного освітлення Q_4'

$$Q_4' = q_4' \cdot j_{\text{св}} \cdot F_{\text{буд}} \text{ Вт} \quad (4.3)$$

$F_{\text{буд}}$ – будівельна площа охолоджуваного приміщення.

Потужність електродвигунів, що буде встановлено всередині об'єкта:

$$\sum N_{\text{дв}} = 1,2(Q_1 + Q_2) \text{ м, кВт} \quad (4.4)$$

$Q_1 + Q_2$ - сума розрахованих теплоприпливів для камери;

$m=0,19$, коефіцієнт обумовлений як відношення потужності електродвигуна до холодовидатності повітроохолоджувача;

Теплоприпливи від електродвигунів:

$$Q_4'' = 1000 j_{\text{дв}} \sum N_{\text{дв}}, \text{ Вт.} \quad (4.5)$$

$j_{\text{дв}}$ - коефіцієнт одночасності роботи устаткування з електродвигунами;

$$j_{\text{дв}} = 0,8 ;$$

$N_{\text{дв}}$ - розрахункова потужність двигуна, кВт;

Теплоприпливи від працюючих людей:

$$Q_4''' = q_4''' n, \text{ Вт.} \quad (4.6)$$

q_4''' - тепловиділення однієї працюючої людини, Вт.

Теплоприплив від відкривання дверей:

$$Q_4'''' = B F_{\text{буд}}, \text{ Вт.} \quad (4.7)$$

Загальнооб'єктове теплове навантаження на холодильне устаткування камери:

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_4, \text{ Вт.} \quad (4.8)$$

Розрахункове теплове навантаження компресорів розраховують за формулою:

$$Q_{\text{рк}} = \frac{\varepsilon_y}{b_k} Q_0 \text{ Вт} \quad (4.9)$$

Теплове навантаження випарника Q_B визначають по формулі:

$$Q_B = (1.1 \dots 1.2) \sum Q_0 \quad (4.10)$$

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

$$\sum Q_k = Q_0 + N_e \text{ кВт} \quad (4.11)$$

4.1 Розрахунок теплоприпливів в камеру заморозки охолодженого м'яса.

Розрахунок теплоприпливів через огородження.

Теплоприлив через південну стіну:

$$Q_1 = 0.167 \cdot 36(28.6 - (-30)) = 352.3, \text{ Вт.}$$

Теплоприлив через північну стіну:

$$Q_1 = 0.167 \cdot 36(28.6 - (-30)) = 352.3, \text{ Вт.}$$

Теплоприлив через східну стіну:

$$Q_1 = 0.167 \cdot 216(28.6 - (-30)) = 2113.81, \text{ Вт.}$$

Теплоприлив через стіну між камерою і коридиром:

$$Q_1 = 0.292 \cdot 216(14 - (-30)) = 2775.16, \text{ Вт.}$$

Теплоприлив через стелю:

$$Q_1 = 0.174 \cdot 216(28.6 - (-30)) = 2202.42, \text{ Вт.}$$

Теплоприлив від сонячної радіації через стелю:

$$Q_1 = 0.174 \cdot 216 \cdot 15 = 563.76, \text{ Вт.}$$

Теплоприплив через підлогу:

$$Q_1 = 0.26 \cdot 216(25 - (-30)) = 3088.8, \text{ Вт.}$$

Теплоприпливи через огороження становлять:

$$Q_1 = 352,3 + 352,3 + 2113,81 + 2775,16 + 2202,42 + 563,76 + 3088,8 = 11448,55, \text{ Вт.}$$

Розрахунок теплоприпливів від вантажу.

$$h_1 = 350,3, \text{ кДж/кг}$$

$$h_2 = 245,5, \text{ кДж/кг}$$

$$Q_2 = 16 \cdot 104.8 \cdot \frac{1000}{0.0864 \cdot 3600} = 5390,94, \text{ Вт.}$$

Розрахунок експлуатаційних теплоприпливів від різних джерел.

Теплоприпливи від електричного освітлення Q_4'

$$Q_4' = 4,5 \cdot 216 = 972 \text{ Вт}$$

Потужність електродвигунів, що буде встановлено всередині об'єкта:

$$\sum N_{\text{дв}} = 1,2(11448.55 + 5390.94)0.19 = 3839.4, \text{ Вт.}$$

Теплоприпливи від електродвигунів:

$$Q_4'' = 1000 \cdot 0,8 \cdot 3.839 = 3071.15, \text{ Вт.}$$

Теплоприпливи від працюючих людей:

$$Q_4''' = 350 \cdot 2 = 700, \text{ Вт.}$$

При роботі середньої тяжкості $q_4''' = 350, \text{ Вт.}$

Кількість людей, працюючих у приміщенні при $F_{\text{буд}} > 200\text{м}^2$ приймаємо у кількості 2 людей.

Теплоприплив від відкривання дверей:

$$Q_4''' = 12 \cdot 216 = 2592, \text{ Вт.}$$

Розрахуємо сумарний експлуатаційний теплоприплив від різних джерел:

$$Q_4 = 972 + 3071.15 + 700 + 2592 = 7335.15, \text{ Вт.}$$

Розрахуємо загальнооб'єктове теплове навантаження на холодильне устаткування камери:

$$Q_0 = 11448.55 + 5390.94 + 7335.15 = 24174.64, \text{ Вт.}$$

Розрахункове теплове навантаження компресорів:

$$Q_{\text{рк}} = \frac{1.06}{0.85} \cdot 24175 = 30147.64 \text{ Вт.}$$

4.2 Розрахунок теплоприпливів в камеру зберігання замороженого м'яса

Теплоприлив через південну стіну:

$$Q_1 = 0.18 \cdot 108(28.6 - (-18)) = 905.9, \text{ Вт.}$$

Теплоприлив через північну стіну:

$$Q_1 = 0.18 \cdot 108(28.6 - (-18)) = 905.9, \text{ Вт.}$$

Теплоприлив через західну стіну:

$$Q_1 = 0.18 \cdot 216(28.6 - (-18)) = 1811.8, \text{ Вт.}$$

Теплоприплив через стіну між камерою і коридором:

$$Q_1 = 0.245 \cdot 216(14 - (-18)) = 1693.44, \text{ Вт.}$$

Теплоприплив через стелю:

$$Q_1 = 0.197 \cdot 648(28.6 - (-18)) = 5948.76, \text{ Вт.}$$

Теплоприплив від сонячної радіації через стелю:

$$Q_1 = 0.197 \cdot 648 \cdot 14.9 = 1902.07, \text{ Вт.}$$

Теплоприплив від сонячної радіації через західну стіну:

$$Q_1 = 0.18 \cdot 216 \cdot 14.9 = 579.312, \text{ Вт.}$$

Теплоприпливи через підлогу:

$$Q_1 = 0.245 \cdot 648(25 - (-18)) = 6826.68, \text{ Вт.}$$

Сумарний теплоприплив через огороження становить:

$$Q_1 = 352,3 + 352,3 + 2113,81 + 2775,16 + 2202,42 + 563,76 + 541,08 + 3088,8 = 20572,462, \text{ Вт.}$$

Розрахунок теплоприпливів від вантажу.

$$Q_2 = 48 \cdot 70.7 \cdot \frac{1000}{0.0864 \cdot 3600} = 10910.49, \text{ Вт.}$$

$$h_1 = 75,3 \text{ кДж/кг}$$

$$h_2 = 4,6 \text{ кДж/кг}$$

Розрахунок експлуатаційних теплоприпливів від різних джерел.

Теплоприпливи від електричного освітлення

$$Q_4' = 1.2 \cdot 648 = 777.6, \text{ Вт.}$$

$$q_4' = 1,2, \text{ Вт/м}^2$$

Потужність електродвигунів, що буде встановлено всередині об'єкта:

$$\sum N_{\text{дв}} = 1,2(20572.46 + 10910.49)0.19 = 7178.1, \text{ Вт.}$$

Теплоприпливи від електродвигунів:

$$Q_4'' = 1000 \cdot 0,8 \cdot 7.17 = 5736, \text{ Вт.}$$

Теплоприпливи від працюючих людей :

Кількість людей, працюючих у приміщенні при $F_{\text{буд}} > 200\text{м}^2$ приймаємо у кількості 3 людей.

$$Q_4''' = 350 \cdot 3 = 1050, \text{ Вт.}$$

Теплоприплив від відкривання дверей:

$$Q_4'''' = 8 \cdot 648 = 5184, \text{ Вт.}$$

Сумарний експлуатаційний теплоприплив від різних джерел:

$$Q_4 = 777.6 + 5376 + 1050 + 5184 = 12387.6, \text{ Вт.}$$

Загальнооб'єктове теплове навантаження на холодильне устаткування камери:

$$Q_0 = 20572.46 + 10910.49 + 12387.6 = 43870.55, \text{ Вт.}$$

Розрахункове теплове навантаження компресорів:

$$Q_{\text{рк}} = \frac{1.06}{0.8} \cdot 43870.55 = 58128.47 \text{ Вт.}$$

4.3. Розрахунок сумарного теплового навантаження на випарник та конденсатор

Теплове навантаження випарника Q_B :

$$Q_B = 100 \text{ кВт}$$

Розрахункове теплове навантаження на конденсатор :

$$\sum Q_k = 3 \cdot (36.21 + 21.3) + 2 \cdot (17.74 + 24.85) = 258 \text{ кВт}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ХОЛОДИЛЬНОЇ СИСТЕМИ

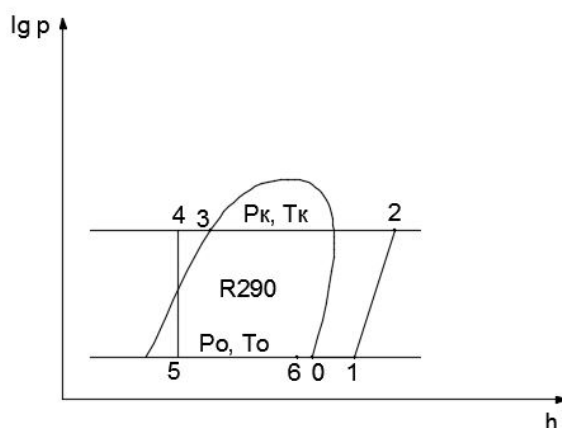


Рис. 5.1 – Цикл холодильної установки на R290

Удільна масова холодопродуктивність розраховується за формулою:

$$q_0 = h_6 - h_5, \text{ кДж/кг.} \quad (5.1)$$

Питома холодопродуктивність розраховується за формулою:

$$q_v = \frac{q_0}{V_1}, \text{ кДж/м}^3. \quad (5.2)$$

Питома адіабатна робота стиснення розраховується за формулою:

$$l = h_2 - h_1, \text{ кДж/кг.} \quad (5.3)$$

Масова витрата холодильного агента розраховується за формулою:

$$M_a = \frac{Q_0}{q_0}, \text{ кг/с.} \quad (5.4)$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресору розраховується за формулою:

$$V_d = M_a \cdot V_1, \text{ м}^3/\text{с.} \quad (5.5)$$

Коефіцієнт подачі компресору розраховується за формулою:

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda'_w \quad (5.6)$$

Де λ_c - коефіцієнт подачі, враховуючий вплив «мертвого простору»

$$\lambda_c = 1 - c \left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right]; \quad (5.8)$$

c - відносна величина «мертвого простору», яка залежить від типу і розмірів компресора, конструкції клапанів та режиму роботи, $c = 0,015 \dots 0,05$;

m - показник політропи зворотнього розширення з «мертвого простору». $m = 1$;

λ'_w - коефіцієнт, що враховує об'ємні втрати викликані дроселюванням пару в клапанах, підігрівом пару від стінок циліндра в процесі всмоктування, перетіканням з порожнини стиснення в порожнину всмоктування в результаті внутрішніх нещільностей.

$$\lambda'_w = \frac{T_0 + \theta}{\alpha T_k + \beta \theta}; \quad (5.9)$$

θ - сумарний перегрів робочого тіла на всмоктуванні;

$\alpha = 1,12; \beta = 0,5$ - коефіцієнти для всіх робочих тіл HFC та HCFC – типу.

$$\theta = t_1 - t_0 = -40 - (-40) = 0^\circ\text{C} \quad (5.10)$$

Теоретичний об'єм, описаний поршнями компресору розраховується за формулою:

$$V_h = \frac{V_g}{\lambda}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (5.11)$$

Адіабатна потужність компресору розраховується за формулою:

$$N_a = M_a \cdot 1, \text{ кВт}. \quad (5.12)$$

Індикаторна потужність компресору розраховується за формулою:

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i}, \text{ кВт.} \quad (5.13)$$

Де η_i - індикаторний КПД

$$\eta_i = \lambda'_w + b t_0 ; \quad (5.14)$$

t_0 - температура кипіння;

$b = 0.001$ – коефіцієнт для робочого тіла.

Потужність тертя розраховується за формулою:

$$N_{TP} = V_h \cdot P_{imp}, \text{ кВт.} \quad (5.15)$$

Потужність на валу компресора розраховується за формулою:

$$N_e = N_{TP} + N_i, \text{ кВт;} \quad (5.16)$$

Теоретичний коефіцієнт перетворення розраховується за формулою:

$$\text{COP}_{\text{теор}} = \frac{q_0}{1} \quad (5.17)$$

Коефіцієнт перетворення циклу Карно розраховується за формулою:

$$\text{COP}_{\text{Карно}} = \frac{T_0}{T_k - T_0} \quad (5.18)$$

Теоретична ступінь термодинамічної досконалості розраховується за формулою:

$$\eta_{\text{стс}}^{\text{теор}} = \frac{\text{COP}_{\text{теор}}}{\text{COP}_{\text{Карно}}} \quad (5.19)$$

Дійсний коефіцієнт перетворення розраховується за формулою:

$$\text{COP}_{\text{дійсн}} = \frac{Q_0}{N_e} \quad (5.20)$$

Дійсна ступінь термодинамічної досконалості розраховується за формулою:

$$\eta_{\text{стс}}^{\text{дійсн}} = \frac{\text{COP}_{\text{дійсн}}}{\text{COP}_{\text{Карно}}} \quad (5.21)$$

5.1 Питомі характеристики холодильного циклу для камери заморозки охолодженого м'яса.

Питома масова холодопродуктивність:

$$q_0 = 528.96 - 290.96 = 237.33, \text{ кДж/кг.}$$

Питома холодопродуктивність:

$$q_v = \frac{237.33}{0.382} = 621.28, \text{ кДж/м}^3.$$

Питома адіабатна робота стиснення:

$$l = 641.26 - 528.29 = 112.97, \text{ кДж/кг.}$$

Масова витрата холодильного агенту:

$$M_a = \frac{29.543}{237.33} = 0.124, \text{ кг/с.}$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресору:

$$V_d = 0.124 \cdot 0.381 = 0.04, \text{ м}^3/\text{с.}$$

Коефіцієнт подачі компресору:

$$\lambda = 0.675 \cdot 0.899 = 0.6$$

$$\theta = -40 - (-40) = 0^{\circ}\text{C}$$

$$\lambda_c = 1 - 0.01 \left[\left(\frac{12.14}{1.1} \right)^{\frac{1}{i}} - 1 \right] = 0.899 ;$$

$$\lambda'_w = \frac{233 + 0}{1.12 \cdot 308 + 0.5 \cdot 0} = 0.675 ;$$

Теоретичний об'єм, описаний поршнями компресору:

$$V_h = \frac{0.04}{0.6} = 0.07, \text{ м}^3/\text{с}.$$

Адіабатна потужність компресору:

$$N_a = 0.124 \cdot 112.97 = 14.008, \text{ кВт}.$$

Індикаторна потужність компресору:

$$N_i = \frac{14.008}{0.635} = 22.05, \text{ кВт}.$$

Потужність тертя:

$$N_{TP} = 0.07 \cdot 40 = 2.8, \text{ кВт}.$$

Потужність на валу компресора:

$$N_e = 2.8 + 22.05 = 24.85, \text{ кВт};$$

Згідно з цим розрахунком приймаємо два компресори Bitzer 6GER-40P

$$V_h = 126.8, \text{ м}^3/\text{год};$$

Кількість циліндрів – 6;

$$Q_0 = 17.74, \text{ кВт}.$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

Теоретичний коефіцієнт перетворення:

$$\text{COP}_{\text{теор}} = \frac{237.33}{112.97} = 2.1$$

Коефіцієнт перетворення циклу Карно:

$$\text{COP}_{\text{Карно}} = \frac{233}{308 - 233} = 3.1$$

Теоретична ступінь термодинамічної досконалості:

$$\eta_{\text{стс}}^{\text{теор}} = \frac{2.1}{3.1} = 0.67$$

Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$\text{COP}_{\text{дійсн}} = \frac{35,48}{24,85} = 1,42$$

Дійсна ступінь термодинамічної досконалості:

$$\eta_{\text{стс}}^{\text{дійсн}} = \frac{1.42}{3.1} = 0.45$$

5.2 Питомі характеристики холодильного циклу для камери зберігання замороженого м'яса.

Удільна масова холодопродуктивність:

$$q_0 = 528.96 - 290.96 = 237.33, \text{ кДж/кг.}$$

Питома холодопродуктивність:

$$q_v = \frac{237.33}{0.382} = 621.28, \text{ кДж/м}^3.$$

Питома адіабатна робота стиснення:

$$l = 641.26 - 528.29 = 112.97, \text{ кДж/кг.}$$

Масова витрата холодильного агенту:

$$M_a = \frac{43.87}{237.33} = 0.18, \text{ кг/с.}$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресору:

$$V_d = 0.18 \cdot 0.381 = 0.07, \text{ м}^3/\text{с.}$$

Коефіцієнт подачі компресору:

$$\lambda = 0.675 \cdot 0.899 = 0.6$$

$$\lambda_c = 1 - 0.01 \left[\left(\frac{12.14}{1.1} \right)^{\frac{1}{1}} - 1 \right] = 0.899 ;$$

$$\lambda'_w = \frac{233 + 0}{1.12 \cdot 308 + 0.5 \cdot 0} = 0.675 ;$$

$$\theta = -40 - (-40) = 0^\circ\text{C}$$

Теоретичний об'єм, описаний поршнями компресору:

$$V_h = \frac{0.07}{0.6} = 0.117, \text{ м}^3/\text{с.}$$

Адіабатна потужність компресору:

$$N_a = 0.18 \cdot 112.97 = 20.33, \text{ кВт.}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

Індикаторна потужність компресору:

$$N_i = \frac{20.33}{0.635} = 32.01, \text{ кВт.}$$

$$\eta_i = 0.675 + 0.001 \cdot (-40) = 0.635;$$

Потужність тертя:

$$N_{\text{тр}} = 0.117 \cdot 40 = 4.68, \text{ кВт.}$$

Потужність на валу компресора:

$$N_e = 4.68 + 32.01 = 36.81, \text{ кВт.}$$

Згідно з цим розрахунком приймаємо три компресори Bitzer 6FEP-50P

$$V_h = 151.6 \text{ м}^3/\text{год};$$

Кількість циліндрів – 6;

$$Q_0 = 21.3 \text{ кВт.}$$

Теоретичний коефіцієнт перетворення:

$$\text{COP}_{\text{теор}} = \frac{237.33}{112.97} = 2.1$$

Коефіцієнт перетворення циклу Карно:

$$\text{COP}_{\text{Карно}} = \frac{233}{308-233} = 3.1;$$

Теоретична ступінь термодинамічної досконалості:

$$\eta_{\text{стс}}^{\text{теор}} = \frac{2.1}{3.1} = 0.67$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$\text{COP}_{\text{дійсн}} = \frac{69.3}{36.81} = 1,73$$

Дійсна ступінь термодинамічної досконалості:

$$\eta_{\text{стс}}^{\text{дійсн}} = \frac{1.73}{3.1} = 0.55$$

У відповідності до міжнародних класифікацій безпеки визначених в ISO 817:2009, які також використовується в EN 378-1:2017-03, холодильна установка розроблена відповідно до цих стандартів повинна містити до 2,5 кг R290 на один цикл холодоагенту. Тому було прийнято рішення для зменшення рівня заправки системи холодильним агентом провести порівняльний аналіз з використанням двоступеневої бустерної холодильної установки на R744. Схема установки представлена на рисунку 5.2.

Для виконання теплового розрахунку сучасної холодильної системи на природному холодоагенті CO₂ (R744) використовується спеціалізоване програмне забезпечення Coolselector2 компанії [Danfoss](#).

Програмний комплекс Coolselector2 дозволяє виконувати:

- розрахунок холодильних циклів;
- підбір компресорного обладнання;
- визначення параметрів роботи системи;
- розрахунок холодопродуктивності;
- оцінку енергоспоживання;
- підбір теплообмінного обладнання;
- аналіз режимів роботи CO₂-систем.

У даному проєкті тепловий розрахунок виконується для сучасної транскритичної CO₂-системи розподільчого холодильника з урахуванням:

- температурного режиму камер;
- теплопритоків через огорожувальні конструкції;

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

- теплопритоків від продукції;
- інфільтрації зовнішнього повітря;
- тепловиділень від персоналу та освітлення;
- роботи вентиляторів повітроохолоджувачів;
- кліматичних умов експлуатації.

При розрахунку визначаються:

- сумарне теплове навантаження;
- необхідна холодопродуктивність установки;
- температури кипіння та газового охолодження;
- робочі тиски системи;
- масова витрата холодоагенту;
- споживана потужність компресорів;
- коефіцієнт енергоефективності (COP).

Особлива увага приділяється роботі системи в умовах високих температур навколишнього середовища, що є характерним для кліматичних умов південних регіонів України, зокрема Миколаїв.

Таблиця 5.1 Вихідні дані для аналізу циклу на CO₂

Температура конденсації	t_k	42°C
Температура кипіння	t_{0-30}	-30°C
	t_{0-40}	-40°C
Проміжна температура	$t_{пр}$	-10°C
Тиск газового охолоджувача	$P_{го}$	107,6 бар
Перегрів на всмоктуванні	$\Delta t_{вс}$	10°C

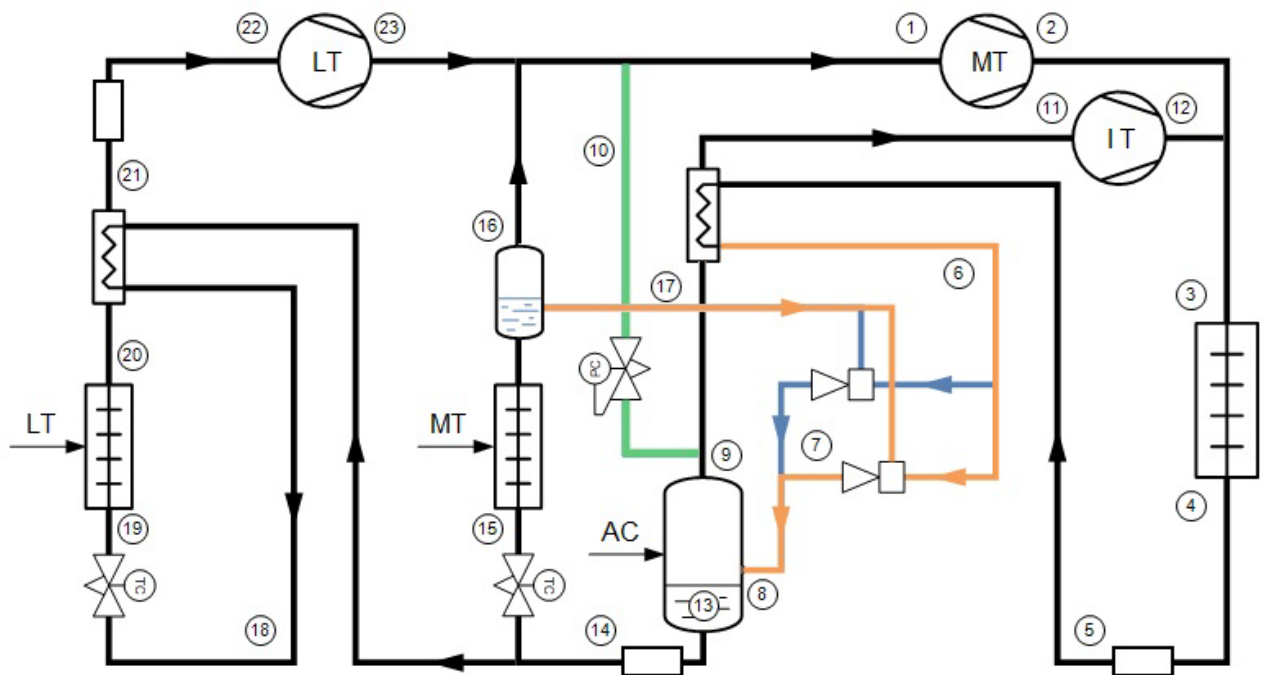


Рис. 5.2 Принципова схема транскритичної холодильної системи CO₂ з паралельним стисненням (Система 3): LT – компресор першого ступеня стиснення, MT – компресор другого ступеня стиснення, IT – компресор паралельного стиснення.

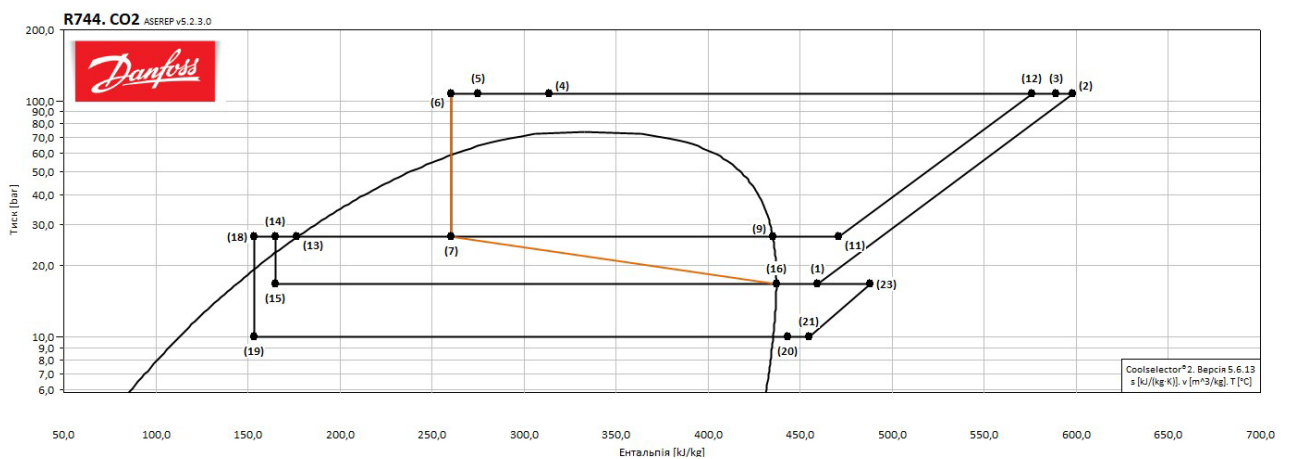


Рис.5.3 Цикл роботи холодильної установки R744.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3

Арк.

43

Таблиця 5.2 Параметри в вузлових точках R744.

		Температу ра	Тис к (абс)	Густи н а	Ентальп ія	Ентропі я	Ступі нь сухост і пари
Poi nt	Description	[°C]	[bar]	[kg/m ³]	[kJ/kg]	[kJ/(kg·K)]	[-]
1	Всмоктування СТ (MT) компресора	-9,4	16,8 3	39,34	454,8	2,042	1
2	Нагнітання СТ (MT) компресора	147,2	89,3 7	129,4	573,8	2,124	1
3	Вхід в газоохолоджув ач	138,2	89,3 7	134,3	562,8	2,097	1
4	Вихід з газоохолоджув ача	35	89,3 7	657,5	299,9	1,319	1
5	Вихід з газоохолоджув ача, додаткове охолодження	20	89,3 7	842,3	244,7	1,136	1
6	Після РТО	18,6	89,3 7	853	240,9	1,123	1
7	Вихід з ежектора	0	34,8 5	370,1	240,9	1,15	0,18
8	Вхід в ресивер	0	34,8 5	370,1	240,9	1,15	0,18
9	Насичений газ в ресивері	0	34,8 5	97,65	430,9	1,845	1
10	Після байпасного газового клапана	-25	16,8 3	44,79	430,9	1,948	0,98
11	Всмоктування паралельного (IT)	13,3	34,8 5	84,88	452,2	1,922	1

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3

Арк.

44

	компресора						
12	Нагнітання паралельного (ІТ) компресора	99,4	89,3 7	163,3	511,7	1,967	1
13	Насичена рідина ресивері	0	34,8 5	927,2	200	1	0
14	Спільна рідинна лінія	-10	34,8 5	988,1	176,1	0,9109	0
15	Після СТ (МТ) розширювальн ого клапана	-25	16,8 3	298	176,1	0,9217	0,11
16	Лінія всмоктування СТ (МТ)	-25	16,8 3	43,88	437,1	1,973	1
17	Ежектор, всмоктування	-25	16,8 3	43,88	437,1	1,973	1
18	НТ (LT) рідинна лінія	-16,9	34,8 5	1017	161,3	0,8589	0
19	Після НТ (LT) розширювальн ого клапана	-40	10,0 4	153,8	161,3	0,8731	0,15
20	Вихід з НТ (LT) випарника	-32	10,0 4	24,81	443,4	2,083	1
21	Вихід з НТ (LT) РТО	-16,7	10,0 4	22,74	458,3	2,142	1
22	Всмоктування НТ (LT) компресора	-16,7	10,0 4	22,74	458,3	2,142	1
23	Нагнітання НТ (LT) компресора	26,8	16,8 3	32,53	491,7	2,174	1

Таблиця 5.3 Основні параметри продуктивності Системи на R744.

	COP [W/W]	1,82
Продуктивності		
	Холодопродуктивність НТ (LT) випарника [kW]	30
	Холодопродуктивність СТ (MT) випарника [kW]	58
	Холодопродуктивність СКП (AC) [kW]	0
	Продуктивність газоохолоджувача [kW]	105
	Переохолодження після газоохолоджувача [kW]	22,06
	Переохолодження після ресивера [kW]	7,854
Потужність компресора		
	НТ (LT) компресор [kW]	3,668
	СТ (MT) компресор [kW]	40,34
	Паралельний (IT) компресор [kW]	4,341
Теплові втрати компресора		
	НТ (LT) компресор [kW]	0,11
	СТ (MT) компресор [kW]	1,21
	Паралельний (IT) компресор [kW]	0,13
Енергетичний баланс		
	Вхід [kW]	136,3
	Вихід [kW]	136,3
	Різниця [kW]	0
Масова витрата		
	Масова витрата НТ (LT) випарника [kg/h]	382,8
	Масова витрата СТ (MT) випарника [kg/h]	800,1
	Масова витрата СТ (MT) компресора [kg/h]	1183
	Масова витрата паралельного (IT) компресора [kg/h]	254,8
	Масова витрата газоохолоджувача [kg/h]	1438
	Масова витрата від СТ (MT) випарника до лінії всмоктування [kg/h]	800,1
Об'ємні витрати на всмоктуванні		
	НТ (LT) компресор [m ³ /h]	16,83
	СТ (MT) компресор [m ³ /h]	30,07
	Паралельний (IT) компресор [m ³ /h]	2,609

На основі проведеного розрахунку оцінюється ефективність запропонованої CO₂-системи та її відповідність сучасним вимогам промислового холодопостачання

Зведемо результати розрахунків на всіх запропонованих альтернативних холодильних агентах в таблицю.

Результати теплового розрахунку циклів

Таблиця 5.3

Параметр	R744	R290
COP [W/W]	1,82	1.73
Продуктивності		
Холодопродуктивність НТ (LT) випарника [kW]	30	30
Холодопродуктивність СТ (MT) випарника [kW]	58	58
Потужність компресора		
НТ (LT) компресор [kW]	3,668	24.85
СТ (MT) компресор [kW]	40,34	36.81
Паралельний (IT) компресор [kW]	4,341	-

Висновки:

1. Енергоефективність

- R744 має вищий COP (1,82 проти 1,73) +5%, що означає менші питомі витрати електроенергії.
- Особливо значуща перевага CO₂ у низькотемпературному контурі: компресор споживає майже у 7 разів менше енергії.

2. Продуктивність

- Обидві системи забезпечують однакову холодопродуктивність (30 кВт LT та 58 кВт MT).
- Це означає, що вибір робочого агента не впливає на рівень охолодження, а лише на енергоспоживання.

3. Компресорне навантаження

- У CO₂ система має додатковий паралельний компресор (IT), що дозволяє більш гнучко розподіляти навантаження.
- У R290 такої можливості немає, що може призвести до меншої адаптивності системи.

4. Загальна оцінка

- **R744 (CO₂)** виглядає більш перспективним варіантом для сучасних холодильних систем завдяки високій ефективності та меншому енергоспоживанню в LT контурі.

6. РОЗРАХУНОК ПОВІТРЯНОГО КОНДЕНСАТОРА

Для відведення теплоти конденсації в даній холодильній системі використовуємо повітряні конденсатори. Розрахункове теплове навантаження може бути визначена за даними теплового розрахунку як:

$$\sum Q_k = Q_0 + N_e, \text{ кВт.} \quad (6.1)$$

$$\sum Q_k = Q_0 + N_e = 3 \cdot (36.21 + 21.3) + 2 \cdot (17.74 + 24.85) = 258, \text{ кВт}$$

Дані для розрахунку:

Теплове навантаження: $Q_k = 258, \text{ кВт};$

Розрахункова температура зовнішнього повітря: $t_3 = 29, ^\circ\text{C};$

Відносна вологість зовнішнього повітря: $\phi_3 = 0.6;$

Зовнішній діаметр труби: $d = 0.022, \text{ м};$

Внутрішній діаметр труби: $d_{\text{вн}} = 0.02, \text{ м};$

Товщина ребра: $\delta = 0.0008, \text{ м};$

Крок ребер: $u = 0.008, \text{ м};$

Ширина ребра: $B = 0.044, \text{ м};$

Матеріал труб/ребер: мідь/алюміній;

Крок труб по ходу/проти ходу повітря: $\frac{S_1}{S_2} = \frac{0.044}{0.088}, \text{ м};$

Розташування труб в пучку: шахове;

Форма ребра: пластинчасте;

Агент: R290.

Тепловий розрахунок конденсатора.

Приймаємо підігрів повітря в конденсаторі $\Delta t=5$ К, тоді температура повітря на виході з апарату:

$$t_2 = t_3 + \Delta t \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (6.2)$$
$$t_2 = 29 + 5 = 34, \text{ } ^\circ\text{C}$$

Температура конденсації для повітряних конденсаторів приймається на 10-12 К вище за розрахункову температуру зовнішнього повітря:

$$t_k = 35 + 10 = 45, \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (6.3)$$

Задаємося швидкістю повітря в живому перетині апарату – $w = 8$, м/с.

Розраховуємо геометричні характеристики ребра:

зовнішня поверхня ребра:

$$f_p = B^2 - 0.25 \cdot \pi \cdot d^2 + 4 \cdot B \cdot \delta \quad (6.4)$$
$$f_p = 0.044^2 - 0.25 \cdot 3.14 \cdot 0.022^2 + 4 \cdot 0.044 \cdot 0.0008 = 1.7 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^2$$

зовнішня поверхня труби між двома суміжними ребрами:

$$f_{тр} = \pi \cdot d \cdot (u - \delta), \text{ м}^2 \quad (6.5)$$
$$f_{тр} = 3.14 \cdot 0.022 \cdot (0.008 - 0.0008) = 0.5 \cdot 10^{-3}$$

внутрішня поверхня труби ребристого елементу:

$$f_{вн} = \pi \cdot d \cdot u, \text{ м}^2 \quad (6.6)$$
$$f_{вн} = 3.14 \cdot 0.022 \cdot 0.008 = 0.55 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^2$$

повна зовнішня поверхня ребристого елемента:

$$f_{\Pi} = f_p + f_{\text{тр}}, \text{ м}^2 \quad (6.7)$$

$$f_{\Pi} = 1.7 \cdot 10^{-3} + 0.5 \cdot 10^{-3} = 2.2 \cdot 10^{-3}$$

коефіцієнт оребрення β і ступінь оребрення φ_{Π} :

$$\beta = \frac{f_{\Pi}}{f_{\text{вн}}} \quad (6.8)$$

$$\beta = \frac{2.2}{0.55} = 4$$

$$\varphi_{\Pi} = \frac{f_{\Pi}}{f_{\text{тр}}} \quad (6.9)$$

$$\varphi_{\Pi} = \frac{2.2}{0.5} = 4.4$$

За довідковими даними вибираємо теплофізичні властивості повітря при $t_{\text{н}}$:

- кінематична в'язкість $\nu = 16.2 \cdot 10^{-6}$, м²/с;
- коефіцієнт теплопровідності $\lambda = 0.027$, Вт/(м²·К);
- число Прандтля $Pr = 0.7$;
- щільність $\rho = 1.16$, кг/м³;
- теплоємність $c = 1.005$, кДж/(кг·К).

Визначальний розмір для умов тепловіддачі від поверхні конденсатора до повітря для пластинчастих ребер визначаємо по формулі:

$$d_T = \frac{2 \cdot (S_1 - d) \cdot (u - \delta)}{(S_1 - d + u - \delta)}, \text{ м.} \quad (6.10)$$

$$d_T = \frac{2 \cdot (0.044 - 0.022) \cdot (0.008 - 0.0008)}{(0.044 - 0.022 + 0.008 - 0.0008)} = 0.011, \text{ м.}$$

Критерій Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = \frac{wd_T}{\nu} ; \quad (6.11)$$

$$Re = \frac{8 \cdot 0.011}{16.2 \cdot 10^{-6}} = 5358;$$

Критерій Нуссельта для пластинчастого ребра визначаємо по формулі:

$$Nu = 0.178 \cdot \left[\frac{(S_1 - d)}{d_T} \right]^{-0.14} \cdot Re^{0.6} \quad (6.12)$$

$$Nu = 0.178 \cdot \left[\frac{(0.044 - 0.022)}{0.011} \right]^{-0.14} \cdot 5358^{0.6} = 27.8$$

Коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ребра до повітря визначаємо по формулі:

$$\alpha_k = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_T}, \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)} \quad (6.13)$$

$$\alpha_k = \frac{27.8 \cdot 0.027}{0.011} = 69.1, \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$$

Умовну висоту ребра для пластинчастих ребер визначаємо по формулі:

$$h' = 0.5 \cdot d \cdot \left(\frac{1.15 \cdot B}{d - 1} \right) \left(1 + 0.35 \cdot \ln \left(\frac{1.15 \cdot B}{d} \right) \right), \text{ м} \quad (6.14)$$

$$h' = 0.5 \cdot 0.022 \cdot \left(\frac{1.15 \cdot 0.044}{0.022 - 1} \right) \left(1 + 0.35 \cdot \ln \left(\frac{1.15 \cdot 0.044}{0.022} \right) \right) = 0.018, \text{ м.}$$

Для мідних труб коефіцієнт теплопровідності стінки $\lambda_{тр}=400$, Вт/(м·К),
для алюмінієвих ребер $\lambda_p=200$, Вт/(м·К).

Коефіцієнт ефективності ребра визначаємо по формулі:

$$E = \tanh \left[\frac{\left(\frac{2 \cdot \alpha_k}{\delta \cdot \lambda_p} \right)^{0.5} \cdot (h' + 0.5 \cdot \delta)}{\left(\frac{2 \cdot \alpha_k}{\delta \cdot \lambda_p} \right)^{0.5} \cdot (h' + 0.5 \cdot \delta)} \right] \quad (6.15)$$

$$E = \tanh \left[\frac{\left(2 \cdot 69.1 / (0.0008 \cdot 200) \right)^{0.5} \cdot (0.018 + 0.5 \cdot 0.0008)}{\left(2 \cdot 69.1 / (0.0008 \cdot 200) \right)^{0.5} \cdot (0.018 + 0.5 \cdot 0.0008)} \right] \\ = 0.91$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі визначаємо по формулі:

$$\alpha_{пр} = \alpha_k \cdot \left(\frac{f_p \cdot E}{f_n} + \frac{1}{\phi_n} \right), \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \quad (6.16)$$

$$\alpha_{пр} = 69.1 \cdot \left(\frac{1.7 \cdot 0.91}{2.2} + \frac{1}{4.4} \right) = 64.2, \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$$

Розрахункові дані для визначення термічного опору шару мастила:

товщина – $\delta_m = 0.0005$ м;

коефіцієнт теплопровідності – $\lambda_m = 0.12$ Вт/(м·К).

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні апарату визначимо по формулі:

$$K = \left[\left(\frac{1}{\alpha_{пр}} + \frac{8 \cdot f_n}{\pi \cdot (d^2 + d_{вн}^2)} \right) \cdot \left(\frac{0.5 \cdot (d - d_{вн})}{\lambda_{тр}} + \frac{\delta}{\lambda_p} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} \right) \right]^{-1}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \quad (6.17)$$

$$K = \left[\left(\frac{1}{64.2} + \frac{8 \cdot 2.2 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot (0.022^2 + 0.002^2)} \right) \cdot \left(\frac{0.5 \cdot (0.022 - 0.02)}{400} + \frac{0.0008}{200} + \frac{0.0005}{0.12} \right) \right]^{-1} = \\ = 23.8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Властивості агента (R290) визначаємо за довідковими даними при визначальній температурі конденсації t_k :

- щільність конденсату $\rho_k = 585, \text{ кг/м}^3$;
- коефіцієнт теплопровідності конденсату $\lambda_k = 0.0182, \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$;
- коефіцієнт динамічної в'язкості конденсату $\mu_k = 0.84 \cdot 10^{-5}, \text{ Па}\cdot\text{с}$;
- теплота пароутворення $r = 484.5 \cdot 10^3, \text{ Дж/кг}$.

Щільність теплового потоку з боку конденсуючого холодильного агента, використовуючи загальну температуру стінки труби t_{ct} , можна виразити по формулі:

$$q = \beta^{-1} \cdot 0.72 \cdot \left[9.81 \cdot r \cdot \rho_k^2 \cdot \lambda_k^3 \cdot (\mu_k \cdot d_{вн})^{-1} \right]^{0.25} \cdot (t_k - t_{ct})^{-0.75}, \text{ Вт/м}^2 \quad (6.18)$$

$$q = 4^{-1} \cdot 0.72 \cdot \left[9.81 \cdot 484.5 \cdot 10^3 \cdot 585^2 \cdot 0.0182^3 \cdot (0.84 \cdot 10^{-5} \cdot 0.02)^{-1} \right]^{0.25} \cdot (45 - t_{ct})^{-0.75} =$$

$$= 498 \cdot (45 - t_{ct})^{-0.75} \text{ Вт/м}^2$$

Щільність теплового потоку з боку повітря, використовуючи загальну температуру стінки труби t_{ct} , можна виразити по формулі:

$$q = K \cdot (t_{ct} - t_n), \text{ Вт/м}^2 \quad (6.19)$$

$$q = K \cdot (t_{ct} - t_n) = 23.8 \cdot (t_{ct} - 32), \text{ Вт/м}^2$$

Вирішуючи спільно систему рівнянь, визначимо шукану щільність теплового потоку через стінку: $q = 168.2, \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$.

Повну орєбрену поверхню апарату визначаємо по формулі:

$$F = \frac{Q_k \cdot 10^3}{q}, \text{ м}^2 \quad (6.20)$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

$$F = \frac{258 \cdot 10^3}{168.2} = 1534 \text{ м}^2$$

Конструктивний розрахунок апарату.

Об'ємна витрата повітря через апарат визначається по формулі:

$$V = \frac{Q_k}{c \cdot \rho \cdot \Delta t}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (6.21)$$

$$V = \frac{258}{1.16 \cdot 1.005 \cdot 5} = 44,3, \text{ м}^3/\text{с}$$

Площа «живого» перетину конденсатора:

$$F_{\text{ж}} = \frac{V}{w}, \text{ м}^2 \quad (6.22)$$

$$F_{\text{ж}} = \frac{44.3}{8} = 5.53, \text{ м}^2$$

Сумарна довжина труб в апараті:

$$\sum L = \frac{F_{\text{ж}}}{f_{\text{п}}}, \text{ м} \quad (6.23)$$

$$\sum L = \frac{5.53}{2.2 \cdot 10^{-3}} = 2514, \text{ м}$$

Площу «живого» перетину одного ребристого елемента визначимо по формулі:

$$f_{\text{ж}} = S_1 \cdot u - (2 \cdot h \cdot \delta + d \cdot u), \text{ м}^2 \quad (6.24)$$

$$f_{\text{ж}} = 0.044 \cdot 0.008 - (2 \cdot 0.018 \cdot 0.0008 + 0.022 \cdot 0.008) = 0.1465 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^2$$

Число ребристих елементів у фронтальному перетині пучка труб апарату:

$$n_{pe} = \frac{F_{ж}}{f_{ж}} \quad (6.25)$$

$$n_{pe} = \frac{5.53}{0.1465 \cdot 10^{-3}} = 37748$$

Сумарна довжина труб у фронтальному перетині пучка:

$$\Sigma L_{\phi} = u \cdot n_{pe}, \text{ м} \quad (6.26)$$

$$\Sigma L_{\phi} = 0.008 \cdot 37748 = 302, \text{ м}$$

Площа фронтального перетину апарату:

$$S_{\phi} = S_1 \cdot \Sigma L_{\phi} = 0.044 \cdot 302 = 13.3, \text{ м}^2 \quad (6.27)$$

По графіках характеристик вентиляторів вибираємо чотири вентилятори марки ВО- 12-303-8 при орієнтовному натиску $H=160$, Па.

Діаметр вентиляторів $D_B=0.8$, м, кількість $z=4$

Конденсатор буде підлоговий, квадратної форми.

Орієнтовні геометричні розміри конденсатора:

- ширина та довжина $B_K = L_K = (S_{\phi})^{0.5} = (13.3)^{0.5} = 3.65$, м;

Число труб у фронтальному перетині апарату з округленням до цілого:

$$N_{\phi} = \frac{B_K}{S_1} \quad (6.28)$$

$$N_{\phi} = \frac{3.65}{0.044} = 84$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

Число труб уздовж потоку повітря, з округленням до більшого цілого:

$$N = \frac{\sum L}{\sum L_{\phi}} \quad (6.29)$$

$$N = \frac{2514}{302} = 9$$

Висота секції:

$$H_k = S_2 \cdot N, \text{ м} \quad (6.30)$$

$$H_k = 0.088 \cdot 9 = 0.792, \text{ м}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
						56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7. РОЗРАХУНОК ПОВІТРООХОЛОДЖУВАЧА

7.1 Розрахунок повітроохолоджувача для камери з $t_{\text{КАМ}} = -18^{\circ}\text{C}$

При проведенні розрахунку приймаю наступні параметри:

Теплове навантаження для камер зберігання замороженого м'яса
 $Q_0^{\text{КАМ.№1}} = 43.87, \text{ кВт.}$

температура повітря в приміщенні - $t_k = -18,^{\circ}\text{C}$;

відносна вологість повітря в камері - $\varphi = 95\%$

робоче тіло - R290.

Геометричні розміри ребристої труби повітроохолоджувача,
виготовленого методом литва під тиском:

труба:

зовнішній діаметр $d_{\text{ТР}} = 0,025, \text{ м};$

внутрішній діаметр $d_{\text{ВН}} = 0,02, \text{ м};$

товщина стінки $\delta_{\text{Т}} = 0,0025, \text{ м};$

матеріал (сталь) $\lambda_{\text{Т}} = 45, \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К});$

ребро:

висота $h = 0,024, \text{ м};$

товщина у вершини $\delta_{\text{ВР}} = 0,0008, \text{ м};$

товщина в підстави $\delta_{\text{ОР}} = 0,0012, \text{ м};$

крок $и = 0,012, \text{ м};$

матеріал (алюміній) $\lambda_{\text{Р}} = 180, \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К});$

компоновка пучка труб шаховий пучок.

Товщина алюмінієвого чохла на зовнішній поверхні сталевій труби рівна $\delta = 1,5$ мм тоді зовнішній діаметр з урахуванням алюмінієвого чохла буде рівний:

$$d_H = d_{TP} + 2 \cdot \delta, \text{ м} \quad (7.1)$$

$$d_H = 0,025 + 2 \cdot 0,0015 = 0,028, \text{ м};$$

Приймаємо діаметр ребра:

$$D = d_H + 2 \cdot h, \text{ м}; \quad (7.2)$$

$$D = 0,028 + 2 \cdot 0,024 = 0,076 \text{ м};$$

Крок труб в пучку:

Поперечний (впоперек потоку повітря):

$$S_1 = (D + 2 \cdot \delta_H) + 0,003, \text{ м}; \quad (7.3)$$

$$S_1 = (0,076 + 2 \cdot 0,003) + 0,003 = 0,085 \text{ м};$$

Подовжній (уздовж потоку повітря):

$$S_2 = S_1 = (D + 2 \cdot \delta_H) + 0,002 \text{ м}; \quad (7.4)$$

$$S_2 = S_1 = (0,076 + 2 \cdot 0,003) + 0,003 = 0,085, \text{ м};$$

Діагональний:

$$S'_2 = \left[S_2^2 + \left(\frac{S_1}{2} \right)^2 \right]^{0,5}, \text{ м}. \quad (7.5)$$

$$S'_2 = \left[(0,085)^2 + \left(\frac{0,085}{2} \right)^2 \right]^{0,5} = 0,095 \text{ м}.$$

Тепловий розрахунок

Кінцевою метою теплового розрахунку є визначення площі поверхні повітроохолоджувача, яка повинна відводити задане теплове навантаження і підтримувати необхідну температуру повітря в камері. Здаємося величиною підохолодження повітря в повітроохолоджувачі

$$\Delta t_{\Pi} = 2^{\circ}\text{C}.$$

Визначаємо температуру повітря на виход із апарату:

$$t_2 = t_{\text{вих.п.}} = t_k - \Delta t_{\Pi} \quad (7.6)$$

$$t_2 = -18 - 2 = -20^{\circ}\text{C}.$$

Визначаємо середню температуру повітря:

$$t_{\text{сеп.п}} = 0,5 \cdot (t_2 + t_k)^{\circ}\text{C}. \quad (7.7)$$

$$t_{\text{сеп.п}} = 0,5 \cdot (-20 + -18) = -19^{\circ}\text{C}.$$

Приймаємо температуру кипіння робочого тіла:

$$t_0 = -40^{\circ}\text{C}.$$

Визначуваний температурний натиск:

$$\theta = t_{\text{сеп.п.}} - t_0 = ^{\circ}\text{C}. \quad (7.8)$$

$$\theta = -19 + 40 = 21^{\circ}\text{C}.$$

Вибираю теплофізичні властивості вологого повітря при визначальній температурі $t_{\text{сеп.п}} = -19^{\circ}\text{C}$:

$\nu_{\Pi} = 11,79 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$ - коефіцієнт кінематичної в'язкості;

$\lambda_{\Pi} = 2,28 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ - коефіцієнт теплопровідності;

$\text{Pr}_{\Pi} = 0,716$ - число Прандтля;

$\rho_{\Pi} = 1,395$, кг/м³ - щільність;

$C_{\Pi} = 1,009$, кДж/(кг · К) - питома теплоємність сухого повітря.

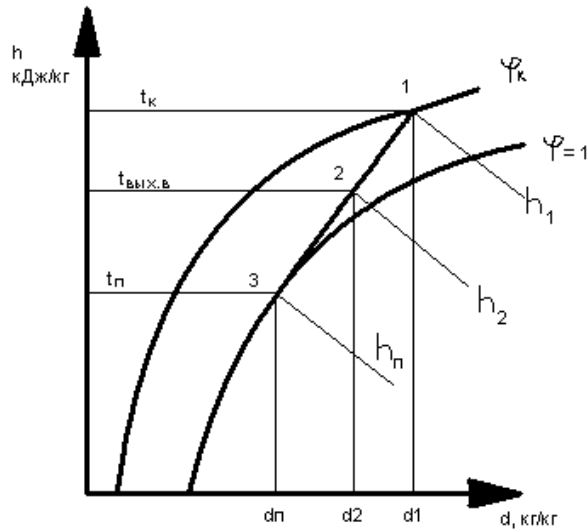


Рисунок 8.1 - Процес зміни стану повітря в повітроохолоджувачі в наступній послідовності: $1 \rightarrow \Pi \rightarrow 2$ (см.рис)

Для цього задаємося середньою температурою поверхні повітроохолоджувача (інею) t_{Π} з умови, що $t_0 < t_{\Pi} < t_k$, використовуючи приблизне співвідношення:

$$t_{\Pi} = t_k - (0,1 \div 0,8) \cdot \theta^{\circ}\text{C} \quad (7.9)$$

$$t_{\Pi} = -18 - 0,4 \cdot 21 = -20,6^{\circ}\text{C}$$

По діаграмі $h - d$, с допомогою розрахункових залежностей, приведених нижче, визначаємо параметри повітря (h, d, t).

Таблиця 7.1 Параметри повітря.

№ точки	t, °C	d · 10 ⁻³ , кг / кг	h, кДж / кг	φ, %
1	-18	0,8	-16	90
2	-20	0,66	-18	94
3(п)	-22,4	0,5	-21	100

Грунтуючись на принципі подібності трикутників (см.мал), можна записати:

$$\frac{d_1 - d''_{\Pi}}{t_1 - t_{\Pi}} = \frac{d_1 - d_2}{t_1 - t_2} \quad (7.10)$$

Звідси невідоме значення вологовмісту повітря на виході апарату буде рівне:

$$d_2 = d_1 - \left(\frac{(t_1 - t_2) \cdot (d_1 - d''_{\Pi})}{t_1 - t_{\Pi}} \right), \text{кг/кг.} \quad (7.11)$$

$$d_2 = 0,8 \cdot 10^{-3} - \left(\frac{(-18 + 20) \cdot (0,8 \cdot 10^{-3} - 0,5 \cdot 10^{-3})}{-18 + 20,6} \right) = 0,66 \cdot 10^{-3}, \text{кг/кг.}$$

Відносна вологість повітря, на виході з апарату буде рівна:

$$\varphi_2 = \frac{d_{\Pi}''}{d_2} \quad (7.12)$$

де d_{Π}'' и d_2'' - відповідно, вологовміст насиченого повітря при t_{Π} и t_2 .

$$\varphi_2 = \frac{0,66}{0,7} = 0,95$$

Ентальпію повітря в точках 1,2 і 3 при негативних значеннях температури поверхні апарату (інею) знаходимо по залежностям

$$h_1 = 1,0078 \cdot t_1 + (2835 + 2,09 \cdot t_1) \cdot d_1, \text{кДж/кг;} \quad (7.13)$$

$$h_1 = 1,0078 \cdot (-18) + (2835 + 2,09 \cdot (-18)) \cdot 0,8 \cdot 10^{-3} = -16, \text{кДж/кг;} \quad (7.13)$$

$$h_2 = 1,0078 \cdot (-20) + (2835 + 2,09 \cdot (-20)) \cdot 0,66 \cdot 10^{-3} = -18, \text{кДж / кг};$$

$$h_3 = 1,0078 \cdot (-22,4) + (2835 + 2,09 \cdot (-22,4)) \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} = -21, \text{кДж / кг};$$

Переходимо до розрахунку геометричних характеристик теплопередаючого елементу.

Геометричні характеристики поверхні ребристого елементу вільного від інею:

Площа зовнішньої поверхні ребра:

$$F_p = 0,5 \cdot \pi \cdot (D^2 - d_3^2) + \pi \cdot D \cdot \delta_{BP}, \text{м}^2; \quad (7.14)$$

$$F_p = 0,5 \cdot 3,14 \cdot ((0,076)^2 - (0,028)^2) + 3,14 \cdot 0,076 \cdot 0,0008 = 8,03 \cdot 10^{-3}, \text{м}^2;$$

Площа зовнішньої поверхні труби між двома суміжними ребрами:

$$F_T = \pi \cdot d_3 \cdot (u - \delta_{OP}), \text{м}^2; \quad (7.15)$$

$$F_T = 3,14 \cdot 0,028 \cdot (0,012 - 0,0012) = 9,5 \cdot 10^{-4}, \text{м}^2;$$

Площа внутрішньої поверхні труби ребристого елементу:

$$F_B = \pi \cdot d_B \cdot u, \text{м}^2; \quad (7.16)$$

$$F_B = 3,14 \cdot 0,02 \cdot 0,012 = 7,5 \cdot 10^{-4}, \text{м}^2;$$

Площа зовнішньої поверхні труби ребристого елементу:

$$F_3 = F_p + F_T, \text{м}^2; \quad (7.17)$$

$$F_3 = 8,03 \cdot 10^{-3} + 9,5 \cdot 10^{-4} = 8,98 \cdot 10^{-3}, \text{м}^2;$$

Коефіцієнт β і міра обребрення теплообмінної поверхні φ :

$$\beta = \frac{F_3}{F_B} \quad (7.18)$$

$$\beta = \frac{8,98 \cdot 10^{-3}}{7,5 \cdot 10^{-4}} = 12$$

$$\varphi = \frac{F_3}{\pi \cdot d_3 \cdot u} \quad (7.19)$$

$$\varphi = \frac{8,98 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,028 \cdot 0,012} = 8,5$$

Геометричні характеристики поверхні інею, що осів на ребристому елементі при товщині шару $\delta_{IH} = 0,002, \text{м}$.

Площа зовнішньої поверхні інею на ребрі рівна:

$$F_{PI} = 0,5 \cdot \pi \cdot ((D + 2 \cdot \delta_{IH})^2 - (d_H + 2 \cdot \delta_{IH})^2) + \pi \cdot (D + 2 \cdot \delta_{IH}) \cdot (\delta_P + 2 \cdot \delta_{IH}), \text{м}^2; \quad (7.20)$$

$$F_{PI} = 0,5 \cdot 3,14 \cdot ((0,076 + 2 \cdot 0,003)^2 - (0,028 + 2 \cdot 0,003)^2) + 3,14 \cdot (0,076 + 2 \cdot 0,003) \cdot (0,0008 + 2 \cdot 0,003) = 1,05 \cdot 10^{-2}, \text{м}^2;$$

Зовнішня поверхня інею на трубі між двома суміжними ребрами має площу:

$$F_{TI} = \pi \cdot (d_3 + 2 \cdot \delta_{IH}) \cdot (u - (\delta_{OP} + 2 \cdot \delta_{IH})), \text{м}^2; \quad (7.21)$$

$$F_{TI} = 3,14 \cdot (0,028 + 2 \cdot 0,002) \cdot (0,012 - (0,0012 + 2 \cdot 0,002)) = 5,1 \cdot 10^{-4}, \text{м}^2;$$

Повна площа зовнішньої поверхні інею на ребристому елементі рівна:

$$F_{3I} = F_{PI} + F_{TI}, \text{м}^2; \quad (7.22)$$

$$F_{3I} = 0,0105 + 0,00051 = 1,1 \cdot 10^{-2}, \text{м}^2;$$

Коефіцієнт обребрення поверхні β^I , покритої інеєм, рівний:

$$\beta^I = F_{HI} / F_B \quad (7.23)$$

$$\beta^I = 1,1 \cdot 10^{-2} / 7,5 \cdot 10^{-4} = 14,7$$

Мінімальний живий перетин одного ребристого елемента, покритого шаром інею прийнятої величини, рівний:

$$f_{ж} = \pi \cdot (S_1 - d_3 - 2 \cdot \delta_1) - 2 \cdot h \cdot (\delta_{сеп.р} + 2 \cdot \delta_1), \text{м}^2. \quad (7.24)$$

$$\begin{aligned} f_{ж} &= 0,012 \cdot (0,082 - 0,028 - 2 \cdot 0,003) - 2 \cdot 0,024 \cdot (0,001 + 2 \cdot 0,003) = \\ &= 2,9 \cdot 10^{-4}, \text{м}^2. \end{aligned}$$

Задаємося швидкістю повітря в живому перетині повітроохолоджувача

$$\omega_{\Pi} = 4, \text{м} / \text{с}.$$

Визначуваний режим руху повітря - число Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega_{\Pi} \cdot d_3}{\nu_{\Pi}} \quad (7.25)$$

$$Re = \frac{4 \cdot 0,028}{11,79 \cdot 10^{-6}} = 9500$$

Число Нуссельта для труб, виготовлених методом литва під тиском :

$$Nu = (1 - n) \cdot C_Z \cdot C_s \cdot \varphi^{-0,5} \cdot Re^n = 62,6 \quad (7.26)$$

$$Nu = (1 - 0,7) \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot (8,5)^{-0,5} \cdot 9500^{0,7} = 62,6$$

$$\text{де } C_s = \frac{S_1 - d_3}{S_2 - d_3} \text{ - коефіцієнт, форми пучка} \quad (7.27)$$

$$C_s = \frac{0,082 - 0,028}{0,082 - 0,028} = 1$$

$C_z=0.95$ - коефіцієнт, що враховує кількість рядів в пучку уздовж потоку повітря;

$$n = 0,61 \cdot \varphi^{0,08} \quad (7.28)$$

$$n = 0,61 \cdot (8,5)^{0,08} = 0,7$$

$$m = S_2 + \varphi^{-0,48} \quad (7.29)$$

$$m = 0,085 + (8,5)^{-0,48} = 0,03$$

Конвективний коефіцієнт тепловіддачі на стороні повітря рівний:

$$\alpha_K = \frac{Nu \cdot \lambda_{\Pi}}{d_3}, \text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (7.30)$$

d_3 - визначальний розмір, м.

$$\alpha_K = \frac{62,6 \cdot 2,28 \cdot 10^{-2}}{0,028} = 51, \text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Коефіцієнт вологовиділення за цих умов рівний:

$$\xi = 1 + \frac{(d_K'' \cdot \varphi_K - d_{\Pi}'') \cdot (r - h_{\Pi})}{C_B' \cdot (t_K - t_{\Pi})} \quad (7.31)$$

$$\xi = 1 + \frac{(1 \cdot 10^{-3} \cdot 0,9 - 0,6 \cdot 10^{-3}) \cdot (2835 + 46,8)}{0,98 \cdot (-18 - (-22,4))} = 1,2$$

$r = 2835$ кДж/кг - питома теплота фазового переходу при $t_{\Pi} < 0^{\circ}\text{C}$;

d_{Π}'' - вологовміст вологого повітря в пограничному шарі в поверхні інею при $t_{\Pi} = -20,6^{\circ}\text{C}$ і відотною вологістю $\varphi = 1$;

$$d_{\Pi}'' = 0,6 \cdot 10^{-3} \text{ кг} / \text{кг}$$

h_{Π} - ентальпія інею;

$$h_{\Pi} = 2,09 \cdot t_{\Pi} \text{ кДж/кг} \quad (7.33)$$

$$h_{\Pi} = 2,09 \cdot (-20,6) = -43,05$$

C'_B , – питома теплоємність вологого повітря;

$$C'_B = 1,009 + 1,87 \cdot d_m \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)} \quad (7.32)$$

d_m - вологовміст повітря при визначальній температурі.

$$d_m = 0,5 \cdot (d_K + d_2), \text{кг} / \text{кг} \quad (7.33)$$

$$d_m = 0,5 \cdot (-16 - 18) \cdot 10^{-3} = -17 \cdot 10^{-3} \text{ кг} / \text{кг}$$

$$C'_B = 1,009 + 1,87 \cdot (-17) \cdot 10^{-3} = 0,98$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі від повітря до зовнішньої поверхні теплопередаючого елементу з урахуванням термічного опору шару інею знайдемо як:

$$\alpha_{\text{пр}} = \left(\frac{1}{\alpha_K \cdot \xi} + \frac{\delta_{\text{ин}}}{\lambda_{\text{ин}}} \right)^{-1}, \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{K)} \quad (7.34)$$

де $\lambda_{\text{ин}} = 0,2, \text{Вт} / (\text{м} \cdot \text{K})$ - коефіцієнт теплопровідності інею.

$$\alpha_{\text{пр}} = \left(\frac{1}{51 \cdot 1,2} + \frac{0,003}{0,2} \right)^{-1} = 32, \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}$$

Коефіцієнт ефективності ребра знайдемо як:

$$E = \frac{\text{th}(mh)}{mh} = \frac{\text{th}(0,61)}{0,61} = 0,88 \quad (7.35)$$

$$E = \frac{\text{th}(0,61)}{0,61} = 0,88$$

$$mh' = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{\text{пр}}}{\delta_{\text{сеп.р}} \cdot \lambda_p}} \cdot h'; \quad (7.36)$$

$$mh' = \sqrt{\frac{2 \cdot 32}{0,001 \cdot 180}} \cdot 0,032 = 0,61$$

$\lambda_p = 180, \text{Вт} / (\text{м} \cdot \text{К})$ - коефіцієнт теплопровідності матеріалу ребра;

$$h' = h \cdot \left(1 + 0,805 \cdot \log \left(\frac{D}{d_H} \right) \right), \text{м-умовна висота ребра.} \quad (7.37)$$

$$h' = 0,026 \cdot \left(1 + 0,805 \cdot \log \left(\frac{0,076}{0,028} \right) \right) = 0,032, \text{м.}$$

Умовний коефіцієнт тепловіддачі, віднесений до зовнішньої поверхні ребристого елемента

$$\alpha_{\text{пр.3}} = \alpha_{\text{пр}} \cdot (F_p \cdot E \cdot \psi \cdot C_K + F_{\text{тр}}) / F_3, \text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (7.38)$$

ψ - коефіцієнт, що враховує нерівномірність тепловіддачі по висоті ребра;

$$\psi = 1 - 0,058 \cdot m h' = 1 - 0,058 \cdot 0,61 = 0,97 \quad (7.39)$$

C_K - коефіцієнт враховує контактний термічний опір між трубою і ребром. Для біметалічної литої поверхні він рівний $C_K = 1$.

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{пр.3}} &= 32 \cdot (8,03 \cdot 10^{-3} \cdot 0,88 \cdot 0,97 \cdot 1 + 9,5 \cdot 10^{-4}) / 8,98 \cdot 10^{-3} = \\ &= 27,8, \text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}) \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі при кипінні фреону в трубах апарату

$$\alpha_o = (103,2 + 0,19 \cdot t_o) \cdot q_B^{0,25}, \text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (7.40)$$

q_B - щільність теплового потоку, віднесеного до внутрішньої поверхні труби

$$\begin{aligned} q_B &= \alpha_K \cdot \xi \cdot (t_{\text{сеп.В}} - t_{\text{п}}) \cdot \beta^I = 51 \cdot 1,2 \cdot (-19 - (-22,4)) \cdot 14,7 = \\ &= 3060, \text{Вт} / \text{м}^2; \end{aligned} \quad (7.41)$$

$$\alpha_o = (103,2 + 0,19 \cdot (-40)) \cdot 3060^{0,25} = 711, \text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні інею, рівний:

$$K_3^I = \left(\frac{1}{\alpha_{\text{пр.3}}} + \frac{\varphi \cdot \delta_T}{\lambda_T} + \frac{\beta_I}{\alpha_O} \right)^{-1}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \quad (7.42)$$

$$K_3^I = \left(\frac{1}{27,8} + \frac{8,5 \cdot 0,0025}{45} + \frac{14,7}{711} \right)^{-1} = 17,5, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

Коефіцієнт віднесений до зовнішньої «сухої» поверхні інею, рівний:

$$K_3 = K_3^I \cdot \frac{\beta}{\beta_I}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \quad (7.43)$$

$$K_3 = 17,5 \cdot \frac{12}{14,7} = 14,28, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

Перевіряємо значення раніше прийнятої температури поверхні інею.

Розрахункова різниця температур повітря і поверхні інею рівна:

$$\Delta t_p = \frac{q_3}{\alpha_K \cdot \xi} = ^\circ \text{C} \quad (7.44)$$

q_3 - щільність теплового потоку, віднесеного до зовнішньої поверхні інею, рівна:

$$q_3 = K_3^I \cdot (t_{\text{сеп.в}} - t_O), \text{Вт}/\text{м}^2; \quad (7.45)$$

$$q_3 = 17,5 \cdot (-19 - (-40)) = 367,5, \text{Вт}/\text{м}^2;$$

$$\Delta t_p = \frac{367,5}{51 \cdot 1,2} = 6^\circ \text{C}$$

Відносна погрішність прийнятої і розрахункової різниці температур рівна:

$$\delta = \left| \frac{\Delta t_p - \Delta t}{\Delta t_p} \right| \cdot 100\% \quad (7.46)$$

Δt - прийнята різниця температур повітря і поверхні інею.

$$\delta = \left| \frac{6 - 1,6}{6} \right| \cdot 100\% = 7\%$$

$$\Delta t = t_{\text{сеп.в}} - t_{\text{п}}^{\circ\text{C}} \quad (7.47)$$

$$\Delta t = -19 - (-20,6) = 1,6^{\circ\text{C}}$$

Знаходимо площу зовнішньої поверхні повітроохолоджувача

$$F = \frac{Q_0}{K} \cdot (t_k - t_0) \quad (7.48)$$

де Q_0 - теплоприплив в камеру №1 $Q_0^{\text{КАМ.№1}} = 43.87, \text{кВт}$,

$$F_{\text{кл}} = \frac{43.87 \cdot 10}{14,28 \cdot (-18 + 40)} = 140, \text{м}^2;$$

Обираємо 4 повітроохолоджувача для камери №1 Alfa Laval Alfa Laval 352В, характеристики занесено до таблиці

Таблиця 7.2 Характеристики повітроохолоджувача

Площа поверхні, м ²	37.7
Крок ребер, мм	7
Вентилятори :	
-кількість	3
-діаметр, мм	400
-частота обертання, об/с	23.3
-потужність, кВт	6.3
-витрата повітря, м ³ /с	2.03
Потужність електронагрівачів, кВт	3.2

7.2 Розрахунок повітроохолоджувача для камер з $t_{\text{КАМ}} = -30^{\circ}\text{C}$

При проведенні розрахунку приймаю наступні параметри:

Теплове навантаження для камер заморозки охолодженого м'яса

$$Q_0^{\text{КАМ.№2}} = 24,17, \text{кВт};$$

температура повітря в приміщенні - $t_k = -30^{\circ}\text{C}$;

відносна вологість повітря в камері - $\phi = 90\%$;

робоче тіло - R290.

Геометричні розміри ребристої труби повітроохолоджувача, виготовленого методом литва під тиском:

труба:

зовнішній діаметр $d_{\text{ТР}} = 0,025, \text{м};$

внутрішній діаметр $d_{\text{ВН}} = 0,02, \text{м};$

товщина стінки $\delta_{\text{Т}} = 0,0025, \text{м};$

матеріал (сталь) $\lambda_{\text{Т}} = 45, \text{Вт} / (\text{м} \cdot \text{К});$

ребро:

висота $h = 0,024, \text{м};$

товщина у вершини $\delta_{\text{ВР}} = 0,0008, \text{м};$

товщина в підстави $\delta_{\text{ОР}} = 0,0012, \text{м};$

крок $и = 0,012, \text{м};$

матеріал (алюміній) $\lambda_{\text{Р}} = 180, \text{Вт} / (\text{м} \cdot \text{К});$

компоновка пучка труб шаховий пучок.

Товщина алюмінієвого чохла на зовнішній поверхні сталевій труби рівна $\delta = 1,5 \text{мм}$; тоді зовнішній діаметр з врахуванням алюмінієвого чохла буде рівний:

$$d_{\text{Н}} = d_{\text{ТР}} + 2 \cdot \delta, \text{м}; \quad (7.1)$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		70

$$d_H = 0,025 + 2 \cdot 0,0015 = 0,028, \text{м};$$

Приймаємо діаметр ребра:

$$D = d_H + 2 \cdot h \quad (7.2)$$

$$D = 0,028 + 2 \cdot 0,024 = 0,076, \text{м};$$

Крок труб в пучку:

Поперечний (впоперек потоку повітря):

$$S_1 = (D + 2 \cdot \delta_1) + 0,003, \text{м}; \quad (7.3)$$

$$S_1 = (0,076 + 2 \cdot 0,003) + 0,003 = 0,085, \text{м};$$

Подовжній (уздовж потоку повітря):

$$S_2 = S_1 = (D + 2 \cdot \delta_1) + 0,002 \text{м}; \quad (7.4)$$

$$S_2 = S_1 = (0,076 + 2 \cdot 0,003) + 0,003 = 0,085, \text{м}$$

Діагональний:

$$S'_2 = \left[S_2^2 + \left(\frac{S_1}{2} \right)^2 \right]^{0,5}, \text{м}; \quad (7.5)$$

$$S'_2 = \left[(0,085)^2 + \left(\frac{0,085}{2} \right)^2 \right]^{0,5} = 0,095, \text{м};$$

Тепловий розрахунок

Кінцевою метою теплового розрахунку є визначення площі поверхні повітроохолоджувача, яка повинна відводити задане теплове навантаження і підтримувати необхідну температуру повітря в камері.

Задаємося величиною підохолодження повітря в повітроохолоджувачі

$$\Delta t_{\Pi} = 2^{\circ} \text{C}.$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71

Визначаємо температуру повітря на виході апарату:

$$t_2 = t_{\text{вих.п}} = t_k - \Delta t_{\text{п}}^{\circ}\text{C}. \quad (7.6)$$

$$t_2 = -30 - 2 = -32^{\circ}\text{C}.$$

Визначаємо середню температуру повітря:

$$t_{\text{сеп.п}} = 0,5 \cdot (t_2 + t_k)^{\circ}\text{C}. \quad (7.7)$$

$$t_{\text{сеп.п}} = 0,5 \cdot (-32 + -30) = -31^{\circ}\text{C}.$$

Приймаємо температуру кипіння робочого тіла:

$$t_0 = -40^{\circ}\text{C}.$$

Визначуваний температурний натиск:

$$\theta = t_{\text{сеп.п}} - t_0^{\circ}\text{C}. \quad (7.8)$$

$$\theta = -31 + 40 = 9^{\circ}\text{C}.$$

Вибираю теплофізичні властивості вологого повітря при визначальній температурі $t_{\text{сеп.п}} = -31^{\circ}\text{C}$:

$\nu_{\text{п}} = 11,22 \cdot 10^{-6}, \text{м}^2 / \text{с}$ - коефіцієнт кінематичної в'язкості;

$\lambda_{\text{п}} = 2,206 \cdot 10^{-2}, \text{Вт} / (\text{м} \cdot \text{К})$ - коефіцієнт теплопровідності;

$\text{Pr}_{\text{п}} = 0,74$ - число Прандтля;

$\rho_{\text{п}} = 1,395, \text{кг} / \text{м}^3$ - щільність;

$C_{\text{п}} = 1,009, \text{кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$ - питома теплоємність сухого повітря.

.

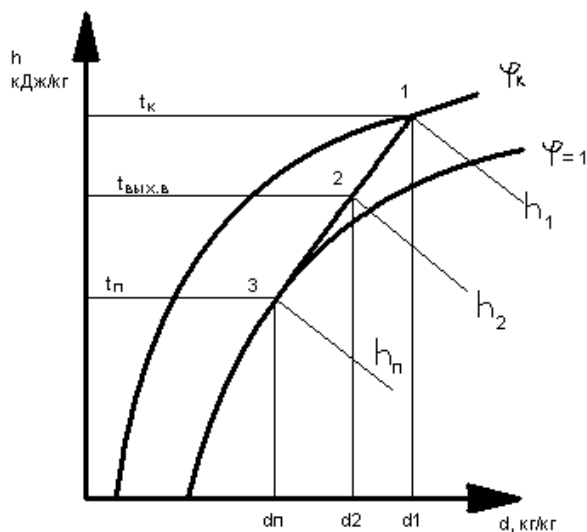


Рисунок 8.2 - Процес зміни стану повітря в повітроохолоджувачі
в наступній послідовності: $1 \rightarrow \Pi \rightarrow 2$ (см. рис)

Для цього задаємося середньою температурою поверхні повітроохолоджувача (інею) t_{Π} з умови, що $t_0 < t_{\Pi} < t_k$, використовуючи приблизне співвідношення:

$$t_{\Pi} = t_k - (0,1 \div 0,8) \cdot \theta, ^\circ \text{C}. \quad (7.9)$$

$$t_{\Pi} = -30 - 0,4 \cdot 9 = -33,6^\circ \text{C}$$

По діаграмі $h - d$, з допомогою розрахункових залежностей, приведених нижче, визначаємо параметри повітря (h, d, t).

Таблиця 7.3 - Параметри повітря

№ точки	$t, ^\circ \text{C}$	$d \cdot 10^{-3}, \text{кг} / \text{кг}$	$h, \text{кДж} / \text{кг}$	$\phi, \%$
1	-30	0,21	-29,65	90
2	-32	0,12	-31,92	95
3(Π)	-34,4	0,1	-34,4	100

Грунтуючись на принципі подібності трикутників (см.мал), можна записати:

$$\frac{d_1 - d''_{\Pi}}{t_1 - t_{\Pi}} = \frac{d_1 - d_2}{t_1 - t_2} \quad (7.10)$$

Звідси невідоме значення вологовмісту повітря на виході з апарату буде рівне:

$$d_2 = d_1 - \left(\frac{(t_1 - t_2) \cdot (d_1 - d''_{\Pi})}{t_1 - t_{\Pi}} \right), \text{кг/кг}; \quad (7.11)$$

$$d_2 = 0,21^{-3} - \left(\frac{(-30 + 32) \cdot (0,21 \cdot 10^{-3} - 0,1 \cdot 10^{-3})}{-30 + 33,6} \right) = 0,094 \cdot 10^{-3}, \text{кг/кг};$$

Відносна вологість повітря, на виході з апарату буде рівна:

$$\varphi_2 = \frac{d_2}{d''_2} \quad (7.12)$$

де d''_{Π} и d''_2 - відповідно, вологовміст насиченого повітря при t_{Π} и t_2 .

$$\varphi_2 = \frac{0,094}{0,1} = 0,94$$

Ентальпію повітря в точках 1,2 і 3 при негативних значеннях температури поверхні апарату (інею) знаходимо за залежностями

$$h_1 = 1,0078 \cdot t_1 + (2835 + 2,09 \cdot t_1) \cdot d_1 \quad (7.13)$$

$$h_1 = 1,0078 \cdot (-30) + (2835 + 2,09 \cdot -18) \cdot 0,8 \cdot 10^{-3} = -29,65, \text{кДж / кг};$$

$$h_2 = 1,0078 \cdot (-32) + (2835 + 2,09 \cdot (-32)) \cdot 0,12 \cdot 10^{-3} = -31,92, \text{кДж / кг};$$

$$h_3 = 1,0078 \cdot (-34,4) + (2835 + 2,09 \cdot (-34,4)) \cdot 0,1 \cdot 10^{-3} = -34,4, \text{кДж / кг};$$

Переходимо до розрахунку геометричних характеристик тепло-
передаючого елементу.

Геометричні характеристики поверхні ребристого елементу вільного від
інею:

Площа зовнішньої поверхні ребра:

$$F_p = 0,5 \cdot \pi \cdot (D^2 - d_3^2) + \pi \cdot D \cdot \delta_{BP}, \text{м}^2; \quad (7.14)$$

$$F_p = 0,5 \cdot 3,14 \cdot ((0,076)^2 - (0,028)^2) + 3,14 \cdot 0,076 \cdot 0,0008 = 8,03 \cdot 10^{-3}, \text{м}^2;$$

Площа зовнішньої поверхні труби між двома суміжними ребрами:

$$F_T = \pi \cdot d_3 \cdot (u - \delta_{OP}), \text{м}^2. \quad (7.15)$$

$$F_T = 3,14 \cdot 0,028 \cdot (0,012 - 0,0012) = 9,5 \cdot 10^{-4}, \text{м}^2$$

Площа внутрішньої поверхні труби ребристого елементу:

$$F_B = \pi \cdot d_B \cdot u, \text{м}^2 \quad (7.16)$$

$$F_B = 3,14 \cdot 0,02 \cdot 0,012 = 7,5 \cdot 10^{-4}, \text{м}^2$$

Площа зовнішньої поверхні труби ребристого елементу:

$$F_3 = F_p + F_T, \text{м}^2 \quad (7.17)$$

$$F_3 = 8,03 \cdot 10^{-3} + 9,5 \cdot 10^{-4} = 8,98 \cdot 10^{-3}, \text{м}^2$$

Коефіцієнт β і міра обребрення теплообмінної поверхні ϕ :

$$\beta = \frac{F_H}{F_B} \quad (7.18)$$

$$\beta = \frac{F_H}{F_B} = \frac{8,98 \cdot 10^{-3}}{7,5 \cdot 10^{-4}} = 12$$

$$\varphi = \frac{F_H}{\pi \cdot d_3 \cdot u} \quad (7.19)$$

$$\varphi = \frac{8,98 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,028 \cdot 0,012} = 8,5$$

Геометричні характеристики поверхні інею, що осів на ребристому елементі при товщині шаруючи $\delta_{IH} = 0,002, \text{м};$.

Площа зовнішньої поверхні інею на ребрі рівна:

$$F_{PI} = 0,5 \cdot \pi \cdot ((D + 2 \cdot \delta_{IH})^2 - (d_3 + 2 \cdot \delta_{IH})^2) + \pi \cdot (D + 2 \cdot \delta_{IH}) \cdot (\delta_p + 2 \cdot \delta_{IH}), \text{м}^2. \quad (7.20)$$

$$F_{PI} = 0,5 \cdot 3,14 \cdot ((0,076 + 2 \cdot 0,003)^2 - (0,028 + 2 \cdot 0,003)^2) + 3,14 \cdot (0,076 + 2 \cdot 0,003) \cdot (0,0008 + 2 \cdot 0,003) = 1,05 \cdot 10^{-2}, \text{м}^2.$$

Зовнішня поверхня інею на трубі між двома суміжними ребрами має площу:

$$F_{TI} = \pi \cdot (d_3 + 2 \cdot \delta_{IH}) \cdot (u - (\delta_{OP} + 2 \cdot \delta_{IH})), \text{м}^2. \quad (7.21)$$

$$F_{TI} = 3,14 \cdot (0,028 + 2 \cdot 0,002) \cdot (0,012 - (0,0012 + 2 \cdot 0,002)) = 5,1 \cdot 10^{-4}, \text{м}^2.$$

Повна площа зовнішньої поверхні інею на ребристому елементі рівна:

$$F_{3I} = F_{PI} + F_{TI}, \text{м}^2; \quad (7.22)$$

$$F_{3I} = 0,0105 + 0,00051 = 1,1 \cdot 10^{-2}, \text{м}^2;$$

Коефіцієнт оребрення поверхні β^I , покритої інесом, рівний:

$$\beta^I = F_{3I} / F_B; \quad (7.23)$$

$$\beta^I = 1,1 \cdot 10^{-2} / 7,5 \cdot 10^{-4} = 14,7$$

Мінімальний живий перетин одного ребристого елемента, покритого шаром інею прийнятої величини, рівний:

$$f_{\text{ж}} = \pi \cdot (S_1 - d_3 - 2 \cdot \delta_1) - 2 \cdot h \cdot (\delta_{\text{сеп.р}} + 2 \cdot \delta_1), \text{м}^2. \quad (7.24)$$

$$f_{\text{ж}} = 0,012 \cdot (0,082 - 0,028 - 2 \cdot 0,003) - 2 \cdot 0,024 \cdot (0,001 + 2 \cdot 0,003) = \\ = 2,9 \cdot 10^{-4}, \text{м}^2.$$

Задаємося швидкістю повітря в живому перетині повітроохолоджувача

$$\omega_{\Pi} = 4, \text{м} / \text{с}.$$

Визначуваний режим руху повітря - число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{\omega_{\Pi} \cdot d_3}{\nu_{\Pi}} \quad (7.25)$$

$$\text{Re} = \frac{4 \cdot 0,028}{11,22 \cdot 10^{-6}} = 9983$$

Число Нуссельта для труб, виготовлених методом литва під тиском :

$$\text{Nu} = (1 - n) \cdot C_z \cdot C_s \cdot \varphi^{-0.5} \cdot \text{Re}^n \quad (7.26)$$

$$\text{Nu} = (1 - 0,7) \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot (8,5)^{-0.5} \cdot 9983^{0.7} = 61,6$$

де C_s - коефіцієнт форми пучка;

$$C_s = \frac{S_1 - d_3}{S_2 - d_3} \quad (7.27)$$

$$C_s = \frac{0,082 - 0,028}{0,082 - 0,028} = 1$$

$C_z = 0.95$ - коефіцієнт, що враховує кількість рядів в пучку уздовж потоку повітря;

$$n = 0,61 \cdot \varphi^{0.08} \quad (7.28)$$

$$n = 0,61 \cdot (8,5)^{0.08} = 0,7$$

$$m = S_2 + \varphi^{-0.48} \quad (7.29)$$

$$m = 0,085 + (8,5)^{-0.48} = 0,03$$

Конвективний коефіцієнт тепловіддачі на стороні повітря рівний:

$$\alpha_K = \frac{Nu \cdot \lambda_{\Pi, BT}}{d_3} / (m^2 \cdot K); \quad (7.30)$$

де d_3 - визначальний розмір, м.

$$\alpha_K = \frac{61,6 \cdot 2,208 \cdot 10^{-2}}{0,028} = 51, BT / (m^2 \cdot K);$$

Коефіцієнт вологовиділення за цих умов рівний:

$$\xi = 1 + \frac{(d_K'' \cdot \varphi_K - d_{\Pi}'') \cdot (r - h_{\Pi})}{C_B' \cdot (t_K - t_{\Pi})} \quad (7.31)$$

де $r = 2835$, кДж/кг - питома теплота фазового переходу при $t_{\Pi} < 0^\circ C$;

d_{Π}'' - вологовміст вологого повітря в пограничному шарі в поверхні інею

при $t_{\Pi} = -34,4^\circ C$ і відотною вологістю $\varphi = 1$;

$$d_{\Pi}'' = 0,1 \cdot 10^{-3}, \text{ кг / кг}$$

h_{Π} - ентальпія інею;

$$h_{\Pi} = 2,09 \cdot t_{\Pi} = 2,09 \cdot (-33,6) = -70,2 \quad (7.32)$$

C_B' - питома теплоємність вологого повітря;

$$C_B' = 1,009 + 1,87 \cdot d_m \quad (7.33)$$

$$C_B' = 1,009 + 1,87 \cdot (-17) \cdot 10^{-3} = 0,98, \text{ кДж / (кгК)}$$

d_m - вологовміст повітря при визначальній температурі.

$$d_m = 0,5 \cdot (d_K + d_2), \text{ кг / кг} \quad (7.34)$$

$$d_m = 0,5 \cdot (-16 - 18) \cdot 10^{-3} = -17 \cdot 10^{-3}, \text{ кг / кг}$$

$$\xi = 1 + \frac{(1 \cdot 10^{-3} \cdot 0,9 - 0,6 \cdot 10^{-3}) \cdot (2835 + 46,8)}{0,98 \cdot (-18 - (-22,4))} = 1,2$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі від повітря до зовнішньої поверхні теплопередачого елементу з урахуванням термічного опору шару інею знайдемо як:

$$\alpha_{\text{ип}} = \left(\frac{1}{\alpha_{\text{к}} \cdot \xi} + \frac{\delta_{\text{ин}}}{\lambda_{\text{ин}}} \right)^{-1}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (7.35)$$

де , $\lambda_{\text{ин}} = 0,2, \text{Вт} / (\text{м} \cdot \text{К})$ - коефіцієнт теплопровідності інею.

$$\alpha_{\text{ип}} = \left(\frac{1}{51 \cdot 1,2} + \frac{0,003}{0,2} \right)^{-1} = 30,1, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Коефіцієнт ефективності ребра знайдемо як:

$$E = \frac{\text{th}(mh)}{mh} \quad (7.36)$$

$$\text{де } mh' = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{\text{ип}}}{\delta_{\text{сеп.р}} \cdot \lambda_{\text{р}}}} \cdot h' \quad (7.37)$$

$$mh' = \sqrt{\frac{2 \cdot 30,1}{0,001 \cdot 180}} \cdot 0,032 = 0,59$$

$$E = \frac{\text{th}(0,61)}{0,61} = 0,88$$

$\lambda_{\text{р}} = 180, \text{Вт} / (\text{м} \cdot \text{К})$ - коефіцієнт теплопровідності матеріалу ребра

h' – умовна висота ребра.

$$h' = h \cdot \left(1 + 0,805 \cdot \log \left(\frac{D}{d_{\text{н}}} \right) \right) \quad (7.38)$$

$$h' = 0,026 \cdot \left(1 + 0,805 \cdot \log \left(\frac{0,076}{0,028} \right) \right) = 0,032, \text{ м}$$

$$E = \frac{\text{th}(0,61)}{0,61} = 0,88 \quad (7.39)$$

Умовний коефіцієнт тепловіддачі, віднесений до зовнішньої поверхні ребристого елементу

$$\alpha_{\text{пр.3}} = \alpha_{\text{пр}} \cdot (F_p \cdot E \cdot \psi \cdot C_K + F_{\text{тр}}) / F_3, \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (7.40)$$

де ψ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність тепловіддачі по висоті ребра;

$$\psi = 1 - 0,058 \cdot m h'$$

$$\psi = 1 - 0,058 \cdot 0,61 = 0,97 \quad (7.41)$$

C_K – коефіцієнт враховує контактний термічний опір між трубою і ребром. Для біметалічної литої поверхні він рівний $C_K = 1$.

$$\alpha_{\text{пр.3}} = 30,1 \cdot (8,03 \cdot 10^{-3} \cdot 0,88 \cdot 0,97 \cdot 1 + 9,5 \cdot 10^{-4}) / 8,98 \cdot 10^{-3} = 26,2, \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Коефіцієнт тепловіддачі при кипінні фреону в трубах апарату

$$\alpha_O = (103,2 + 0,19 \cdot t_O) \cdot q_B^{0,25}, \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (7.42)$$

де q_B – щільність теплового потоку, віднесеного до внутрішньої поверхні труби

$$q_B = \alpha_K \cdot \xi \cdot (t_{\text{сеп.В}} - t_{\text{п}}) \cdot \beta^I, \text{ Вт} / \text{м}^2 \quad (7.43)$$

$$q_B = 51 \cdot 1,2 \cdot (-19 - (-33,6)) \cdot 14,7 = 11744, \text{ Вт} / \text{м}^2$$

$$\alpha_O = (103,2 + 0,19 \cdot (-40)) \cdot 2735^{0,25} = 995,2, \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні інею, рівний:

$$K_3^I = \left(\frac{1}{\alpha_{\text{пр.3}}} + \frac{\varphi \cdot \delta_T}{\lambda_T} + \frac{\beta_I}{\alpha_O} \right)^{-1}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (7.44)$$

$$K_3^I = \left(\frac{1}{26,2} + \frac{8,5 \cdot 0,0025}{45} + \frac{14,7}{995,2} \right)^{-1} = 18,6, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Коефіцієнт віднесений до зовнішньої «сухої» поверхні інею, рівний:

$$K_3 = K_3^I \cdot \frac{\beta}{\beta_I}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (7.45)$$

$$K_3 = 18,6 \cdot \frac{12}{14,7} = 15,18, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Перевіряємо значення раніше прийнятої температури поверхні інею.

Розрахункова різниця температур повітря і поверхні інею рівна:

$$\Delta t_p = \frac{q_3}{\alpha_K \cdot \xi} \quad (7.46)$$

де q_3 - щільність теплового потоку, віднесеного до зовнішньої поверхні інею, рівна:

$$q_3 = K_3^I \cdot (t_{\text{сеп.п}} - t_O), \text{Вт}/\text{м}^2; \quad (7.47)$$

$$q_3 = 18,6 \cdot (-31 - (-40)) = 167,4, \text{Вт}/\text{м}^2$$

$$\Delta t_p = \frac{167,4}{51 \cdot 1,2} = 2,75^\circ \text{C}$$

Відносна погрішність прийнятої і розрахункової різниці температур рівна:

$$\delta = \left| \frac{\Delta t_p - \Delta t}{\Delta t_p} \right| \cdot 100\%$$

де Δt – прийнята різниця температур повітря і поверхні інєю.

$$\Delta t = t_{\text{сеп.п}} - t_{\text{п}}, ^\circ \text{C}$$

$$\Delta t = -31 - (-33,6) = 2,6^\circ \text{C}$$

$$\delta = \left| \frac{2,75 - 2,6}{2,75} \right| \cdot 100\% = 5,4\% < 7\%,$$

Знаходимо площу зовнішньої поверхні повітроохолоджувача

$$F = \frac{Q_0}{K} \cdot (t_k - t_0) (7.48)$$

де Q_0 – теплоприплив в камеру шокової заморозки №2

$$Q_0^{\text{КАМ.№2}} = 24,17 \text{ кВт}$$

$$F_{k2} = \frac{24170}{15.18} \cdot (-30 + 40) = 159,22 \text{ м}^2.$$

Обираємо 3 повітроохолоджувача для камери №2 Alfa Laval 403В, характеристики занесено до таблиці.

Таблиця 8.4 Характеристики повітроохолоджувача

Площа поверхні, м ²	54
Тепловий потік при $\Delta t = 10^\circ \text{C}$, Вт	8.2
Крок ребер, мм	7
Вентилятори :	
-кількість	2
-діаметр, мм	400
-частота обертання, об/с	23.8
-потужність, кВт	7.3
-витрата повітря, м ³ /с	1.84
Потужність електронагрівачів, кВт	9.4

8. РОЗРАХУНОК МАГІСТРАЛЬНИХ ТРУБОПРОВОДІВ

Об'ємна витрата агента:

$$V_a = \frac{M_a}{\rho}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (8.1)$$

де ρ – щільність агента за відповідних умов, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Діаметр трубопроводу, що розраховується:

$$d = 1.13 \cdot (V_a / w)^{0.5}, \text{ м}, \quad (8.2)$$

де w – орієнтовна швидкість агента, що приймається виходячи з умов роботи трубопроводу $\text{м}/\text{с}$.

8.1 Розрахунок трубопроводів для компресорів камери зберігання яловичини

Нагнітальний трубопровід для одного компресора:

При $t_2 = 50^\circ\text{C}$ и $P_k = 12$ бар – щільність агента $\rho_2 = 1.7 \text{ кг}/\text{м}^3$.

$$V_a = \frac{0.18}{1.7} = 0.1 \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$d_H = 1.13 \cdot (0.1/14)^{0.5} = 0.09 \text{ м}.$$

Приймаємо на нагнітанні мідну трубу 92×1.5 .

Всмоктуючий трубопровід для одного компресора:

При $t_1 = -40^\circ\text{C}$ и $P_0 = 1$ бар визначаємо щільність агента $\rho_1 = 2,13 \text{ кг}/\text{м}^3$.

$$V_a = 0.18 / 2,13 = 0.08 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$d_H = 1.13 \cdot (0.08/12)^{0.5} = 0.092 \text{ м}.$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		83

Приймаємо на всмоктуванні мідну трубу 92×2.

Трубопровід на сливі від конденсаторів до ресивера:

При $t_3=50\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $P_k=12$ бар визначаємо щільність агента $\rho_3=476,9\text{ кг/м}^3$.

$$V_a=0,18\cdot 3/476,9=0.0015\text{ м}^3/\text{с}$$

$$d_H=1.13\cdot(0.0015/1)^{0.5}=0.044\text{ м.}$$

Приймаємо на рідинному зливі мідну трубу 45×2.5.

8.2 Розрахунок трубопроводів для компресорів камери заморозки

Нагнітальний трубопровід для одного компресора:

При $t_2=50\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $P_k=12$ бар – щільність агента $\rho_2=1.7\text{ кг/м}^3$.

$$V_a=\frac{0.18}{1.7}=0.07\text{ м}^3/\text{с.}$$

$$d_H=1.13\cdot(0.1/14)^{0.5}=0.07\text{ м.}$$

Приймаємо на нагнітанні мідну трубу 70×1.5.

Всмоктуючий трубопровід для одного компресора:

При $t_1=-40^{\circ}\text{C}$ и $P_0=1$ бар визначаємо щільність агента $\rho_1=2,13\text{ кг/м}^3$.

$$V_a=0.18/2,13=0.05\text{ м}^3/\text{с}$$

$$d_H=1.13\cdot(0.05/12)^{0.5}=0.072\text{ м.}$$

Приймаємо на всмоктуванні мідну трубу 76×2.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		84

Трубопровід на сливі від конденсаторів до ресивера:

При $t_3=50\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $P_k=12$ бар визначаємо щільність агента $\rho_3=476,9\text{ кг/м}^3$.

$$V_a=0,18\cdot 3/476,9=0.0015\text{ м}^3/\text{с}$$

$$d_n=1.13\cdot(0.0015/1)^{0.5}=0.044\text{ м.}$$

Приймаємо на рідинному зливі мідну трубу 45×2.5 .

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
						85
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

9. ПІДБІР КОМПРЕСОРІВ ТА ДОПОМІЖНОГО УСТАТКУВАННЯ

9.1 Підбір компресорів, конденсаторів та повітроохолоджувачів

Підбір компресорів здійснимо по потрібній холодовидатності для камери зберігання яловичини $Q_0=43.87$ кВт з параметрами роботи, представленими в розрахунку. Обираємо три поршневі компресори Bitzer 6FER-50P з холодопродуктивністю за даних умов $Q_0 = 21.3$ кВт і споживаною електричною потужністю $N_e = 36$ кВт. Для камери шоквої заморозки обираємо два поршневі компресори Bitzer 6GER-40P з холодопродуктивністю за даних умов $Q_0 = 17.74$ кВт і споживаною електричною потужністю $N_e = 25$ кВт.

Для відведення теплоти конденсації в даній холодильній системі використовуємо повітряний конденсатор. Розрахункове теплове навантаження було визначено з теплового розрахунку:

$$Q_k = 258 \text{ кВт}$$

Обираємо повітряний конденсатор фірми Alfa-Laval марки Solar MAX SX 914 Потужністю 272 кВт, при розрахунковій температурі конденсації 45°C .

В камері зберігання вантажу для забезпечення температурного режиму і рівномірного температурного поля буде встановлено 4 підвісних стельових повітроохолоджувача з розрахунковою холодопродуктивністю $Q_0^{\text{КАМ.}\text{№}1} = 43.87$, кВт. Приймаємо повітроохолоджувачі марки Alfa Laval Alfa Laval 352В холодопродуктивністю $Q_0 = 11.5$, кВт.

В камері шоквої заморозки буде встановлено 3 підвісних стельових повітроохолоджувача з розрахунковою холодопродуктивністю $Q_0^{\text{КАМ.}\text{№}2} = 24,17$ кВт. Приймаємо повітроохолоджувачі марки Alfa Laval Alfa Laval 403В холодопродуктивністю $Q_0 = 13.1$, кВт.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		86

9.2 Підбір допоміжного устаткування

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

Лінійний ресівер для даної холодильної системи підбирається з розрахунку, що його об'єм складає не менше 60% об'єму повітроохолоджувачів. При цьому робоче заповнення ресивера складає 50%. Загальний внутрішній об'єм повітроохолоджувачів можна визначувати виходячи з їх конструктивних характеристик і числа повітроохолоджувачів:

$$V_{\text{вип}} = 24 \cdot 0,25 \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot L \quad (9.1)$$

$$V_{\text{вип}} = 24 \cdot 0,25 \cdot 3,14 \cdot 0,02^2 \cdot 97,2 = 0,74$$

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

Місткість лінійного ресивера можна визначити як:

$$V_{\text{л}} = (0,6 \cdot V_{\text{исп}} / 0,5) \cdot 1,2 = (0,6 \cdot 0,74 / 0,5) \cdot 1,2 = 1,06 \text{ м}^3 \quad (9.2)$$

Як лінійні ресівери використовують горизонтальні або вертикальні циліндрові судини. По місткості підбираємо ресівер 1.5PB, який може використовуватися при робочому тиску до 1.8 мПа та в діапазоні температур від -15 до +47°C.

Віддільники рідини включають в систему для захисту компресора від попадання в нього рідкого хладагенту. Віддільник повинен бути забезпеченим автоматичними приладами, що вимикають компресор при небезпечній зміні рівня в судині. В системах безпосереднього кипіння при регулюванні заповнення приладів охолодження по перегріву пари при нормальній експлуатації, в судині не повинно бути рідини.

Рідина відділяється від пари внаслідок різкої зміни швидкості і напряму руху холодильного агента. Швидкість в судині не повинна перевищувати 0,5 м/с. Підбираємо віддільник марки Alco A25-613.

Масловіддільники призначені для відділення масла, що виходить з компресорів разом з холодильним агентом. Підбір масловіддільників проводиться по діаметру нагнітального патрубку компресора. Обираємо масловіддільники циклонного типу МО.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		87

Після виконання теплового розрахунку в програмному середовищі Coolselector2 здійснюється підбір основного холодильного обладнання:

- компресорних агрегатів;
- газоохолоджувачів;
- повітроохолоджувачів;
- ресиверів;
- електронних розширювальних вентилів;
- запірно-регулюючої арматури;
- елементів автоматизації.

Підбір обладнання виконується за такими критеріями:

- забезпечення необхідної холодопродуктивності;
- енергоефективність;
- надійність роботи;
- відповідність робочим параметрам CO₂-систем;
- можливість автоматичного регулювання продуктивності;
- відповідність сучасним екологічним вимогам.

9.3 Підбір обладнання для CO₂-системи

На основі виконаного термодинамічного розрахунку транскритичної CO₂-холодильної системи (R744) визначено основні енергетичні та масово-об'ємні параметри роботи установки. Загальний коефіцієнт енергоефективності системи становить:

- **COP = 1,36 W/W**

Отримане значення COP відповідає типовим режимам роботи бустерних CO₂-систем з паралельним стисненням та свідчить про коректність прийнятих початкових умов розрахунку.

Холодильне навантаження системи

Сумарні холодопродуктивності за контурами розподіляються наступним чином:

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
						88
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Низькотемпературний (LT) випарник: $Q_{0,LT} = 80 \text{ kW}$
- Середньотемпературний (MT) випарник: $Q_{0,MT} = 80 \text{ kW}$
- Контур кондиціювання (AC): $Q_{0,AC} = 15 \text{ kW}$

Загальне холодинське навантаження системи становить:

- $Q_{0,\Sigma} = 175 \text{ kW}$

Робота газоохолоджувача та теплообмінних процесів

Для забезпечення роботи транскритичного циклу CO_2 розрахована продуктивність газоохолоджувача становить:

- $Q_{gc} = 183,9 \text{ kW}$

Додатково враховано ефекти внутрішнього теплообміну:

- переохолодження після газоохолоджувача: **25,62 kW**
- переохолодження після ресивера: **4,447 kW**
- додатковий перегрів після LT-випарника: **0 kW**

Отримані значення свідчать про наявність ефективного внутрішнього теплообміну та стабільну роботу системи в транскритичному режимі.

Підбір компресорного обладнання

На основі розрахованих потужностей та масових витрат холодоагенту виконано підбір компресорного блоку для CO_2 -системи.

9.3.1. Низькотемпературний контур (LT)

- Холодопродуктивність: **80 kW**
- Потужність компресора: **5,845 kW**
- Об'ємна витрата на всмоктуванні: **26,81 m³/h**
- Масова витрата: **621,2 kg/h**
- Теплові втрати: **0,175 kW**

9.3.2. Середньотемпературний контур (MT)

- Холодопродуктивність: **80 kW**
- Потужність компресора: **56,26 kW**
- Об'ємна витрата: **36,94 m³/h**
- Масова витрата: **1416 kg/h**
- Теплові втрати: **1,688 kW**

9.3.3 Контур паралельного стиснення (ІТ)

- Потужність компресора: **29,64 kW**
- Об'ємна витрата: **13,88 m³/h**
- Масова витрата: **988 kg/h**
- Теплові втрати: **0,889 kW**

Загальний енергетичний баланс системи

Енергетичний баланс системи підтверджує коректність розрахунків:

- Вхід енергії: **216,8 kW**
- Вихід енергії: **216,8 kW**
- Різниця: **0 kW**

Масові витрати холодоагенту по системі:

- LT випарник: **621,2 kg/h**
- MT випарник: **794,6 kg/h**
- MT компресор: **1416 kg/h**
- Паралельний компресор: **988 kg/h**
- Газоохолоджувач: **2404 kg/h**

Таблиця 9.1 Підбір компресорних агрегатів.

Система	Виробник	Серія	Модель	К-сть	Потужність, kW	Примітка
LT контур	Danfoss BOCK	HGX CO ₂ LT	HGX34e CO ₂ LT	1	5,845	Низькотемпературний випарник
MT контур	Danfoss BOCK	HGX CO ₂ T	HGX24 / HGX34 CO ₂ T	2–3	56,26	Середньотемпературне охолодження
Parallel (ІТ)	Danfoss BOCK	HGX CO ₂ T	HGX24 CO ₂ T	1	29,64	Паралельне стиснення
Загальна система	—	CO ₂ R744	Booster transcritical	—	91,745 kW	Сумарна потужність

Обрані компресори Danfoss BOCK серії HGX CO₂ забезпечують реалізацію транскритичної бустерної схеми з паралельним стисненням, що відповідає сучасним вимогам до енергоефективності CO₂-холодильних систем.

Використання:

LT компресора HGX CO₂ LT дозволяє ефективно працювати при низьких температурах кипіння;

MT компресорів HGX CO₂ T забезпечує основне холодильне навантаження;

паралельного компресора дозволяє підвищити COP системи за рахунок оптимізації роботи ресивера середнього тиску.

Загальна конфігурація є сучасною промисловою CO₂-архітектурою, рекомендованою для розподільчих холодильників середньої та великої місткості. Отримані результати теплового розрахунку та підбору обладнання зводяться у відповідні таблиці, які містять:

- параметри роботи системи;
- характеристики компресорного обладнання;
- теплові навантаження;
- параметри холодильного циклу;
- енергетичні показники установки.

10. ОХОРОНА ПРАЦІ

Техніка безпеки при експлуатації холодильного обладнання

10.1 Загальні положення щодо безпечної експлуатації холодильних установок

Холодильні установки призначені для підтримання визначеної температури у холодильних камерах. У зв'язку з наявністю у холодильних установках холодоагенту – пропану, що знаходиться під значним тиском і має небезпечні властивості, експлуатація вимагає суворого дотримування техніки безпеки і технічних умов. При розгерметизації холодильної установки в навколишнє середовище може виділитись одночасно велика маса холодоагенту і мастила, що являє собою реальну небезпеку для людей та навколишнього природного середовища. Конструкція апаратів (посудин) кожної холодильної установки, їх експлуатація і технічне опосвідчення підприємством-власником (обслуговуючою організацією) повинні відповідати вимогам Правил будови і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском.

Адміністрація підприємства зобов'язана забезпечити холодильні установки необхідним штатом обслуговуючого персоналу або укласти договір зі спеціальною організацією на комплексне технічне обслуговування автоматизованих холодильних установок. До обслуговування холодильних установок допускаються особи не молодші 18 років, що пройшли медичне опосвідчення і мають свідоцтво про закінчення спеціального навчального закладу або курсів: з експлуатації холодильних установок – для машиністів, з автоматизації холодильних установок – для слюсарів, з експлуатації та автоматизації холодильних установок – для електромеханіків. Машиніст і електромеханік допускаються до самостійного обслуговування холодильних установок тільки після проходження стажування протягом 1 місяця і відповідної перевірки знань. Допуск їх до стажування і самостійної роботи здійснюється розпорядженням по підприємству.

Не рідше одного разу на рік комісія підприємства перевіряє знання

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		92

обслуговуючим персоналом правил технічного обслуговування холодильної установки, техніки безпеки, інструкцій з експлуатації обладнання та охорони праці, а також наявність навичок надання долікарської допомоги у разі нещасних випадків. Результати такої перевірки реєструються у журналі та в посвідченнях обслуговуючого персоналу. Персонал, що працює у виробничих приміщеннях, у яких встановлено технологічне обладнання з безпосереднім кипінням пропану, повинен проходити інструктаж з охорони праці, пов'язаної із застосуванням пропанової системи безпосереднього охолодження. На кожному підприємстві або у об'єднанні підприємств, де використовуються установки, наказом призначаються з числа інженерно-технічних працівників відповідальні особи за справний стан, правильну і безпечну дію апаратів (посудин), трубопроводів і пристроїв холодильної установки і з нагляду за технічним станом і безпечною експлуатацією холодильної установки. Перевірка знань з питань охорони праці у керівників та інженерно-технічних працівників, пов'язаних з експлуатацією холодильних установок, здійснюється перед призначенням їх на посаду і періодично не рідше одного разу на три роки. На кожному підприємстві для обслуговуючого персоналу повинні бути розроблені інструкції з експлуатації обладнання, що входить до складу холодильної установки, а також інструкції з охорони праці при експлуатації цього устаткування, апаратів і пристроїв. Апарати (посудини) холодильних установок підлягають технічному опосвідченню перед пуском у роботу, періодично у процесі експлуатації і, при необхідності, достроково. Технічне опосвідчення апарата (посудини) полягає у попередньому зовнішньому і внутрішньому (у доступних місцях) огляді його, а також випробуванні тиском на міцність і щільність. Випробування апаратів (посудин) може бути гідравлічним або пневматичним. Гідравлічне випробування апаратів хладонових установок здійснюється тиском мастила. Заборонено використовувати для цієї мети воду. Пневматичне випробування апаратів пропанових холодильних установок здійснюється тиском повітря, що створюється спеціальним компресором, а апаратів хладонових холодильних

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		93

установок - тиском інертного газу (азоту, діоксиду вуглецю) або повітря з точкою роси не більше - 40°C. У деяких випадках при технічному опосвідченні апарата перед пуском у роботу дозволяється не здійснювати випробування його надмірним тиском. Так, у холодильних агрегатах, що доставляються на місце монтажу повністю заповненими пропаном і маслом, апарати піддаються тільки зовнішньому огляду і перевірці на наявність у них холодоагенту. Випробовують їх на щільність разом із системою змонтованих трубопроводів. Якщо монтаж апарата здійснювався із застосуванням зварювання або паяння елементів, працюючих під тиском, то випробування його перед пуском у роботу є обов'язковим. У процесі експлуатації холодильних установок здійснюються періодичний огляд апаратів (посудин) у робочому стані згідно з інструкцією щодо експлуатації, а також їх технічне опосвідчення. При технічному опосвідченні апаратів їх піддають зовнішньому та (у доступних місцях) внутрішньому огляду не рідше одного разу на 2 роки і випробуванню надмірним тиском не рідше одного разу на 8 років. У пропанових холодильних установках апарати, не доступні для внутрішнього огляду, піддаються пневматичним випробуванням на міцність і щільність не рідше одного разу на 2 роки. Дostroкове технічне опосвідчення апаратів (посудин) холодильних установок проводиться після реконструкції та ремонту із застосуванням зварювання і паяння частин, працюючих під тиском, а також у випадках, коли вони не працювали у незаконсервованому вигляді більше одного року, або демонтажу і установки на новому місці.

Результати технічного опосвідчення апарата (посудини), дозвіл на пуск його у роботу з вказівкою строку наступного огляду і випробування записуються у книгу обліку і опосвідчення посудин, а також у паспорт апарата особою, яка проводила дане технічне опосвідчення. Трубопроводи і теплообмінна апаратура з труб піддаються випробуванням на міцність і щільність. Інженерно-технічний працівник, відповідальний за справний стан, правильну і безпечну дію апаратів (посудин), трубопроводів і пристроїв холодної установки, зобов'язаний забезпечувати справний стан апаратів

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		94

(посудин), підготовку їх до технічного опосвідчення, а також обслуговування навченим і атестованим персоналом.

Інженерно-технічний працівник, що здійснює нагляд за технічним станом і безпечною експлуатацією холодильної установки, зобов'язаний оглядати посудини у робочому стані і перевіряти дотримування встановлених режимів при експлуатації, а також проводити їх технічне опосвідчення. Персонал, що обслуговує холодильну установку, повинен суворо виконувати вимоги інструкцій з режиму роботи і безпечного обслуговування апаратів.

Під час роботи холодильної установки контролюють її герметичність, стан запобіжних клапанів, показання контрольно-вимірювальних приладів. При експлуатації холодильних установок необхідно оформляти такі документи: журнал машинного відділення; журнал перевірок запобіжних клапанів і контрольно-вимірювальних приладів; журнал обліку ремонту і обслуговування устаткування; журнал технічного опосвідчення апаратів, працюючих під тиском. Адміністрація підприємства зобов'язана тримати холодильні установки згідно з діючими правилами і забезпечувати безпеку їх обслуговування. Роботи з технічного обслуговування холодильних установок, регулювання та усунення несправностей повинні здійснюватись з дотримуванням вимог вказаних правил, вказівок з експлуатації холодильного устаткування, розроблених заводом-виготовлювачем, а також Правил безпеки при експлуатації електроустановок споживачів. Технічне обслуговування і ремонт пропанових холодильних установок і неагрегатованих хладонових установок здійснюється штатним обслуговуючим персоналом, а агрегатованих холодильних установок заводських поставок, працюючих у автоматичному режимі, - обслуговуючим персоналом спеціалізованої організації.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
						95
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10.2 Техніка безпеки при експлуатації холодильних установок

Як холодоагент у Пропанових холодильних установках використовується пропан, що має небезпечні і шкідливі властивості. Наявність пропану відчувається за запахом або за допомогою галоїдних ламп. Межа допустимої концентрації пропану в повітрі - 2,2—9,5%. У зв'язку з вибухонебезпечністю пропану холодильні установки з цим холодоагентом належать до устаткування підвищеної небезпеки. Пропан при великих концентраціях у атмосферному повітрі викликає у людей задушливість через нестачу кисню. Під дією відкритого вогню і при контакті з гарячими поверхнями може виникнути займання газу та вибух. Для запобігання аваріям у пропанових холодильних установках використовуються арматура, запобіжні клапани, контрольно-вимірювальні прилади і засоби автоматичного захисту. У холодильних установках для спостереження за робочим тиском нагнітання, всмоктування, у системі змазування та у картері використовуються манометри і мановакуумметри.

На нагнітальних магістралях встановлюють зворотні клапани для запобігання зворотньому руху холодоагенту при зупинці компресорів. Компресори холодильних установок мають пружинний запобіжний клапан, що з'єднує порожнини нагнітання і всмоктування при перевищенні допустимої різниці тисків. Посудини, апарати і технологічне устаткування з безпосереднім охолодженням, що містять рідкий холодильний агент, а також деякі компресори оснащені пружинними клапанами, які скидають його пари у атмосферу. У пропанових холодильних установках запобіжні клапани повинні бути відрегульовані на початок відкривання: 1,2 МПа - з боку всмоктування і 1,8 МПа - з боку нагнітання. Замість пружинного запобіжного клапана компресор може мати чавунну запобіжну пластинку, що розривається при різниці тисків не більше 1,6 МПа. Випуск парового пропану у атмосферу через запобіжні клапани здійснюється по трубі, що виводиться на 1 м вище гребеня даху найбільш високої будівлі у

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		96

радіусі 50м, але не менше 6м від рівня території та не менше 3м від майданчиків обслуговування у радіусі 15м. Діаметр відповідної труби має бути не менше діаметра запобіжного клапана. Запобіжні клапани компресорів перевіряють не рідше одного разу на рік, запобіжні клапани на апаратах (посудинах) - не рідше одного разу на шість місяців. Циліндри компресорів пропанових холодильних установок мають кришку безпеки. На нагнітальному і всмоктувальному трубопроводах кожного компресора встановлені гільзи для термометрів, захист яких від механічних пошкоджень забезпечується за допомогою спеціальних кожухів. Холодильні установки обладнані приладами автоматичного захисту, що зупиняють компресори при небезпечних режимах роботи. Захист від підвищеного тиску нагнітання при пуску компресора з закритим запірним вентилем, при недопустимо високому тиску конденсації забезпечується за допомогою реле високого тиску РВТ. Автоматичний контроль рівня холодоагенту у апаратах здійснюється за допомогою реле рівня РР.

Для захисту від припинення подачі води у охолоджуючу рубашку компресора, а в установках з кожухотрубними випарниками - припинення руху розсолу використовується реле потоку РП. Захист від підвищеної температури нагнітання досягається відключенням компресора за допомогою реле температури РТ. Для контролю тиску в системі змащування застосовують реле контролю змащування РРТ (реле різниці тисків мастила). При недопустимо низькому тиску змащування реле відключає компресор. Спрацювання приладів захисту дублюються звуковим сигналом у машинному (апаратному) відділенні. У пропанових холодильних установках перевірка справності захисних реле рівня здійснюється один раз на 10 днів, справності інших приладів захисної автоматики - один раз на місяць. При нецілодобовому обслуговуванні автоматизованих пропанових холодильних установок у приміщеннях машинних (апаратних) і конденсаторних відділень обов'язкова установка індикаторів витоку пропану і сигналізаторів аварійної

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		97

концентрації його у повітрі. Індикатори дають запобіжний сигнал у приміщення, у якому постійно чергує персонал, і вмикають вентиляцію при концентрації пропану у повітрі більше 500мг/м^3 (0,07%). Якщо вміст пропану у повітрі досягає 2%, сигналізатори аварійної концентрації вмикають електроживлення холодильної установки і одночасно вмикають витяжну і аварійну вентиляцію, світлозвукову сигналізацію і сирену, а також табло над входом у машинне (апаратне) відділення, попереджуючи про загазованість приміщення. При цілодобовому обслуговуванні холодильної установки індикатори витоку і сигналізатори аварійної концентрації пари пропану можна не встановлювати у приміщеннях. Протигази марки КД і апарати типу АСВ зберігають у шафах ззовні машинного (апаратного) відділення, поруч з вхідними дверима, протигази КД - у машинному (апаратному) відділенні, біля входу, а також у коридорі (вестибюлі), прилеглому до холодильних камер з безпосереднім охолодженням, і у виробничих цехах, де встановлено технологічне устаткування з безпосереднім охолодженням. У приміщенні, де знаходиться хладонова холодильна установка, необхідно мати фільтруючі протигази, не менше двох пар гумових рукавиць, захисні окуляри і рукавиці, а також аптечку. На випадок аварійного витоку пропану із системи у машинне відділення, зберігають у шафі не менше двох ізолюючих дихальних апаратів типу АСВ або ізолюючих протигазів типу ІІІ.

10.3 Розміщення холодильних установок і вимоги до приміщень для них

Машинні (апаратні) і конденсаторні відділення пропанових холодильних установок є вибухонебезпечними зонами класу А. Це зумовлює особливі вимоги до устаткування приміщень, вибору і розміщенню в них електроустановок. Над машинними, апаратними і конденсаторними відділеннями та холодильними камерами пропанових установок, обладнаними приладами безпосереднього охолодження, а також у прямому сусідстві з ними можна розташовувати тільки приміщення, основним

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		98

технологічним процесом у яких є обробка продуктів і сировини штучним холодом, де весь персонал проінструктований з техніки безпеки на холодильних установках. Над машинним і апаратним відділенням не дозволяється розташовувати приміщення з постійними робочими місцями, а також побутові і адміністративні приміщення. Не допускається влаштовувати під ними підвальні приміщення. Огорожуючі конструкції машинного (апаратного) і конденсаторного відділень мають легкоскидні елементи (вікна, двері та ін.) загальною площею не менше 0,05м² на 1м³ об'єму будівлі. При цьому віконні переплетення мають бути засклені звичайним склом. Машинне відділення влаштовують з двома виходами, один з яких - безпосередньо назовні. При цьому загальна довжина шляху до виходу не повинна перевищувати 30м. У машинному відділенні площею 40м² допускається улаштування одного виходу за умови розміщення холодильної установки біля стіни, протилежної виходу. Апаратне відділення при наявності виходу у машинне відділення повинно мати запасний вихід назовні. Улаштування виходів безпосередньо у виробничі приміщення або у прилеглі до них коридори і сходові клітки забороняється. Двері машинного і апаратних відділень повинні відкриватись назовні.

Висота машинних відділень пропанових холодильних установок для холодильників, що будуються, повинна бути не менше 4,8м (для тих, що реконструюються, - 3,6м), висота апаратних - не менше 3,6м (для тих, що реконструюються, - не менше 3,0м) від підлоги до низу несучих конструкцій покриття. Висота підвіконня від підлоги приймається не більше 1,2м. У машинних і апаратних відділеннях ширина проходів при висоті їх не менше 1,9м приймається: основного - не менше 1,5м, між виступаючими частинами компресорів - не менше 1,0м, між гладкою стіною і компресором (або апаратом) - не менше 0,8м. У холодильних установках типу "контейнер" висота машинного, апаратного відділення від підлоги до перекриття (покриття) повинна бути не менше 3,2м, а від підлоги до низу виступаючих частин комунікацій і устаткування у місцях регулярного проходу і на шляхах

евакуації людей не менше 2м. У цьому випадку ширина основного проходу між виступаючими частинами устаткування приймається не менше 0,8м, а проходу між гладкою стіною і компресором (або апаратом) - не менше 0,6м. Довжина шляху до виходу повинна бути не більше 5м. Для виключення небезпеки спалаху або вибуху пропаноповітряного середовища встановлюють у машинному, апаратному і конденсаторному відділеннях електрообладнання у відповідному виконанні. Аварійний і витяжний вентилятори повинні мати іскробезпечне виконання, а їх електродвигуни - вибухозахисне з будь-яким рівнем вибухозахисту, припливні вентилятори - звичайне, а їх електродвигуни - закрите виконання (при розміщенні їх у вентиляційних камерах і установці на повітроводах зворотних клапанів). Для місцевого освітлення застосовують світильники з рівнем захисту не нижче підвищеної надійності проти вибуху та напругою не більше 12В. Компресори і апарати пропанових установок великої холодопродуктивності розміщують у машинних відділеннях, у яких повинна забезпечуватись висота проходу для людей не менше 2,2м від відмітки підлоги до виступаючих зверху частин устаткування (трубопроводів, арматури та ін.). Приміщення пропанових установок належать до категорії вибухобезпечних. Проте в одному приміщенні з пропановою холодильною установкою не допускається розмішувати пристрої з відкритим вогнем і з температурою поверхонь більше 300°C, а також вибухонебезпечне устаткування. Металеві конструктивні елементи пропанових холодильних установок, охолоджуюче устаткування повинні бути заземлені. Всі частини, що рухаються і обертаються (маховики, вали, муфти, передачі), повинні мати знімні (легкорозбірні) суцільні або сітчасті огорожі. Для забезпечення віробезпеки фундаменти під компресори (агрегати) ізолюють від стін або колон будівлі машинного відділення. При установці агрегатів на перекриттях приймаються заходи щодо зниження передачі вібрації на будівельні конструкції. Рівні шуму і вібрації при роботі компресорів (агрегатів) не повинні перевищувати встановлених норм. При постійному обслуговуванні холодильної установки персоналом наявність

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		100

природного освітлення у машинному відділенні є обов'язковою. У машинних (апаратних) відділеннях передбачають також штучне робоче і аварійне освітлення. У них влаштовують систему водяного або парового опалювання, що забезпечує розрахункову температуру повітря +16°C при непрацюючому устаткуванні. Машинні, апаратні і конденсаторні відділення пропанових холодильних установок мають постійно діючу припливно-витяжну вентиляцію, розраховану на двократний приплив і трикратну витяжку. Аварійна витяжна вентиляція забезпечує у цих приміщеннях восьмикратний обмін повітря протягом кожної години (без врахування продуктивності постійно діючої витяжної вентиляції). Пускові пристосування аварійної вентиляції знаходяться як усередині вентиляованих приміщень (біля виходів), так і на зовнішній стіні будівлі. Вмикання аварійної витяжної вентиляції пусковим пристосуванням, розташованим на зовнішній стіні будівлі, супроводжується вимиканням електроживлення всього холодильного обладнання. Трубопроводи холодильних установок фарбують у колір, відповідний їх призначенню. Вони мають фарбування: всмоктувальні – синє, нагнітальні – червоне, розсольні (ропні) – сіре, водяні – зелене. На трубопроводах чорними стрілками повинні бути вказані напрямки руху холодоагенту, розсолу і води. Трубопроводи у холодильних камерах і технологічних приміщеннях не повинні перетинати вантажний об'єм заради уникнення пошкодження їх вантажами або транспортними засобами. Холодильні камери з температурою 0°C і нижче повинні бути обладнані системою світло-звукової сигналізації "Людина у камері". У будівлях холодильників передбачається пожежна сигналізація. У приміщеннях холодильних установок повинні бути засоби пожежогасіння.

Справність запобіжних клапанів апаратів перевіряють не рідше за один раз в 6 міс. Після перевірки і регулювання клапани пломбують із складанням акту.

Мінімальна площа перетину запобіжного клапана:

$$F_{\text{кл}} = \frac{G_p}{\mu \cdot B \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_{\text{ср}} \cdot (P_1 - P_2)}}, \text{м}^2, \quad (10.1)$$

де: G_p – масова витрата холодильного агента, кг/с; $G_p = 0,18$ кг/с;

$\mu = 0,75$ – коефіцієнт витрати пари для даної конструкції клапана (визначений виготовленням клапана експериментально і записаний в паспорт клапана);

$\rho_{\text{ср}}$ – щільність середовища при тиску p_1 ; $\rho_{\text{ср}} = 51$ кг/м³;

p_1, p_2 – відповідно максимальний абсолютний тиск перед клапаном і за клапаном, $p_1 = 2,1$ МПа; $p_2 = 1,6$ МПа;

B – коефіцієнт, що враховує фізико - хімічні властивості речовини при робочих параметрах:

$$B = 1,59 \sqrt{\frac{k}{k+1} \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}}}; \quad (10.2)$$

$$B = 1,59 \sqrt{\frac{1,29}{1,2+1} \cdot \left(\frac{2}{1,2+1} \right)^{\frac{1}{1,2-1}}} = 0,852;$$

k – показник адіабати, $k = 1,2$;

$$F_{\text{кл}} = \frac{0,72}{0,75 \cdot 0,852 \cdot \sqrt{2 \cdot 117,25 \cdot (2,1 - 1,6) \cdot 10^5}} = 3,29 \cdot 10^{-4} \text{м}^2. \quad (10.3)$$

Визначимо мінімальний діаметр прохідного перетину сідла клапана:

$$d_{\text{кл}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,29 \cdot 10^{-4}}{3,14}} = 0,02 \text{м}. \quad (10.4)$$

Зовнішній огляд заземляючого пристрою проводиться на місці з оглядом електроустаткування РУ, трансформаторних підстанцій і розподільних пунктів, а також цехових і інших електроустановок.

Про огляди, виявлені несправності і прийняті заходи мають бути зроблені

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		102

відповідні записи в журналі огляду заземляючих пристроїв або оперативному журналі.

На кожен заземлюючий пристрій, що знаходиться в експлуатації, є паспорт, що містить схему заземлення, основні технічні дані, дані про результати перевірки стану заземлюючого пристрою, про характер ремонтів і зміни, внесені до даного пристрою.

Захисне заземлення - навмисне електричне з'єднання із землею або її еквівалентом металевих неструмоведучих частин, які можуть виявитися під напругою.

Проведемо розрахунок захисного заземлення.

Розрахункове значення питомого опору ґрунту:

$$\rho_{\text{гр}} = \rho_p \cdot \psi, \text{ Ом} \cdot \text{м} \quad (10.5)$$

де: ρ_p – питомий опір Ом/м; $\rho_p = 30 \text{ Ом} \cdot \text{м}$ – для чорнозему;

ψ – кліматичний коефіцієнт, $\psi = 1,5 \text{ Ом} \cdot \text{м}$;

$$\rho_{\text{гр}} = 30 \cdot 1,5 = 45 \text{ Ом} \cdot \text{м};$$

Приймаємо електроди сталеві вертикальні трубні: діаметр стрижня $d = 0,04 \text{ м}$, довжина стрижня $l = 3 \text{ м}$, відстань між стрижнями $l' = 6 \text{ м}$.
Відстань від середини стрижня до рівня землі:

$$t = \frac{l}{2} + t_3, \text{ м} \quad (10.6)$$

де: t_3 – відстань від вершини стрижня до рівня землі, м. приймаємо:

$$t_3 = 0,5 \text{ м.}$$

$$t = \frac{3}{2} + 0,5 = 2 \text{ м.}$$

Розраховуємо опір одного вертикального заземлення:

$$R_0 = \frac{\rho_{\text{гр}}}{2 \cdot \pi \cdot l} \left[\ln \left(\frac{2 \cdot l}{d} \right) + \frac{1}{2} \ln \left(\frac{4t + 1}{4t - 1} \right) \right], \text{ Ом.} \quad (10.7)$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		103

$$R_0 = \frac{45}{2 \cdot 3,14 \cdot 3} \left[\ln \left(\frac{2 \cdot 3}{0,04} \right) + \frac{1}{2} \ln \left(\frac{4 \cdot 2 + 1}{4 \cdot 2 - 1} \right) \right] = 12,27, \text{ Ом.}$$

Мінімальна кількість заземлювачів:

$$n = \frac{R_0}{R_{\text{тр}}}, \text{ шт,} \quad (10.8)$$

де: $R_{\text{тр}}$ – необхідний опір, Ом; $R_{\text{тр}} = 4 \text{ Ом}$;

$$n = \frac{12,27}{4} = 3,07 \text{ шт.}$$

Приймаємо $n = 4 \text{ шт.}$

Відношення відстані між стрижнями до довжини стрижня:

$$\frac{l'}{l} = \frac{6}{3} = 2.$$

Опір системи вертикальних стрижньових заземлювачів:

$$R_{\text{сз}} = \frac{R_0}{n \cdot \eta_{\text{в}}}, \quad (10.9)$$

де: $\eta = 0,85$ – коефіцієнт використання вертикальних стрижньових заземлювачів;

$$R_{\text{сз}} = \frac{12,27}{4 \cdot 0,91} = 3,37 \text{ Ом.}$$

З

агальна довжина сполучної смуги (контурне заземлення):

$$L_{\text{п}} = l' \cdot (n-1) = 6 \cdot (4-1) = 18 \text{ м.} \quad (10.10)$$

Визначимо опір розтікання струму сполучної смуги:

$$R_{\text{п}} = \frac{\rho_{\text{тр}}}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{\text{г}} \cdot L_{\text{п}}} \cdot \ln \frac{L_{\text{п}}^2}{d \cdot t_3}, \text{ Ом,} \quad (10.11)$$

де: d – зовнішній діаметр труби, м; $d = b \cdot 0,5 = 0,05 \cdot 0,5 = 0,03 \text{ м}$;

$$R_{\Pi} = \frac{45}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,94 \cdot 18} \cdot \ln \frac{18^2}{0,03 \cdot 0,5} = 4,23 \text{ Ом.}$$

Загальний опір системи заземлення:

$$R_c = \frac{R_{\Pi} \cdot R_{c3}}{R_{\Pi} + R_{c3}}, \text{ Ом} \quad (10.12)$$

$$R_c = \frac{4,23 \cdot 3,37}{4,23 + 3,37} = 1,89 \text{ Ом} \leq 4 \text{ Ом.}$$

$R_c \leq 4 \text{ Ом}$, що говорить про правильність розрахунку заземлення.

В компресорному цеху присутні сповіщувачі пожежі ручної дії, призначені для видачі дискретного сигналу при натисненні відповідної пускової кнопки, і автоматичної дії для видачі дискретного сигналу досягши заданого значення фізичного параметра (температури, спектру світлового випромінювання, диму і ін.).

Для гасіння пожежі, в основному застосовують вогнегасники.

При гасінні пожеж піною широко застосовують генератори високократної піни ГВП і хімічні вогнегасники ОХП-10.

Генератори ГВП мають декілька розмірів: ГВП-200, ГВП-600, ГВП-2000. Відрізняються вони один від одного геометричним розмірами і продуктивністю (від 200 до 2000 л/с).

Вогнегасник ОХП-10 хімічний, пінний (модель 10). Забороняється застосовувати цей тип вогнегасників при гасінні електроустановок, що горять, оскільки піна, що утворюється, електропровідна.

Вуглекислотні вогнегасники застосовують при гасінні пожеж: у електроустановках, що знаходяться під напругою до 1000 В,

Порошкові вогнегасники застосовують при гасінні загорянь на легкових і вантажних машинах.

Пожежне водоймище, призначене для запасу води, розраховується по формулі:

$$V = \frac{g \cdot k \cdot \tau \cdot n}{1000} \cdot 3600, \text{ м}^3, \quad (10.13)$$

де: k - коефіцієнт запасу, приймається $k = 1,1 \dots 1,2$;

n – кількість пожеж, шт;

g – витрата води на 1 м^2 приміщення;

τ – час пожежогасіння.

$$V = \frac{10 \cdot 1,2 \cdot 2 \cdot 1}{1000} \cdot 3600 = 86,4 \text{ м}^3.$$

Машинні і апаратні відділення пропанових холодильних установок обладнані системами приточно - витяжною механічною вентиляцією з кратністю повітрообміну в годину, не менше 3 для припливу і 4 для витягу.

Система вентиляції може служити для подачі (припливу) або видалення (витягу) повітря з приміщення або для того і іншого (приточно-витяжною). Вона також може бути загальнообмінною або місцевою.

Розрахуємо повітрообмін в приміщенні за годину:

$$L = k \cdot V, \text{ м}^3/\text{час}, \quad (10.14)$$

де: k – кратність вентиляції або повітрообміну:

- приплив $k_{\text{прит}} = 3$;

- витяг, це і аварійна вентиляція $k_{\text{вит}} = 4$;

V – об'єм приміщення, м^3 ;

$$V = A \cdot B \cdot H = 24 \cdot 6 \cdot 3 = 432 \text{ м}^3 \quad (10.15)$$

Продуктивність припливної вентиляції:

$$L_{\text{прит}} = k_{\text{прит}} \cdot V, \text{ м}^3/\text{час}; \quad (10.16)$$

$$L_{\text{прит}} = 3 \cdot 432 = 1296 \text{ м}^3/\text{час};$$

Продуктивність витяжної (аварійної) вентиляції:

$$L_{\text{вит}} = k_{\text{вит}} \cdot V, \text{ м}^3/\text{час}; \quad (10.17)$$

$$L_{\text{вит}} = 4 \cdot 432 = 1728 \text{ м}^3/\text{час};$$

Розрахунок потужності електродвигуна системи вентиляції:

$$N = \frac{k \cdot L \cdot \Delta H \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot \eta_{\text{вен}} \cdot \eta_{\text{пер}}}, \text{ кВт} \quad (10.18)$$

Для припливної вентиляції:

$$N = \frac{1,5 \cdot 1296 \cdot 300 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,7 \cdot 0,9} = 0,25 \text{ кВт};$$

Для витяжної (аварійної) вентиляції:

$$N = \frac{1,5 \cdot 1728 \cdot 300 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,7 \cdot 0,9} = 0,34 \text{ кВт};$$

При освітленні виробничих приміщень використовують природне освітлення, що створюється світлом неба (прямим і відбитим), штучне, здійснюване електричними лампами, і поєднане, при якому в світлий час доби недостатнє по нормах природне освітлення доповнюється штучним.

Проведемо розрахунок освітлення машинного відділення методом світлового потоку. При цьому вибираємо: джерело світла - лампи люмінесцентні;

Систему освітлення - загальне освітлення; тип світильника – ПВЛ;
розміри приміщення: довжина $A = 24$ м, ширина $B = 6$ м, висота $H = 3$ м.

Приймаємо:

$$L/H_p = 1,5$$

де: L – відстань між центрами світильників, м;

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		107

H_p – висота світильників над робочою поверхнею, м.

Визначимо висоту світильників над робочою поверхнею:

$$H_p = H - (H_1 + H_2), \text{ м}, \quad (10.19)$$

де: H_1 – висота робочої поверхні, м; $H_1 = 0,8$ м;

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

$$H_p = 3 - (0,8 + 0,2) = 2 \text{ м.}$$

Визначимо відстань між центрами світильників. З рівняння

$L/H_p = 1,5$, знаходимо, що:

$$L = 1,5 \cdot 2 = 3 \text{ м.}$$

Кількість світильників:

$$n = \frac{A \cdot B}{L^2} = \frac{24 \cdot 6}{3^2} = 16 \quad (10.20)$$

Приймаємо $n = 16$ шт.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
						108
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі була проведена розробка холодильника для м'ясопереробного промислового підприємства, розташованого у південній Україні, в Одеській області в м. Одеса.

Будівля холодильника одноповерхова з висотою камер 6 м, з сіткою колон 6х6 м. В першій камері з температурним режимом -30°C передбачена для швидкої заморозки продукту місткістю 300 т. Друга камера з температурним режимом -18°C передбачена для тривалого зберігання замороженого м'яса місткістю 800 т.

В якості холодильного агенту був прийнятий пропан R290. За даними і проведенням тепловим розрахунком підібрані пропанові компресора фірми Bitzer, теплообмінне обладнання фірми Alfa-Laval. Також було проведено порівняльний термодинамічний аналіз холодильної системи на R290 та бустерної транскритичної системи на R744. Були отримані наступні результати:

Енергоефективність

- R744 має вищий COP (1,82 проти 1,73), що свідчить про кращу загальну ефективність.
- Особливо значуща перевага CO₂ у низькотемпературному контурі: компресор споживає майже у 7 разів менше енергії.

Продуктивність

- Обидві системи забезпечують однакову холодопродуктивність (30 кВт LT та 58 кВт MT).
- Це означає, що вибір робочого агента не впливає на рівень охолодження, а лише на енергоспоживання.

Компресорне навантаження

- У CO₂ система має додатковий паралельний компресор (IT), що дозволяє більш гнучко розподіляти навантаження.
- У R290 такої можливості немає, що може призвести до меншої адаптивності системи.

Загальна оцінка

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		109

- **R744 (CO₂)** виглядає більш перспективним варіантом для сучасних холодильних систем завдяки високій ефективності та меншому енергоспоживанню в LT контурі.
- **R290 (пропан)** має перевагу у меншій потужності МТ компресора, але загалом поступається CO₂ за енергоефективністю.

Також були обрані компресори Danfoss BOCK серії HGX CO₂, які забезпечують реалізацію транскритичної бустерної схеми з паралельним стисненням, що відповідає сучасним вимогам до енергоефективності CO₂-холодильних систем.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		110

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування».
2. ДБН В.2.2-20:2017 «Будинки і споруди. Підприємства харчової промисловості».
3. EN 378:2016 «Refrigerating systems and heat pumps – Safety and environmental requirements».
4. ASHRAE Handbook – Refrigeration (2022 Edition).
5. Eurovent Recommendations & Guidelines for Industrial Refrigeration.
6. [Електронний ресурс] – Режим доступу: <http://www.alfalaval.ua>
7. [Електронний ресурс] – Режим доступу: <https://www.bitzer.de>
8. Danfoss A/S. *Coolselector®2 User Guide and Application Handbook*. Nordborg: Danfoss, 2024. 210 p.
9. Danfoss A/S. *CO₂ Transcritical Refrigeration Systems Design Guide*. Nordborg: Danfoss, 2023. 150 p.
10. BITZER Kühlmaschinenbau. *Refrigeration Technology and Compressor Selection Manual*. Sindelfingen: BITZER, 2022. 320 p.
11. Emerson Climate Technologies. *Refrigeration System Design Manual*. St. Louis: Emerson, 2021. 280 p.
12. ISO 5149:2014. *Refrigerating systems and heat pumps — Safety and environmental requirements*. Geneva: ISO, 2014.
13. EN 378-1:2018. *Refrigerating systems and heat pumps — Safety and environmental requirements*. Brussels: CEN, 2018.
14. Холодильные оборудования [Текст] : учебник / Д. П. Семенюк, О. В. Петренко ; ХДУХТ. — Харьков : Світ Книг, 2021. — 633 с.
15. Холодильные установки специального назначения: конспект лекций [Електронний ресурс] / О. С. Подмазко, Н. О. Піщанська ; Каф. холодильных установок и кондиционирования воздуха. — Одесса: ОНТУ, 2023. — 99 с. — Електрон. текст. Дані.
16. Плодоовочесховища: проектування, оптимізація, розрахунки [Текст]: підручник / М. Г. Хмельнюк, В. П. Кочетов, А. В. Форсюк, Н. В. Жихарева; під заг. ред. М. Г. Хмельнюка ; Одес. нац. акад. харч. технологій, Нац. ун-т харч. технологій. — Одесса: Бондаренко М. О., 2018. — 228 с.
17. Методичні вказівки та примірний розрахунок по курсовому та дипломному проектуванню з дисципліни "Холодильні машини і установки специального назначения" [Електронний ресурс] / О. С. Подмазко; Каф. холодильных установок и кондиционирования воздуха. — Одесса: ОНАХТ, 2019. — 34 с. — Електрон. текст. дані.
18. Кваліфікаційна робота: метод. вказівки до виконання та оформлення роботи для здобувачів СВО "Бакалавр" [Електронний ресурс]: спец. 142 "Енергетичне машинобудування", галузі знань 14 "Електрична інженерія" ден. та заоч. форм навчання /М. Г. Хмельнюк та ін. ; відп. за вип. М. Г. Хмельнюк; Каф. холодильных установок и кондиционирования воздуха. — Одесса: ОНАХТ, 2021. — Електрон. текст. дані: 20 с.