

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Теплоенергетичний факультет

Кафедра теоретичної і промислової теплотехніки

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

Геннадій ВАРЛАМОВ
(підпис)

“ ” 2020 р.

**Дипломний проект
на здобуття ступеня бакалавра**

зі спеціальності 144 «Теплоенергетика»

на тему: «Триступенева холодильна машина виробництва сухого льоду для м'ясної та кондитерської промисловості.»

Виконав: студент IV курсу, групи ТП - 61 Фетов Ігор Васильович _____
(прізвище, ім'я, по батькові) (підпис)

Керівник доцент, к.т.н, доц. Андрій ГАВРИШ. _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

Консультант з охорони праці к.т.н, доц. Юрій ПОЛУКАРОВ _____
(назва розділу) (посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище, ініціали) (підпис)

Рецензент _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали) (підпис)

Засвідчую, що у цьому дипломному
проекті немає запозичень з праць інших
авторів без відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ – 2020 року

**Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського»**

Факультет Теплоенергетичний

Кафедра Теоретичної і промислової теплотехніки

Рівень вищої освіти - перший (бакалаврський)

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Геннадій ВАРЛАМОВ
(підпис)

«___» _____ 2020 р.

**ЗАВДАННЯ
на дипломний проект студенту**

Фетову Ігору Васильовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту «Треступенева холодильна машина виробництва сухого льоду для м'ясної та кондитерської промисловості»

керівник проекту Гавриш Андрій Сергійович, к.т.н., доцент,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «25» травня 2020 р. №1168 - с

2. Термін подання студентом проекту 16.06.2020 р.

3. Вихідні дані до проекту 1). Загальна маса м'ясної продукції, що поступає на охолодження 10т.

2). Маса м'ясної продукції, що поступає до камери заморозки – 40т.

3). Холодильна установка з камерами охолодження і заморозки розташовані в м. Київ і розрахунок зовнішніх параметрів повітря здійснюється для міста Київ.

4). Система охолодження: треступенева холодильна машина.

5). Параметри внутрішнього повітря камери охолодження: температура 1°C, вологість - .85%, параметри внутрішнього повітря камери заморозки: температура -18°C, вологість 95%

6). Як холодильний агент використовується двоокис вуглецю(сухий лід).

4.Зміст пояснювальної записки

1). Визначити умови зберігання м'ясної та кондитерської продукції.

2). Розрахунок камер охолодження і заморозки.

3). Визначити розміри і теплові присмоки холодильних камер.

4). Характеристика і підбір машини для виробництва сухого льоду

- 5). Розрахунок триступеневої холодильної машини.
 6). Підбір обладнання для холодильної машини.
 7). Охорона праці.

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслеників, плакатів, презентацій тощо)

- 1). Схеми холодильної і морозильної камер – 2 арк.
 2). Технологічна схема триступеневої холодильної машини – 1 арк.
 3). Креслення конденсатору холодильної машини – 1 арк.

6. Консультанти розділів проекту*

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
охорона праці	Юрій ПОЛУКАРОВ, доцент		

7. Дата видачі завдання 19.05.20 р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Термін виконання етапів проекту	Примітка
1	Параметри і умови зберігання продукції.		
	Розрахункові параметри повітря	22.05.20 р.	
2	Розрахунок холодильної камери	25.05.20 р.	
	Характеристика двоокису вуглецю у вигляді		
3	сухого льоду та ХУ по його виробництву	28.05.20 р.	
4	Теплова схема циклу та визначення параметрів холодоагенту	31.05.20 р.	
5	Тепловий розрахунок і підбір компресорів	2.06.20 р.	
6	Конструктивний розрахунок конденсатора	4.06.20 р.	
7	Креслення		
7.1	Схеми холодильної і морозильної камери	2.06.20 р.	
7.2	Технологічна схема триступеневої холодильної машини	5.06.20 р.	
7.3	Креслення конденсатору		
	холодильної машини	7.06.20 р.	
8	Оформлення пояснювальної записки	10.06.20 р.	

Студент

(підпис)

Ігор ФЕТОВ
(ім'я, прізвище)

Керівник проекту

(підпис)

Андрій ГАВРИШ
(ім'я, прізвище)

*Консультантом не може бути зазначено керівника дипломного проекту.

Пояснювальна записка

до дипломного проекту

на тему: «Триступенева холодильна машина виробництва сухого льоду для м'ясної та кондитерської промисловості»

Київ – 2020року

АНОТАЦІЯ

Дипломний проєкт першого (бакалаврського) рівня вищої освіти на тему: «Треступенева холодильна машина виробництва сухого льоду для м'ясної та кондитерської промисловості»: пояснювальна записка на 76 с., 8 рис., 16 табл., 19 бібліографічних найменувань; 2 дод.; 4 кресленики ф. А1, 2 – ф. А2 - 2.

Мета проєкту – забезпечення необхідної холодопродуктивності камер зберігання м'ясної та кондитерської продукції за допомогою треступеневої холодильної машини по виробництву сухого льоду.

Використані методики теплових та аеродинамічних розрахунків теплотехнологічного і санітарно-технічного обладнання.

Наведені результати розрахунків теплових присмоків огородженнями холодильної і морозильної камер у теплий період року та тепловий розрахунок холодильної машини.

За результатами розрахунків теплопритоків приміщень вибране обладнання холодильної машини, що включає проміжні баки-сепаратори, компресори, масловідділювачі, конденсатор. тощо.

На кресленнях наведені схеми холодильної установки, схеми камери заморозки та охолодження, креслення конденсатору.

Ключові слова: сухий лід, холодильна машина, м'ясна промисловість, кондитерська промисловість, теплопритоки, охолодження, компресор, повітрообмін, температура.

SUMMARY

Diploma project of the first (bachelor's) level of higher education on the topic: "Three-stage refrigeration machine for dry ice production for the meat and confectionery industry": explanatory note for 76 pages, 8 figures, 16 tables, 19 bibliographic titles; 2 add. ; 4 drawings f. A1, 2 - f. A2 - 2.

The purpose of the project is to ensure the required cooling capacity of the chambers with the help of a three-stage refrigeration machine for the production of dry ice.

Methods of thermal and aerodynamic calculations of heat-technological and sanitary-technical equipment are used.

The results of calculations of heat losses by external enclosures of the building in the cold period of the year and inflows of heat and moisture to the rooms in the warm period of the year are given. The class of energy efficiency of the building is determined.

According to the results of calculations of heat inflows of the premises, the equipment of the refrigeration machine is selected, which includes intermediate tanks-separators, compressors, oil separators, condenser. etc.

The drawings show diagrams of the refrigeration unit, diagrams of the freezing and cooling chamber, drawings of the condenser.

Key words: dry ice, refrigeration machine, meat industry, confectionery industry, heat inflows, cooling, compressor, air exchange, temperature.

АННОТАЦИЯ

Дипломный проект первого (бакалаврской) уровня высшего образования на тему: «Трехступенчатая холодильная машина производства сухого льда для мясной и кондитерской промышленности»: пояснительная записка на 76 с., 8 рис., 16 табл., 19 библиографических наименований 2 прилож.; 4 чертежа ф. А1, 2 - ф. А2 - 2.

Цель проекту - обеспечение необходимой холодопроизводительности камер с помощью трехступенчатой холодильной машины по производству сухого льда.

Использованные методики тепловых и аэродинамических расчетов теплотехнологического и санитарно-технического оборудования.

Использованы методики тепловых и аэродинамических расчетов теплотехнологического и санитарно-технического оборудования.

Приведенные результаты расчетов тепловых присосов ограждениями холодильной и морозильной камер в теплый период года и тепловой расчёт холодильной машины.

По результатам расчетов теплопритоков помещений выбранное оборудование холодильной машины, включая промежуточные баки-сепараторы, компрессоры, маслоотделители, конденсатор. тому подобное.

На чертежах приведены схемы холодильной установки, схемы камеры заморозки и охлаждения, чертежи конденсатора.

Ключевые слова: сухой лед, холодильная машина, мясная промышленность, кондитерская промышленность, теплопритоки, охлаждения, компрессор, воздухообмен, температура.

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, скорочень, термінів.....	9
Вступ.....	11
1 Параметри і умови зберігання м'ясної та кондитерської продукції.....	12
1.1 Умови зберігання м'ясної продукції.....	12
1.2 Розрахунок параметрів повітря.....	14
2 Розрахунок камер охолодження і заморозки.....	16
2.1 Розрахунок площі холодильної камери.....	16
2.2 Розрахунок теплової ізоляції.....	18
2.3 Розрахунок теплових притоків холодильних камер.....	22
2.4 Теплові притоки внаслідок вентиляційного притоку повітря у камері.....	24
2.5 Теплове навантаження внаслідок інфільтрації повітря під час відчинення дверей ...	25
2.6 Теплові навантаження при термообробці продуктів у камерах.....	30
2.7 Теплове навантаження від освітлення.....	31
2.8 Теплове навантаження при знаходженні персоналу у камері.....	32
2.9 Теплове навантаження від підйомно-транспортних засобів і коефіцієнт безпеки	33
3 Характеристики і підбір холодильної машини для виробництва сухого льоду.....	36
4 Розрахунок триступеневої холодильної машини.....	40
4.1 Загальні теоретичні відомості.....	40
4.2 Визначення параметрів точок робочого тіла.....	42
4.3 Тепловий розрахунок триступеневої холодильної машини.....	44
5. Підбір обладнання для холодильної машини.....	46
5.1 Теоретична потужність компресорів.....	46
5.2 Підбір компресорів до кожної із ступенів.....	49
5.3 Розрахунок конденсатора.....	52
5.4 Розрахунок переохолоджувачів.....	57
5.5 Розрахунок проміжних баків-сепараторів холодильної машини.....	58
5.6 Підбір масловіддільників, маслозбірника, терморегулюючих вентилів.....	59
6 Охорона праці.....	60
6.1 Виявлення і аналіз шкідливих і небезпечних факторів. Заходи з Охорони праці.....	60
6.2 Розрахунок габаритів витяжного зонта та об'єму повітря, що ним видаляється.....	62

					ТП 6115 011 ПЗ			
		№ докум.	Підпис	Дата				
Студент	Фетов				Триступенева холодильна машина. Пояснювальна записка	Стадія	Аркуш	Аркушів
Керівник	Гавриш					ДПБ	7	76
П.контр						НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського» ТЕФ, кафедра ТПТ		
Н.контр	Боженко							
Зав. каф.	Варламов							

6.3 Виробниче освітлення.....	63
6.4 Виробничий шум і вібрація	64
6.5 Випромінювання.....	65
6.6 Електробезпека	66
6.7 Пожежна безпека	68
Висновки	70
Перелік посилань.....	71
Додатки	
Додаток А	
Список наукових праць і творчих досягнень.....	73
Додаток Б	
Перевірка дипломного проєкта на академічну доброчесність.....	76

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ

Умовні позначення

Q – тепловий потік;
 k – коефіцієнт теплопередачі;
 λ – теплопровідність;
 α – коефіцієнт тепловіддачі;
 F – площа поверхні;
 Δt – температурний перепад;
 t – температура;
 L – довжина;
 B – місткість;
 V – об'єм;
 L – витрата;
 m – кратність повітрообміну;
 ρ – густина;
 c – теплоємність;
 ν – кінематична в'язкість;
 v – швидкість;
 ϕ – відносна вологість;
 d – вологовміст;
 Re – число Рейнольдса;
 i – питома ентальпія;
 R – питомі втрати тиску;
 $I_{кз}$ – струм короткого замикання;
 τ – час.
 n – кількість

Індекси

Нижні:	ср – середня;
кам. – камера;	с. – стеля;
р – розрахункова;	п – підлога;
пок – покрівля;	ст – стіна;
пер – перекриття;	i – i -й елемент;
ст – стіни;	доб – добова;
мах – максимальний;	вент – вентиляційна;

буд – будівельна;
 із – ізоляції;
 в – внутрішня;
 п – повітря;
 з – зовнішнє;
 д – дійсне;
 інф – інфільтрація;
 охл – охолоджувач;
 втр – втрати;
 річ – річні;
 птз – підйомно-транспортні засоби

перс – персоналу;
 м – менша;
 б – більша.
 Верхні:
 ц.в.т. – циліндр високого тиску;
 ц.с.т. – циліндр середнього тиску
 ц.н.т. – циліндр низького тиску.
 д – дійсна;
 о – камера охолодження
 з – камера заморозки

Скорочення

СНиП – Строительные нормы и правила;
 ДБН – Державні будівельні норми;
 ДСН – державні санітарні норми;
 ГОСТ – государственный стандарт.

ВСТУП

На сьогоднішній день одним із методів збереження свіжості харчових продуктів є використання сухого льоду. Сухий лід – це двоокис вуглецю, який знаходиться в твердому агрегатному стані і при кімнатній температурі сублімується одразу в газоподібний агрегатний стан.

Метою дипломного проекту є розробка триступеневої холодильної машини для виробництва сухого льоду для використання у харчовій галузі.

Основним призначенням триступневих холодильних машин є вироблення штучного холоду від -70°C . Такі машини використовуються отримання твердих та рідких фаз речовин з низькою температурою кипіння, для забезпечення сильного охолодження речовин.

Якість м'ясних та кондитерських продуктів залежить від дотримання санітарних норм при зберіганні та транспортуванні цих продуктів. Для цього в тарі для зберігання та транспортування повинні підтримуватися температури в певному допустимому діапазоні, вологовміст та хімічний склад середовища. При проектуванні машини важливим є питання надійності і безперервності роботи системи.

У дипломному проекті необхідно, використовуючи отримані навички і знання, спроектувати триступеневу холодильну установку по виробництву твердого діоксиду вуглецю для м'ясокомбінату, призначеного для зберігання і транспортування м'яса загальною витратою $G = 50$ т/добу у м. Києві, ця задача може бути розглянута і для кондитерської продукції і іншого міста, але для конкретизації задачі – задаються дані параметри. Для цього необхідно розробити технологічну схему установки, спроектувати основне холодильне устаткування і підібрати допоміжне обладнання.

					ТП 6115 011 ПЗ	11
		№ докум.	Підпис			

1 ТЕХНОЛОГІЯ ЗБЕРІГАННЯ М'ЯСНОЇ ТА КОНДИТЕРСЬКОЇ ПРОДУКЦІЇ

1.1 Умови зберігання м'ясної та кондитерської продукції

В дипломному проєкті розробляється холодильна установка для охолодження і заморозки продуктів харчування, таких як кондитерські вироби або м'ясо в м. Києві. Данні розрахунки виконані для м'ясної сировини, але є аналогічними для певних видів кондитерських виробів.

М'ясо – специфічна, багатокомпонентна сировина, яка має неоднорідний склад, складну структуру і при дії зовнішніх факторів може змінювати свої властивості і характеристики. Тому необхідно дотримуватися основних виробничих принципів і технології зберігання м'яса.

М'ясо залежно від холодильної обробки може мати наступні класифікації: парне, охолонувшє, охолоджене, підморожене, заморожене.

В підвішеному стані зберігають охолоджене м'ясо у вигляді туш або напівтуш на крюках підвісних шляхів, при цьому початкова температура всередині стегна туші має не перевищувати +4 °С. При цьому туші та напівтуші в камері зберігання розташовуються на відстані 20 – 30 мм одне від одного. На 1 кв.м площі охолоджуючої камери знаходиться до 200 кг м'яса в напівтушах та тушах. Туші та напівтуші мають рівномірно обдуватись охолодженим повітрям.

Швидкість руху повітря в холодильній камері має бути до 0,3 м/с, має підтримуватись температура -1 – 2 °С, відносна вологість має бути від 82% до 85%. Зберігання та транспортування при даних умовах можливе від 5 до 20 діб. Одним із важливіших відмінностей даної роботи є холодильний агент і спосіб його подачі, адже на термін зберігання м'ясної продукції впливає час охолодження і чим цей час менший, тим довше його можна зберігати.

При заморожуванні м'ясної сировини спочатку переохолоджуються тканини (для м'язових тканин до -4 °С) і утворюються центри кристалізації, виділяється прихована теплота кристалізації, яка не дає формуватися новим центрам. Далі починається ріст кристалів, які при процесі розігріву тканин руйнують кліткові структури і м'ясна продукція втрачає м'ясний сік. Тоді потрібно відвести теплоту, при інтенсивному відводі теплоти забезпечуються умови зародження нових центрів кристалізації.

Незважаючи на широкий і різноманітний асортимент продукції, технологічних особливостей виробництва і якості сировини граничний термін придатності кондитерських виробів залежить в основному від одного переважаючого фактору. Наприклад:

В одному випадку: шоколадні цукерки, батончики і печиво значно розрізняються за способом виробництва, а фактором, що впливає на гарантійний термін зберігання, у цих продуктів є структура ліпідного комплексу.

В іншому випадку: при абсолютно різній технології виготовлення пряників, пастили, помадки, головним чинником, що обумовлює термін зберігання, вважається десорбція, що викликає висихання (черствіння) виробів при зберіганні.

Заощадження належної якості таких різних продуктів, як вафлі і карамель, залежить від загального показника - абсорбції, можливості поглинати вологу ззовні.

Які існують можливості збільшення гарантійного терміну зберігання кондитерських виробів? У першому випадку зміна будови ліпідного комплексу, перш за все, залежить від окислювальної здатності жирів. Різна ступінь окислення (легка або глибока) викликає зміна органолептичних та фізико-хімічних показників: від погіршення запаху і смаку (харчова згіркlostі жирів) до утворення шкідливих, токсичних речовин. Щоб мінімізувати дію факторів, що викликають окислення жирів застосовуються синтетичні і натуральні антиоксиданти, окислюються швидше жирів. Стримує окислення жирів в борошняних кондитерських виробках використання жирів, які містять ненасичені жирні кислоти, схильні до процесу окислення в останню чергу. Одним з найбільш ефективних способів уповільнення окисної реакції жирів є створення певних умов зберігання кондитерських виробів (температурний режим, вологість) за допомогою холодильних камер.

Мікробіологічні зміни найчастіше наступають при зберіганні кондитерських виробів, що включають креми: цукерки з добавками, тістечка і торти з кремовими, плодово-ягідними наповнювачами. Достатня кількість води, що входить до складу подібної продукції дає хорошу середу для розвитку мікроорганізмів, запобігти яке можливо двома основними способами:

- додавання консервантів (бензолова, сорбінова кислота);
- створення необхідного температурного режиму, що уповільнює розвиток мікроорганізмів при зберіганні виробів в холодильних вітринах.

Слід пам'ятати, що умови і терміни зберігання кондитерських виробів необхідно дотримуватися з великою точністю, а до способів продовження термінів зберігання ставиться дуже відповідально.

Пастила і мармелад можуть зберігатися при мінусових температурах (близько - 18 °

С) не змінюючи при цьому якісних характеристик набагато довше гарантійного терміну

					ТП 6115 011 ПЗ	13
		№ докум.	Підпис			

зберігання. Причому при поступовому відтаванні ці продукти повністю відновлюють свої смакові і харчові якості. Гарантійний термін зберігання цих виробів складає:

- 3 місяці (для мармеладу на основі пектину і агар);
- 1,5 місяці - мармелад на основі фуцелларану і агароїда;
- 2 місяці - інші види мармеладу;
- 3 місяці - для заварний і покритою шоколадом пастили;
- 1 місяць - для клейової пастили і зефіру.

Температура повітря при зберіганні кондитерських виробів з кремом повинна підтримуватися на рівні $+2^{\circ}\text{C} \dots +6^{\circ}\text{C}$. При цьому на термін зберігання впливає наявність інших інгредієнтів (ягоди, фрукти, сиропи, консерванти). Кондитерські вироби, що містять крем зі збитих вершків рослинного походження допускається зберігати до 5 діб.

1.2 Розрахункові параметри повітря

Для проектування холодильної установки треба з'ясувати параметри повітря в даній місцевості, від температурного режиму, вологості повітря залежать параметри як холодоагенту, ефективність установки, її дороговизна та інше. В літній час а також у час сезонних заготовлень продукції теплове навантаження найбільше.

Розрахункові параметри для м. Київ (згідно з ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010) зведені до таблиці 1.1

Таблиця 1.1 – Розрахункові параметри повітря у місті Київ

Місто	Температура, $^{\circ}\text{C}$			Відносна вологість, %	
	Середньо річна	Літня максимальна (забезпеченість 0,95)	Зимова мінімальна (забезпеченість 0,92)	Міні-мальна (літня)	Макси-мальна (зимова)
Київ	8	28	-22	62	85

Умови зберігання м'ясної продукції і відносна вологість зведені до таблиці 2.2

Таблиця 1.2 – Температура і відносна вологість м'ясної продукції

Продукт	Температура в камері, °С	Відносна вологість, %	Вхідна температура продукту
Охолоджене м'ясо	1	85	4
Заморожене м'ясо	-18	95	4

В залежності від призначення, технологічних особливостей, виду продукції, особливостей зберігання в холодильній камері обирають температури і відносні вологості продукту.

2 РОЗРАХУНОК КАМЕР ОХОЛОДЖЕННЯ І ЗАМОРОЗКИ

2.1 Розрахунок площі холодильних камер

В даному проекті розраховується холодильна камера з 40 т замороженого м'яса та 10 т охолодженого м'яса. Місткість холодильних камер визначається з продуктивності м'ясокомбінату.

Місткість холодильної камери схову, т, визначається за формулою

$$B_{кам} = m_{доб} \cdot \tau, \quad (2.1)$$

де $m_{доб}$ - подача продукції в камеру за добу, т/добу;

τ - час зберігання, діб.

Тоді місткість камери замороженої продукції складе

$$B_{кам}^з = 40 \cdot 20 = 800 \text{ т}$$

Місткість камери охолодження:

$$B_{кам}^о = 10 \cdot 5 = 50 \text{ т}$$

Вантажний об'єм сховища, м³, визначається за формулою

$$V_{вант} = \frac{B_{кам}}{g_V}, \quad (2.2)$$

де $B_{кам}$ - місткість камери, т;

g_V - умовна загрузка одиниці об'єму с врахуванням тари, т/м³.

($q_v = 0,34 \frac{\text{т}}{\text{м}^3}$ – умовна загрузка м'ясної сировини з урахуванням тари)

$$V_{вант}^{зам} = \frac{800}{0,34} = 2352,94 \text{ м}^3$$

$$V_{вант}^{ох} = \frac{50}{0,34} = 147,06 \text{ м}^3$$

Визначаємо вантажну площу, м² за формулою

$$F_{вант} = \frac{V_{вант}}{h_{вант}}, \quad (2.3)$$

де $h_{вант}$ - вантажна висота, м;

					ТП 6115 011 ПЗ	16
		№ докум.	Підпис			

$$(h_{\text{вант}} = 4,8 \text{ м.})$$

$$F_{\text{вант}}^{\text{зам}} = \frac{2352,94}{4,8} = 490,2 \text{ м}^2$$

$$F_{\text{вант}}^{\text{ох}} = \frac{147,06}{4,8} = 30,64 \text{ м}^2$$

Визначаємо будівельну площу приміщення за формулою, м²:

$$F_{\text{бюд}} = \frac{F_{\text{вант}}}{\beta_F}, \quad (2.4)$$

де β_F - коефіцієнт використання площі камери для зберігання м'ясної продукції, він враховує площу обладнання, будівельних колон, проходів, відстаней між штабелями та іншим;

$$\beta_F^3 = 0,85$$

$$\beta_F^o = 0,8$$

$$F_{\text{бюд}}^3 = \frac{490,2}{0,85} = 576,71 \text{ м}^2$$

$$F_{\text{бюд}}^o = \frac{30,64}{0,8} = 38,3 \text{ м}^2$$

Кількість будівельних квадратів розрахуємо за допомогою формули, кв:

$$n = \frac{F_{\text{бюд}}}{f_{\text{кв}}}, \quad (2.5)$$

де $f_{\text{кв}}$ - площа одного будівельного квадрату, приймемо квадрат $6 \times 6 = 36 \text{ м}^2$

$$n^3 = \frac{576,71}{36} = 16,02 \approx 16,$$

$$n^o = \frac{38,3}{36} = 1,06 \approx 1,$$

					ТП 6115 011 ПЗ	17
		№ докум.	Підпис			

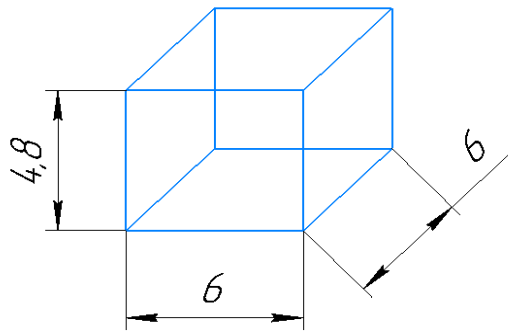


Рисунок 2.1 – Вигляд будівельного квадрата

Загальна площа будівельних квадратів розраховується за формулою, м²:

$$F_{\text{бвд}} = n \cdot f_{\text{кв}} \quad (2.6)$$

$$F_{\text{бвд}}^{\text{зам}} = 14 \cdot 36 = 504 \text{ м}^2$$

$$F_{\text{бвд}}^{\text{ох}} = 2 \cdot 36 = 72 \text{ м}^2$$

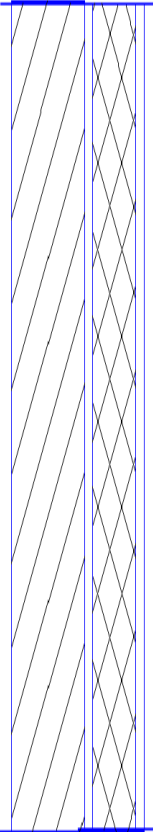
Отже в холодильній камері 2 відділення: відділення заморозки, яке складається з 14 будівельних квадратів і відділення охолодження, яке складається з 2 будівельних квадратів. Прийmemo ширину камери охолодження: 6м і довжину 12м, Прийmemo ширину камери заморозки 6м і довжину 84м

2.2 Розрахунок теплової ізоляції холодильних камер

Для зменшення втрат холоду у камерах розраховується тепла ізоляція. Завдяки ній у камерах можливо підтримувати необхідні теплові параметри та вологість, упереджуючи негативні наслідки для продукції, такі, як усушка, зменшення терміну зберігання, а також зменшує витрату холодильного агента на підтримання розрахованих параметрів.

Дані теплової ізоляції для зовнішньої стінки зведені до таблиці 2.1

Таблиця 2.1 – Товщини ізоляційних шарів для зовнішньої стінки

Шари	№ шару	Назва матеріалу	Товщина шару δ , м	Коефіцієнт λ , Вт/(м ² ·К)	$R = \frac{\delta}{\lambda}$ $\frac{\text{м}^2 \times \text{К}}{\text{Вт}}$
	1	Складний розчин штукатурки	0,020	0,21	0,095
	2	Пінополіуритан ППУ-3	Необхідно визначити	0,025	Необхідно визначити
	3	Пароізоляція – 2 шари гідроізола на бітумній мастиці	0,004	0,30	0,013
	4	Штукатурка цементна	0,02	0,21	0,095
	5	Цегла на цементному розчині	0,38	0,81	0,469
	6	Штукатурка складним розчином	0,02	0,21	0,095

$$\text{Сумарний термічний опір } \sum \frac{\delta}{\lambda} = \sum R = 0,768 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$$

Товщину теплової ізоляції знаходимо за допомогою формули, м:

$$\delta_{\text{із}} = \lambda_{\text{із}} \cdot \left[\frac{1}{k} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{н}}} + \sum_{i=1}^n \left(\frac{\delta_i}{\lambda_i} \right) + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} \right) \right] \quad (2.7)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі стінки, розрахований за температурою в приміщенні і середньорічною температурою для м. Київ, тобто $k=0,43 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$;

$\alpha_{\text{в}}$ – коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої сторони конструкції для нерухомого повітря, $\alpha_{\text{в}}=9,4 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$

$\alpha_{\text{н}}$ – коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої сторони конструкції при швидкості вітру 3,35 м/сек, $\alpha_{\text{н}}=22,7 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$

δ_i – товщина окремих шарів огороження, м;

λ_i – теплопровідність ізоляційних і будівельних матеріалів, Вт/(м·К)

$$\text{Сумарний термічний опір } \sum \frac{\delta}{\lambda} = \sum R = 0,768 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$$

$$\delta_{\text{із}} = 0,025 \cdot \left[\frac{1}{0,43} - \left(\frac{1}{22,7} + 0,768 + \frac{1}{9,4} \right) \right] = 0,0352 \text{ м.}$$

Оскільки дані шари пінополіуретану ППУ-3 випускаються певними товщинами плит, які нормовані такими розмірами: 40, 50, 60, 70, 80 мм. Вибираємо шар ізоляції, більший за розрахункове значення і рівне нормованому розміру.

Беремо товщину теплової ізоляції $\delta_{\text{із}} = 40 \text{ мм}$.

Для камери заморозки обираємо подвійний шар ізоляції $\delta_{\text{із}} = 80 \text{ мм}$.

Дійсне значення коефіцієнту теплопередачі знаходимо по формулі, Вт/(м²·К):

$$k_{\text{о}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{н}}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} \right) + \frac{\delta_{\text{із}}}{\lambda_{\text{із}}}}, \quad (2.8)$$

$$k_{\text{о}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{22,7} + 0,768 + \frac{1}{9,4} \right) + \frac{0,04}{0,025}} = 0,4 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$$

$$k_{\text{о}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{22,7} + 0,768 + \frac{1}{9,4} \right) + \frac{0,08}{0,025}} = 0,24 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$$

					ТП 6115 011 ПЗ	20
		№ докум.	Підпис			

Знаходимо коефіцієнт теплопередачі для внутрішніх стін, тоді $\alpha_n = \alpha_b = 9,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$:

$$k_o = \frac{1}{\left(\frac{1}{9,4} + 0,768 + \frac{1}{9,4} \right) + \frac{0,04}{0,025}} = 0,387 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

$$k_o = \frac{1}{\left(\frac{1}{9,4} + 0,768 + \frac{1}{9,4} \right) + \frac{0,08}{0,025}} = 0,239 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Знаходимо коефіцієнт теплопередачі для стелі, яка складається з залізобетонної плити товщиною 200 мм і теплоізолювана пінополіуретаном ППУ-3 товщиною 100мм (200мм для камери заморожування) і шаром рубероїду, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, за формулою

$$k_{\text{стелі}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_n} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_g} \right)}, \quad (2.9)$$

Теплопровідність для залізобетонної плити: $\lambda_b = 1,7 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, тоді

$$k_{\text{стелі}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{22,7} + \frac{0,2}{1,7} + \frac{0,1}{0,025} + \frac{1}{9,4} \right)} = 0,234 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}):$$

$$k_{\text{стелі}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{22,7} + \frac{0,2}{1,7} + \frac{0,2}{0,025} + \frac{1}{9,4} \right)} = 0,121 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}):$$

Знаходимо коефіцієнт теплопередачі для підлоги, яка складається з двох армованих бетонних стяжок товщиною 200 мм і пінопластовою плитою товщиною 100мм (200мм) за формулою, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

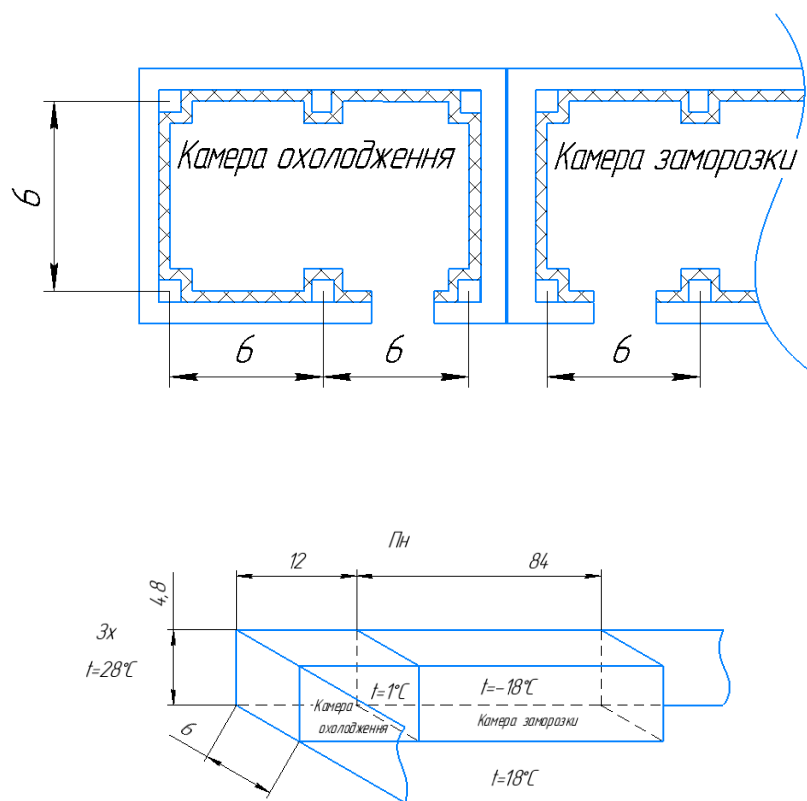
$$k_{\text{підлоги}} = \frac{1}{\left(\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_g} \right)}, \quad (2.10)$$

Якщо для пінопластової пластини коефіцієнт теплопровідності $\lambda_b = 0,04 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, то

$$k_{\text{підлоги}} = \frac{1}{\left(\frac{0,1}{0,04} + \frac{0,2}{1,7} + \frac{1}{9,4} \right)} = 0,367 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$k_{\text{підлоги}} = \frac{1}{\left(\frac{0,2}{0,04} + \frac{0,2}{1,7} + \frac{1}{9,4} \right)} = 0,191 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Обираємо остаточні розміри, площу і ємність холодильної камери.



Теплопритоки через зовнішні стіни та покриття, Вт, знаходяться за формулою

$$Q_{cm} = K \cdot S \cdot \Delta t, \quad (2.11)$$

Δt - різниця температур з різних сторін перекриття, °С

Визначимо теплопритоки через південну стіну камери заморозки:

$$Q_{cm1} = 0,239 \cdot (84 \cdot 4,8) \cdot (18 - (-18)) = 3469,13 \text{ B}\Gamma$$

Теплопритоки через південну стіну камери охолодження

$$Q_{cm2} = 0,387 \cdot (12 \cdot 4,8) \cdot (18 - 1) = 388,95 \text{ BТ}$$

Теплопритоки через зовнішню західну стінку камери охолодження:

$$Q_{cm^3} = 0,4 \cdot (6 \cdot 4,8) \cdot (28 - 1) = 311,04 \text{ B}_T$$

Теплопритоки через зовнішню північну стінку камери охолодження:

$$Q_{cm4} = 0,4 \cdot (12 \cdot 4,8) \cdot (28 - 1) = 622,08 \text{ Вт}$$

Теплопритоки через зовнішню північну стінку камери заморозки:

$$Q_{cm5} = 0,24 \cdot (84 \cdot 4,8) \cdot (25 - (-18)) = 4161,02 \text{ Вт}$$

Теплопритоки через західну стінку камери заморозки:

$$Q_{cm6} = 0,239 \cdot (6 \cdot 4,8) \cdot (18 - (-18)) = 247,8 \text{ Вт}$$

Теплопритоки через стінку між камерами охолодження і заморозки:

$$Q_{cm7} = 0,239 \cdot (6 \cdot 4,8) \cdot (1 - (-18)) = 130,79 \text{ Вт}$$

Теплопритоки через підлогу камери заморозки при постійній температурі під підлогою +2 °С:

$$Q_{П1} = 0,191 \cdot (6 \cdot 84) \cdot (2 + 18) = 1925,3 \text{ Вт}$$

Теплопритоки через камеру охолодження при постійній температурі під підлогою +2 °С:

$$Q_{П2} = 0,367 \cdot (6 \cdot 12) \cdot (2 - 1) = 26,4 \text{ Вт}$$

Теплопритоки через стелю визначаємо за формулою, Вт:

$$Q_c = K \cdot S \cdot (\Delta t + \Delta t'), \quad (2.12)$$

Де $\Delta t'$ - температурний напір горизонтально-відзеркалюючої поверхні на географічній широті 50° 27 (м. Київ), °С:

$$\Delta t' = 9,9^\circ \text{C}$$

Теплопритоки через стелю камери заморозки. Вт

$$Q_{c1} = 0,121 \cdot (6 \cdot 84) \cdot (28 - (-18) + 9,9) = 3409 \text{ Вт}$$

Теплопритоки через стелю камери охолодження:

$$Q_{c2} = 0,234 \cdot (6 \cdot 12) \cdot (28 - 1 + 9,9) = 621,7 \text{ Вт}$$

Тоді повне теплове навантаження на камери охолодження і заморозки, обумовлене тепловими потоками через її стіни та перекриття знаходиться за формулою, кВт:

$$Q_{пер} = \left(\sum_{n=1}^6 Q_{cm(i)} + Q_{П1} + Q_{П2} + Q_{c1} + Q_{c2} \right) \cdot 0,001, \quad (2.13)$$

$$Q_{пер} = (3496,13 + 388,95 + 311,04 + 622,08 + 4161,02 + 247,8 + 1925,3 + 26,4 + 3409 + 621,7) \cdot 0,001 = 15,206 \text{ кВт}$$

					ТП 6115 011 ПЗ	23
		№ докум.	Підпис			

2.4. Теплові притоки внаслідок вентиляційного притоку повітря у камері

В багатьох камерах час від часу передбачається оновлення повітря, яке там знаходиться, шляхом часткової його заміни на повітря оточуючого середовища, температура якого більшу частину часу вища, ніж у камері. Потрапивши в камеру свіже повітря повинно бути охолоджене до температури в холодильній камері, отже воно являє собою додаткове теплове навантаження, яке визначається за формулою, кВт:

$$Q_{\text{вент}} = G_{\text{пов}} \cdot \Delta i, \quad (2.14)$$

де $G_{\text{пов}}$ - приток зовнішнього повітря в камеру, кг/с;

Δi - різниця ентальпій зовнішнього повітря і повітря, яке знаходиться в камері, кДж/кг

$$\Delta i = i_{\text{зов}} - i_{\text{внутр}},$$

де $i_{\text{зов}}$ - ентальпія зовнішнього повітря, кДж/кг;

$i_{\text{внутр}}$ - ентальпія повітря в відповідній камері, кДж/кг;

Для заданих температур і вологості знаходимо з діаграми вологого повітря ентальпії при умовах $t_{\text{зов}} = 28^\circ\text{C}, \varphi = 62\%$:

$$i_{\text{зов}} = 67,5 \text{ кДж/кг}$$

Для камери охолодження з температурою і вологістю відповідно $t_o = 1^\circ\text{C}, \varphi = 85\%$ ентальпія внутрішнього повітря:

$$i_{\text{внутр}}^o = 9,7 \text{ кДж/кг.}$$

Для камери заморозки з температурою і вологістю відповідно $t_o = -18^\circ\text{C}, \varphi = 95\%$ ентальпія внутрішнього повітря складає:

$$i_{\text{внутр}}^3 = -16 \text{ кДж/кг.}$$

Приток зовнішнього повітря в камери знаходиться за формулою, кг/с:

$$G_{\text{пов}} = \frac{V_{\text{пр}} \cdot \rho_{\text{кам}}}{86400}, \quad (2.15)$$

де $V_{\text{пр}}$ - приток зовнішнього повітря в холодильну камеру, м³/добу;

$\rho_{\text{кам}}$ - густина повітря в холодильній камері, кг/м³;

Густина повітря в камерах, кг/м³, визначається за наступною формулою

$$\rho_{\text{кам}} = \frac{\rho_0}{\left(1 + \frac{t_{\text{кам}}}{273,15}\right)}, \quad (2.16)$$

					ТП 6115 011 ПЗ	24
		№ докум.	Підпис			

де ρ_0 - густина повітря при температурі 0°C ($\rho_0 = 1,293 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$)

$t_{кам}$ - температура в відповідних камерах, °C;

Для добового притоку зовнішнього повітря знаходимо м³/добу:

$$V_{nd} = V_{KAM} \cdot n, \quad (2.17)$$

де $V_{кам}$ - об'єм холодильної камери, м³;

$$n = \frac{70}{\sqrt{V_{\text{кам}}}}, \text{доба}^{-1} - \text{добова ступінь оновлення повітря у відповідній камері.}$$

Знаходимо об'єм камери зберігання охолодженого м'яса, м³

$$V_{\text{KAM}}^0 = 6 \cdot 12 \cdot 4,8 = 345,6 \text{ m}^3$$

Об'єм зберігання камери замороженого м'яса, м³

$$V_{KAM}^3 = 6 \cdot 84 \cdot 4,8 = 2419,2 \text{ м}^3$$

Знаходимо ступінь оновлення повітря у камері охолодження, 1/добу

$$n^o = \frac{70}{\sqrt{345,6}} = 3,765 \text{добу}^{-1}$$

Ступінь оновлення повітря у камері заморозки, 1/добу

$$n^3 = \frac{70}{\sqrt{2419,2}} = 1,423 \text{добу}^{-1}$$

Знаходимо добовий приток зовнішнього повітря у камері охолодження, м³/добу

$$V_{np}^o = 345,6 \cdot 3,765 = 1301,18 \frac{\text{м}^3}{\text{добу}}$$

Знаходимо добовий приток зовнішнього повітря у камері заморозки:

$$V_{np}^3 = 2419,2 \cdot 1,423 = 3442,52 \frac{\text{м}^3}{\text{добу}}$$

Густина повітря в камері охолодження:

$$\rho^o = \frac{1,293}{\left(1 + \frac{1}{273,15}\right)} = 1,288 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Густина повітря в камері заморозки:

$$\rho^3 = \frac{1,293}{\left(1 + \frac{(-18)}{273,15}\right)} = 1,384 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Визначаємо притоки свіжого повітря для камери охолодження, кг/с

$$G_{нов}^o = \frac{1301,18 \cdot 1,288}{86400} = 0,0194 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Притоки свіжого повітря для камери заморозки, кг/с

$$G_{нов}^3 = \frac{3442,52 \cdot 1,384}{86400} = 0,055 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Таким чином знаходимо теплові навантаження при вентиляції камери охолодження, кВт

$$Q_{вент}^o = 0,014 \cdot (67,5 - 9,7) = 1,12 \text{ кВт}$$

Теплові навантаження при вентиляції камери заморозки, кВт

$$Q_{вент}^3 = 0,055 \cdot (67,5 + 16) = 4,593 \text{ кВт}$$

2.5 Теплове навантаження внаслідок інфільтрації повітря під час відчинення дверей

Теплове навантаження внаслідок інфільтрації знаходиться за формулою, кВт:

$$Q_{инф} = q \cdot D_{\tau} \cdot D_f \cdot (1 - E), \quad (2.18)$$

де q - сумарне добове теплове навантаження на холодильну камеру, кВт для повністю встановившогося повітряного потоку з урахуванням різниць густин, ентальпії, вологовмісту зовнішнього і внутрішнього повітря а також розмірів дверної конструкції;

D_{τ} - коефіцієнт, враховуючий час, коли впродовж доби двері лишаються відчиненими;

D_f - коефіцієнт, враховуючий характер повітряного потоку через дверну конструкцію;

E - ступінь ефективності захисного обладнання (завіси) дверної конструкції;

Сумарне добове навантаження знаходиться за формулою, кВт:

$$q = 0,692 A \cdot (i_{зовн} - i_{вн}) \cdot \rho_{вн} \cdot F_m \sqrt{H \cdot \left(1 - \frac{\rho_{зовн}}{\rho_{вн}}\right)}, \quad (2.19)$$

де A - площа дверної конструкції, м^2 , для прямокутної двері $A = H \cdot L$,

де H - висота і L - ширина конструкції, м;

$i_{зовн}, i_{вн}$ - ентальпія відповідно зовнішнього і внутрішнього повітря, кДж/кг

$\rho_{зовн}, \rho_{вн}$ - густини відповідно зовнішнього і внутрішнього повітря $\text{кг}/\text{м}^3$;

F_m - коефіцієнт, враховуючий різницю густин повітря ззовні і всередині камери:

$$F_m = \left[\frac{2}{1 + \left(\frac{\rho_{вн}}{\rho_{зовн}} \right)^{\frac{1}{3}}} \right]^{\frac{3}{2}} \quad (2.20)$$

Значення F_m наведені в таблиці 2.2

Таблиця 2.2 – Залежність коефіцієнта F_m від відношення внутрішньої густини до зовнішньої

$\frac{\rho_{вн}}{\rho_{зовн}}$	0,95	1	1,05	1,1	1,15	1,20	1,25	1,30	1,35	1,40
F_m	1,013	1	0,99	0,976	0,965	0,955	0,945	0,935	0,926	0,917

Коефіцієнт D_τ визначається за формулою:

$$D_\tau = \frac{n \cdot \tau_{1відк} + 60 \cdot \tau_{2відк}}{86400}, \quad (2.21)$$

де n – кожнодобове число проходів через двері.

$\tau_{1відк}$ - час відкривання/закривання дверей при кожному проході, с;

$\tau_{2відк}$ - час, хвилини на протязі доби, коли двері залишаються відчиненими, с;

Значення $\tau_{1відк}$ для звичайних дверей, відчиняємих і зачиняємих за допомогою мотузки рівне приблизно 25 с, а для високошвидкісних дверей знаходиться у діапазоні від 10 до 15 с.

Час $\tau_{2відк}$ визначається за формулою, хв/добу:

$$\tau_{2відк} = U_{відк} \cdot m_{пр}, \quad (2.22)$$

де $U_{відк}$ - середня тривалість часу, протягом якого двері залишаються відчиненими для загрузки (вигрузки) товару, хв/т;

$m_{пр}$ - добовий вантажооберт продукції у камері, т/добу;

Добовий вантажооберт продукції в холодильній камері визначається виходячи з умов її експлуатації та, як правило, складає від 5 до 25% повної місткості камери.

Коефіцієнт D_f являє собою відношення дійсної інтенсивності повітрообміну до інтенсивності при повітряному потоці, який повністю встановився. Значення D_f залежить від різниці температур всередині і ззовні камери, змінюючись від 1,1 для різниці 7...10К до 0,8 при різниці 16К і більше.

Ступінь ефективності захисного пристрою E залежить від його конструкції. При відсутності захисного пристрою: $E=0$; для захисного пристрою у вигляді штори: $E=0,2$; для повітряної завіси $E=0,7$.

Визначимо площу дверної конструкції для камер охолодження і заморозки, приймаємо висоту $H=2,5$ м; $L=2$ м:

$$A=2,5 \cdot 2=5\text{м}^2$$

Знаходимо коефіцієнт, враховуючий різницю густин повітря ззовні і всередині камери охолодження:

$$F_m^o = \left[\frac{2}{1 + \left(\frac{1,287}{1,16} \right)^{\frac{1}{3}}} \right]^{\frac{3}{2}} = 0,974$$

Знаходимо коефіцієнт, враховуючий різницю густин повітря ззовні і всередині камери заморозки:

$$F_m^3 = \left[\frac{2}{1 + \left(\frac{1,38}{1,16} \right)^{\frac{1}{3}}} \right]^{\frac{3}{2}} = 0,957$$

Знаходимо час відкривання $\tau_{2відк}$ для камери охолодження обираючи добовий вантажооберт у розмірі 25% від місткості камери у 10тю та $\tau_{відк}=0,8$ з даних для товару, поступаючого на піддонах

$$\tau_{2відк}^o = 10 \cdot 0,25 \cdot 0,8 = 2\text{хв}$$

Час відкривання $\tau_{2відк}$ для камери заморозки обираючи добовий вантажооберт у розмірі 5% від місткості камери у 40т. та $\tau_{відк}=0,8$ хв.. з даних для товару, який надходить на піддонах

									28
		№ докум.	Підпис						

$$\tau_{2\text{відк}}^3 = 40 \cdot 0,05 \cdot 0,8 = 1,6 \text{ хв}$$

Для камери охолодження вважаємо, що добовий оборот забезпечується за 4 проходи і встановлені високошвидкісні двері, які відчиняються за 15 секунд знаходимо коефіцієнт, враховуючий час, коли впродовж доби двері лишаються відчиненими для камери охолодження:

$$D_{\tau}^o = \frac{4 \cdot 15 + 60 \cdot 2}{86400} = 0,00208,$$

Для камери заморозки вважаємо, що добовий оборот забезпечується за 8 проходів і встановлені високошвидкісні двері, які відчиняються за 15 секунд знаходимо коефіцієнт, враховуючий час, коли впродовж доби двері лишаються відчиненими для камери:

$$D_{\tau}^3 = \frac{8 \cdot 15 + 60 \cdot 1,6}{86400} = 0,0025,$$

Коефіцієнт дійсної інтенсивності повітрообміну до інтенсивності при повністю встановленому повітряному потоці для камери охолодження обираємо:

$$D_f^o = 1,1$$

Коефіцієнт дійсної інтенсивності повітряобміну до інтенсивності при повністю встановленому повітряному потоці для камери заморозки обираємо:

$$D_f^3 = 0,8$$

Для камери охолодження захисний пристрій відсутній, тоді

$$E^o = 0$$

Для камери заморозки встановлений захисний пристрій у вигляді штори:

$$E^3 = 0,2;$$

Знаходимо сумарне добове теплове навантаження на камеру охолодження, кВт

$$q^o = 0,692 \cdot 5 \cdot 57,8 \cdot 1,287 \cdot 0,974 \sqrt{2 \cdot \left(1 - \frac{1,16}{1,287}\right)} = 111,37 \text{ кВт}$$

Знаходимо сумарне добове навантаження на камеру заморозки, кВт

$$q^3 = 0,692 \cdot 5 \cdot 83,5 \cdot 1,38 \cdot 0,957 \sqrt{2 \cdot \left(1 - \frac{1,16}{1,38}\right)} = 215,45 \text{ кВт}$$

Знаходимо повне теплове навантаження інфільтрації на камеру охолодження внаслідок відкриття дверей:

$$Q_{\text{інф}}^o = 111,37 \cdot 0,00208 \cdot 1,1 = 0,255 \text{ кВт}$$

Повне теплове навантаження інфільтрації на камеру заморозки внаслідок відкриття дверей, кВт

					ТП 6115 011 ПЗ	29
		№ докум.	Підпис			

$$Q_{inf}^3 = 215,45 \cdot 0,0025 \cdot 0,8 \cdot 0,8 = 0,2155 \text{ кВт}$$

2.6 Теплове навантаження при термообробці продуктів у камерах

Даний вид теплового навантаження є наслідком того, що майже завжди температура продукції, що доставляється до холодильної камери вище температури в камері. Отже продукти протягом певного часу, поки їх температура не вирівняється з температурою всередині камери, будуть виділяти в простір холодильної камери певну кількість теплоти.

Теплове навантаження, визначене пониженням температури закладених в камеру продуктів до температури зберігання, визначається за формулою, кВт:

$$Q_{prod} = \frac{(m_{np} \cdot c_1 \cdot (t_1 - t_2) + m_{np} \cdot L + m_{np} \cdot c_2 \cdot (t_2 - t_3))}{86400}, \quad (2.23)$$

де m_{np} - добовий вантажооберт продуктів, кг/добу;

c_1 - середня питома теплоємність в інтервалі температур від t_1 до t_2 для кожного типу продуктів, які закладають у камери, кДж/кг;

t_1 - початкова температура даних продуктів, °C;

t_2 - температура верхньої точки замерзання даних продуктів, °C

L - прихована теплота заморозки даних продуктів, кДж/кг;

c_2 - середня питома теплоємність в інтервалі температур від t_2 до t_3 для кожного типу даних продуктів, кДж/кг;

t_3 - температура зберігання продуктів, °C

Таким чином c_1 - середня питома теплоємність закладених продуктів при температурах, вищих за температуру точки їх замерзання, а c_2 - середня питома теплоємність цих продуктів при температурах, нижчих їх точки замерзання.

Якщо камера призначена тільки для охолодження закладених в неї продуктів без їх заморозки, то формула для розрахунку теплового навантаження від закладених продуктів спрощується і приймає вид, кВт:

$$Q_{prod} = \frac{m_{np} \cdot c_1 \cdot (t_1 - t_2')}{86400}, \quad (2.24)$$

де $t_2' > t_2$.

Для камери охолодження знаходимо $c_1 = 1,8$ кДж/кг, так, як в камері відсутній процес заморозки, то використаємо формулу, температури вказані в таблицях 1.1, 1.2:

					ТП 6115 011 ПЗ	30
		№ докум.	Підпис			

$$Q_{\text{прод}}^o = \frac{2500 \cdot 1,8 \cdot (4 - 1)}{86400} = 0,156 \text{ кВт}$$

Для камери заморозки знаходимо середню питому теплоємність в інтервалі температур від t_1 до t_2 : $c_1 = 3,06 \text{ кДж/кг}$; температуру замерзання для м'яса $t_2 = -1,5^\circ\text{C}$; приховану теплоту замерзання $L = 222 \text{ кДж/кг}$; середню питому теплоємність в інтервалі температур від t_2 до t_3 : $c_2 = 1,72$, температури подачі і замороження дані у таблиці (1.2), тоді:

$$Q_{\text{прод}} = \frac{(2000 \cdot 3,06 \cdot (4 + 1,5) + 2000 \cdot 222 + 2000 \cdot 1,72 \cdot (-1,5 + 18))}{86400} = 534,42 \text{ кВт}$$

2.7 Теплове навантаження від освітлення

В звичайних холодильних камерах ліхтарі повинні бути стійкі до вологи та пилу, водонепроникні та мати протиударний захист. Номінальна освітленість холодильної камери як правило, знаходиться у діапазоні між 60 і 100 люксами, тому в розрахунках можна приймати значення теплового навантаження у межах 3...6 Вт на квадратний метр камери.

В загальному випадку теплове навантаження від освітлення розраховується за формулою, кВт:

$$Q_{\text{осв}} = \frac{n \cdot P \cdot \tau}{24000}, \quad (2.25)$$

де n – кількість ліхтарів, шт;

P – потужність кожного ліхтаря, Вт, включаючи потужність стартера для люмінесцентних ламп з гарячим катодом;

τ – час роботи ліхтарів у добу, год/добу;

Для камери охолодження обирається 8 ламп з потужністю 125 Вт які працюють 3 години у добу, тоді:

$$Q_{\text{осв}}^o = \frac{8 \cdot 125 \cdot 3}{24000} = 0,125 \text{ кВт}$$

Для камери заморозки обираються 56 ламп з потужністю 125 Вт, які працюють 2 години на добу:

$$Q_{\text{осв}}^z = \frac{56 \cdot 125 \cdot 2}{24000} = 0,583 \text{ кВт}$$

2.8 Теплове навантаження при знаходженні персоналу у камері

Теплове навантаження, обумовлене наявністю персоналу знаходиться за формулою, кВт:

$$Q_{перс} = \frac{n_{сп} \cdot q_{перс} \cdot \tau}{24000}, \text{кВт} \quad (2.26)$$

де $n_{сп}$ – кількість робітників, працюючих в холодильній камері;
 $q_{перс}$ - кількість тепла, що виділяється в одиницю часу однією людиною при середній активності, Вт (табл. 2.3);
 τ - тривалість добового перебування одного робітника в холодильній камері, зазвичай співпадає з часом роботи ліхтарів, год/добу

Таблиця 2.3 - Тепловиділення від однієї людини в одиницю часу, який знаходиться в холодильній камері при його середній активності

Температура в камері °C	20	15	10	5	0	-5	-10	-15	-20	-25
Тепловиділення $q_{перс}$, Вт	180	200	210	240	270	300	330	360	390	420

Теплове навантаження, обумовлене наявністю персоналу в камері охолодження при температурі в камері 1 °C: $q_{перс}$ =260 Вт, кількість робітників $n=2$, які знаходяться в камері по 3 години в добу:

$$Q_{перс}^o = \frac{2 \cdot 260 \cdot 3}{24000} = 0,065 \text{кВт}$$

Теплове навантаження, обумовлене наявністю персоналу в камері заморозки при температурі -18 °C: $q_{перс}$ =378 Вт, кількість робітників $n = 6$, які знаходяться в камері по 2 години в добу:

$$Q_{перс}^з = \frac{6 \cdot 378 \cdot 2}{24000} = 0,189 \text{кВт}$$

2.9 Теплове навантаження від підйомно-транспортних засобів і коефіцієнт безпеки

Частіше за все в якості підйомно-транспортних засобів використовують візки та штабелеукладачі, знаходиться за формулою, кВт

$$Q_{птз} = \frac{n_n \cdot P \cdot \tau}{24000}, \quad (2.27)$$

де n_n - число транспортних засобів даного типу;

P - потужність електродвигунів підйомно-транспортних засобів, Вт;

τ - час роботи підйомно-транспортних засобів за добу в холодильній камері, год/добу

Для камери охолодження приймаємо, що в ній працює один електропогрузчик з 2-ма двигунами (один – для пересування, другий – для погрузки) з встановленою номінальною потужністю кожного 5000 Вт. Враховуючи, що одночасно працює лише один з механізмів електронавантажувача і час його роботи в камері – 3 години в добу знаходимо теплове навантаження від підйомно-транспортних засобів:

$$Q^o_{птз} = \frac{1 \cdot 5000 \cdot 3}{24000} = 0,625 \text{ кВт}$$

Для камери заморозки приймаємо, що в ній працює два електропогрузчик з 2-ма двигунами (один – для пересування, другий – для погрузки) з встановленою номінальною потужністю кожного 5000 Вт. Враховуючи, що одночасно працює лише один з механізмів електропогрузчика і час його роботи в камері – 2 години в добу знаходимо теплове навантаження від підйомно-транспортних засобів:

$$Q^z_{птз} = \frac{2 \cdot 5000 \cdot 2}{24000} = 0,833 \text{ кВт}$$

При розрахунку окремих складових сумарного теплового навантаження необхідно точно знати всі перераховані вище умови роботи холодильного обладнання і режими зберігання продукції. Проте часто при розрахунку деякі з цих параметрів залишаються невідомими. В цьому випадку необхідно задатись деякими середніми для даного режиму роботи параметрами і ввести коефіцієнт безпеки для цієї складової теплового навантаження. Іншими словами цей коефіцієнт є мірою нашого незнання якихось умов або режимів роботи камери.

Значення коефіцієнту безпеки, як правило, знаходиться у межах від 1,0 до 1,1

									33
		№ докум.	Підпис						

Повернувшись до п. 2.6 зазначимо, що при розрахунку добового вантажооберту ми задались його оціночною величиною у розмірі 25% для камери охолодження і 10% для камери заморозки. Для даних складових теплових навантажень введемо коефіцієнт безпеки $K_{без}=1,1$, тоді навантаження, кВт, складе

$$Q'_{prod} = Q_{prod} \cdot K_{без}, \quad (2.28)$$

Тоді для камери охолодження знаходимо теплове навантаження, визначене пониженням температури закладених в камеру продуктів до температури зберігання з урахуванням коефіцієнту безпеки:

$$Q'^o_{prod} = 0,156 \cdot 1,1 = 0,172 \text{ кВт}$$

Для камери заморозки знаходимо теплове навантаження, визначене пониженням температури закладених в камеру продуктів до температури зберігання з урахуванням коефіцієнту безпеки:

$$Q'^z_{prod} = 534,4 \cdot 1,1 = 587,86 \text{ кВт}$$

Окрім того в пункті (2.5) при розрахунку теплового навантаження в наслідку відкривання дверей ми також використовували оціночну добову величину вантажооберту, а отже для даного навантаження ми вводимо коефіцієнт безпеки, рівний $K_{без} = 1,05$, тоді формула теплового навантаження з урахуванням коефіцієнту безпеки має вигляд, кВт:

$$Q'_{inf} = Q_{inf} \cdot K_{без}, \quad (2.29)$$

Для камери охолодження теплове навантаження внаслідок інфільтрації визначиться:

$$Q'^o_{inf} = 0,255 \cdot 1,05 = 0,268 \text{ кВт}$$

Для камери заморозки відповідно теплове навантаження внаслідок інфільтрації визначається:

$$Q'^z_{inf} = 0,2155 \cdot 1,05 = 0,226 \text{ кВт}$$

Визначається холодопродуктивність холодильних камер, кВт:

$$Q_0 = \frac{24 \cdot (Q_{стін} + Q_{вент} + Q'_{inf} + Q'_{prod} + Q_{осв} + Q_{перс} + Q_{нтз})}{\tau_p \cdot 1000}, \quad (2.30)$$

									34
		№ докум.	Підпис						

де τ_p - час роботи холодильної установки за добу, год/добу;

Для камери охолодження $\tau_p = 20$ год/добу,

Для камери заморозки $\tau_p = 18$ год/добу

Визначимо холодопродуктивність камери охолодження:

$$Q^o_0 = \frac{24 \cdot ((388,95 + 311,04 + 622,08) + 26,4 + 621,7 + 1121 + 268 + 171,6 + 125 + 65 + 625)}{20 \cdot 1000} = 5,215 \text{ кВт}$$

Для камери заморозки холодопродуктивність визначається:

$$Q^s_0 = \frac{24 \cdot ((3469,13 + 4161,02 + 247,8) + 1925,3 + 3409 + 4593 + 226 + 587860 + 583,33 + 189 + 833,3)}{18 \cdot 1000} = 809,996 \text{ кВт.}$$

Сумарна холодопродуктивність камер, кВт

$$Q_0 = Q^o_0 + Q^s_0 = 5,215 + 809,996 = 815,211 \text{ кВт.}$$

					ТП 6115 011 ПЗ	35
		№ докум.	Підпис			

3 ХАРАКТЕРИСТИКИ І ПІДБІР ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА СУХОГО ЛЬОДУ.

Твердий діоксид вуглецю (CO_2) при атмосферному тиску сублімує, тобто переходить в газоподібний стан, оминаючи рідку фазу. Завдяки цій властивості твердий діоксин вуглецю отримав назву сухого льоду. Питома маса його залежить від способу його отримання і ставить 1300-1600 $\text{кг}/\text{м}^3$. При тиску 98 кПа температура сухого льоду дорівнює $-78,9^\circ\text{C}$, а теплота, необхідна для повного його випаровування (прихована теплота сублімації), -561 кДж/кг.

Як охолоджувач або охолоджуючий агент сухий лід значно ефективніше водяного. Повна холодопродуктивність 1 кг сухого льоду з урахуванням використання холоду парів, які утворюються при сублімації і догріву їх до 0°C , становить 665 кДж/кг, що в 1,9 разів більше, ніж холодопродуктивність 1 кг водяного льоду. В суміші сухого льоду з ефіром можна отримати температуру -100°C , а при створенні вакууму – значно нижчі.

Діаграма фазових станів діоксиду вуглецю приведена на рис. 3.1

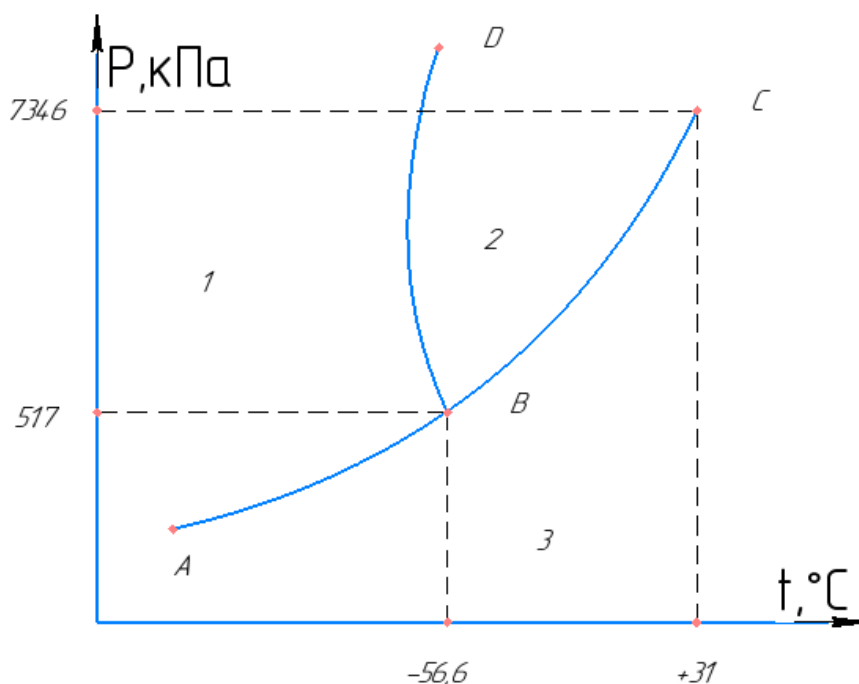


Рисунок 3.1 – Діаграма P-t для діоксиду вуглецю в області потрібної точки

Ділянка 1 діаграми є областю твердої фази, ділянка 2 – областю рідини, ділянка 3 – газовою ділянкою (перегріта пара). Пограничні лінії між цими агрегатними станами представляють собою сукупність точок, в яких можуть знаходитись в термодинамічній

рівновазі дві фази: тверде тіло і пар (крива АВ), рідина і пар (крива ВС), рідина і тверде тіло (крива BD).

Крива АВ характеризує тиск насичення парів діоксиду вуглецю. Із діаграми видно, що при тисках нижче 517 кПа (або при температурі нижче $-56,6^{\circ}\text{C}$) діоксид вуглецю може знаходитись лише в твердій і газоподібній фазах. Отже, виходячи з цього тільки при даних тисках можлива сублімація твердого діоксиду вуглецю. Температура сублімації є функцією тиску.

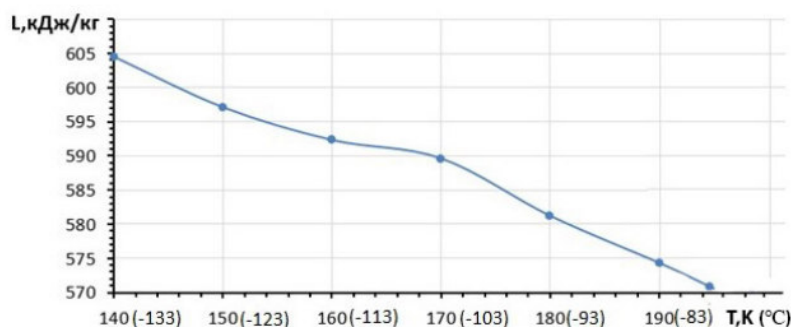


Рисунок 3.2 – Графік залежності прихованої теплоти сублімації від температури для двооксиду вуглецю

Крива ВС характеризує тиск насичених парів рідкої вуглекислоти (зверху ця крива обмежена критичною точкою С з параметрами $P_{кр}=7346$ кПа і $t_{кр}=31^{\circ}\text{C}$), крива BD – плавлення (затвердіння) вуглекислоти. На відміну від аналогічної кривої для водяного льоду крива BD має позитивний нахил до осі абсцис.

В точці b перетинаються три криві рівноважних станів вуглекислоти. Ця точка характеризує такий стан діоксиду вуглецю, при якому в термодинамічній рівновазі знаходяться одночасно три фази. Параметри цієї точки, яка називається потрійною, це тиск $P=517$ кПа і температура $t=-56,6^{\circ}\text{C}$.

При тисках вище 702 кПа і підводі теплоти твердий діоксид вуглецю, як і водяна пара, послідовно переходить в рідку, а із рідкої – в газоподібну фазу. При тисках нижче 517 кПа рідкої фази вуглекислоти не існує.

Дані про термодинамічні властивості діоксиду вуглецю, таких, як h і S , знаходяться в h - P та T - S -діаграмах. Проте ці діаграми не дозволяють оцінити кількісне співвідношення фаз в потрійній точці, а відповідно, не дають можливості визначити ентальпію чи ентропію трифазної суміші. В цьому випадку потребуються додаткові розрахунки. Так, для визначення ентальпії трифазної суміші використовують рівняння (3.1):

$$h'x = h''y + h'''z = h; \quad x + y + z = 1, \quad (3.1)$$

де h' , h'' , h''' - ентальпія відповідно рідкої, газоподібної та твердої фаз. кДж/кг

x, y, z – масові частки цих фаз.

Холодопродуктивність 1 кг діоксиду вуглецю рівна різниці ентальпій парової фази, яка має тиск і температуру охолоджуємого середовища та твердої фази. Теплота плавлення (або замерзання) діоксиду вуглецю в потрійній точці дорівнює різниці ентальпій рідкої і твердої фаз при тиску 517 кПа.

Значення теплоти плавлення в потрійній точці дорівнює 195,7 Кдж/кг. При тисках вище 517 кПа і температурах вище $-56,6^{\circ}\text{C}$ теплота плавлення майже не відрізняється від теплоти плавлення в потрійній точці.

Питома теплоємність твердого діоксиду вуглецю [в Кдж/(кг*К)] в діапазоні температур від 57 до -110°C (3.2)

$$C=1,67-0,0118T-0,0000523T^2 \quad (3.2)$$

Теплопровідність при $\rho=1400$ кг/м³ становить близько 0,384 Вт/(м*К).

Сухий лід отримують в результаті відводу теплоти від рідкого CO₂.

По вхідній сировині, яку використовують для виготовлення сухого льоду і скрапленого діоксиду вуглецю, цехи поділяють на дві групи: групу А, працюючу на базі використання брускових газів хімкомбінатів, нафтопереробних, миловарних, гідролізних та спиртових заводів і групу Б, працюючу на базі спеціального спалювання палива (в тому числі при вапно-обпалюючих печах, при доменах, при ТЕЦ).

Найкращою сировиною для заводів сухого льоду є вуглекислота спиртового бродіння (майже 100%-ий діоксид вуглецю), експанзерні гази заводів синтетичного аміаку (до 88%), діоксид вуглецю метанового бродіння та димові гази вапно-обпалюючих печей. Останнє місце по якості вихідної сировини і перше по його кількості займає діоксид вуглецю димових газів (10-16%).

Для забезпечення температур, при яких можливо конденсувати двоокис вуглецю застосовуються холодильні машини наступних типів: - газова регенеративна машина, яка працює по зворотному циклу Стірлінга; - хвильові кріогенератори; - турбоповітряна холодильна машина з відкритим циклом; - парокомпресійна каскадна установка; - вакуумно-сублімаційний холодильна установка з відкачуванням парів.

В даний час діоксид вуглецю широко використовується для систем комерційного та промислового охолодження, що працюють до температур потрійної точки CO₂ ($-56,6^{\circ}\text{C}$, 0,52 МПа). При цьому використовуються як докритичні (каскадні схеми), так і транскритичні схеми, де забезпечується високий тиск конденсації до 12 МПа.

При атмосферному тиску температура сублімації діоксиду вуглецю становить $-78,5^{\circ}\text{C}$. Відомо, що при зниженні тиску можливе отримання низьких температур сублімації.

					ТП 6115 011 ПЗ	38
		№ докум.	Підпис			

Так при 9918 Па температура сублімації складе -103,15 ° С (170 К), а при 183 Па вже -133,15 ° С (140 К).

Існує великий спектр завдань, що потребує низькотемпературне охолодження на рівнях температур від -30⁰С до -120 °С.

Разом з тим розробці холодильних установок, що спеціалізуються на роботі в даному температурному діапазоні, не приділяється належної уваги. Існуючі системи мають ряд недоліків: використання неекологічних робочих речовин, складність в експлуатації, дорожнеча.

Сучасна екологічна політика держав по всьому світу веде до необхідності пошуку альтернативних способів отримання низьких температур, повернення до використання природних робочих речовин. Сухий лід – один із таких матеріалів, який є екологічно чистим, малотоксичним та розповсюдженим у природі та промисловості і повністю задовольняє потреби холодильних машин, як холодоносіїв.

Таблиця 3.1 - Порівняння можливих паро-компресійних машин низьких температур

Тип Паро-компресійної холодильної машини	Можливий діапазон температур (t)С		Вигідний діапазон температур (t)С	
	Min	Max	Min	max
Двоступенева на R-22	-60	Не обмежено	-45	-25
Триступенева	-80	Н.д.	-60	Н.д.
Двокаскадна: R-13 і R-22	-95	-40	-85	-40
Трикаскадна: R-13,R-13 і R-22	-110	-80	-100	-80
Трикаскадна:	-140	-100	-135	-100

4 РОЗРАХУНОК ТРИСТУПЕНЕВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ

4.1 Загальні теоретичні відомості

Триступеневі і каскадні холодильні машини застосовують для отримання штучного холоду від -70°C та нижче. Їх застосовують для забезпечення технологічних процесів в хімічній промисловості та інших галузях науки і техніки, де існує потреба в холоді низького потенціалу. Такі машини знаходять використання при випробуванні пристроїв, матеріалів, а також різноманітних виробів, працюючих на низьких температурах.

Теоретична триступенева холодильна машина. Принципова схема та цикл такої машини показаний на рисунку 4.1 Якщо порівнювати схеми та цикли триступеневої та двоступеневої холодильних машин, то легко упевнитись, що триступеневу машину отримують шляхом додавання до першої ступені стиснення ще одну ступінь.

Теоретичний та дійсний цикл триступеневої холодильної установки

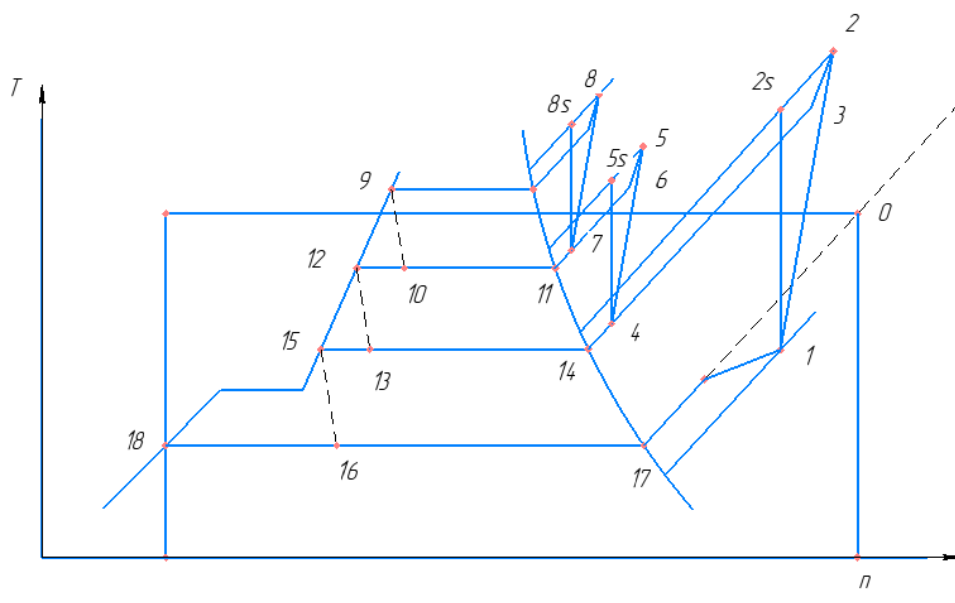
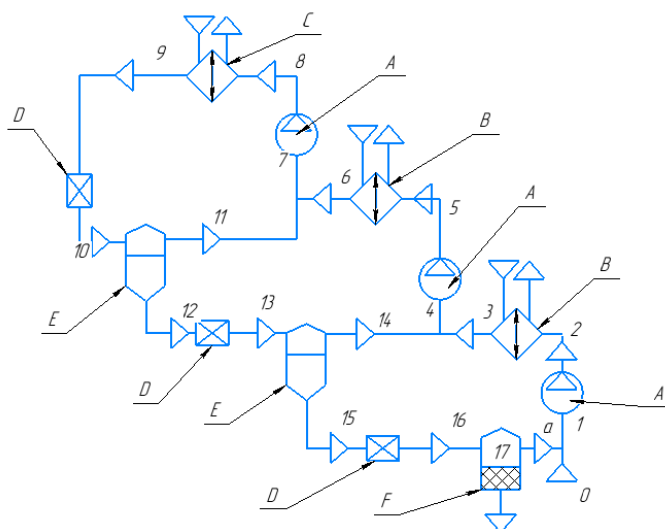


Рисунок 4.1 – Теоретичний та дійсний цикл триступеневої холодильної машини в t -сдіаграмі

Процес 1-2s – теоретичний процес ізоентропного розширення в компресорі низького тиску, процес 1-2 – той же процес але з урахуванням механічних втрат у компресорі. 2-3 – гідравлічні втрати у компресорі низького тиску. 3-4 – процес охолодження у пароохолоджувачі першої ступені. 4-5s – процес ізоентропного стиснення у компресорі

другої ступені, 4-5 – аналогічний процес попередньому, але з урахуванням механічних втрат у компресорі другої ступені, 5-6 – гідравлічні втрати у компресорі другої ступені, 6-7 – процес охолодження у пароохолоджувачі другої ступені, 7-8s – процес ізоентропного стиснення у компресорі третьої ступені, 7-8 – аналогічний процес але з урахуванням механічних втрат, 8-9 – процес охолодження у конденсаторі, 9-10 – процес дроселювання у дроселі третьої ступені, 10-11 – відбір пари з проміжного бака-сепаратора другої ступені у компресор третьої ступені, 12-13 – процес дроселювання у дроселі другої ступені, 13-14 – відбір пари з проміжного бака-сепаратора першої ступені у компресор другої ступені. 15-16 – дроселювання у першій ступені 16-17-1 – процес сублімації 0 – параметри зовнішнього середовища



А-компресори першої, другої та третьої ступені, В – пароохолоджувачі першої та другої ступенів. С – конденсатор, D – дросель, Е – проміжний бак-сепаратор, F– кристалізатор.

Рисунок 4.2 –Принципова схема триступеневої холодильної установки

Процеси теоретичного та дійсного циклів триступеневої холодильної машини аналогічні процесам в двоступеневій машині.

Розрахункова відмінність триступеневої машини у виборі проміжних тисків, які обирають із умов приблизно однакових тисків в ступенях

Тепловий розрахунок триступеневих холодильних машин розрахований за допомогою методів матеріальних та теплових балансів.

Дійсна триступенева холодильна машина для отримання твердого двоокису вуглецю

					41
					ТП 6115 011 ПЗ
		№ докум.	Підпис		

Особливістю даної холодильної машини є те, що робоча речовина, здійснюючи зворотний цикл, в твердому стані виводиться з машини, тому відведення теплоти від джерела низької температури відбувається в іншому місці. Таким чином, робоча речовина робить розривний цикл (квазіцикл). Такий цикл можна здійснити внаслідок того, що двоокис вуглецю (вуглекислота) при тиску 0,53 МПа і температурі 216,6 К може перебувати одночасно в трьох фазах: рідкої, газоподібної і твердої. Якщо тиск і температуру збільшити, то вуглекислота буде знаходитися тільки в двох фазах: рідкої і газоподібної, тому її можна використовувати в цих умовах як робочу речовину у звичайній паровій холодильній машині.

При тиску нижче 0,53 МПа вуглекислота знаходиться тільки в твердому і газоподібному стані. Ці властивості і використовують при виробництві твердої вуглекислоти за допомогою зворотного циклу. Триступеневі машини є вигіднішими по витраті енергії на одиницю виробленого холоду ніж двоступеневі та одноступеневі.

4.2 Визначення параметрів точок робочого тіла

Для визначення параметрів точок робочого тіла визначаються параметри повітря, необхідні параметри вуглекислоти у кристалізаторі, обираються проміжні тиски виходячи із тиску навколишнього середовища і тиску, необхідному для конденсації вуглекислоти.

Значення проміжних тисків знаходиться з урахуванням тиску барометричного і тиску конденсації, для даного процесу обирається тиск вхідний $P_0 = 0,0981 \text{ МПа}$, тиск конденсації: $P_k = 5,734 \text{ МПа}$, тоді проміжні тиски наближено задаються за формулами, МПа:

$$P_m = \sqrt[3]{P_k^2 \cdot P_0} \quad (4.1)$$

$$P_m = \sqrt[3]{5,734^2 \cdot 0,098} = 1,962 \text{ МПа}$$

$$P'_m = \sqrt[3]{P_k \cdot P_0^2} \quad (4.2)$$

$$P'_m = \sqrt[3]{5,734 \cdot 0,098^2} = 0,588 \text{ МПа}$$

Таблиця 4.1 - Параметри холодильного агенту, визначені за допомогою t-s діаграми:

№ точки	Тиск P, МПа	Температура, Т, К	Ентальпія, i $\frac{кДж}{кг}$
1	0,0981	249	688,15
2	0,5886	366	789,88
3	0,5886	288	716,07
4	0,5886	271	703,27
5	1,962	354,5	768,02
6	1,962	288	698,05
7	1,962	275	683,62
8	5,734	350,5	735,3
9	5,734	293	769,3
10	1,962	253	769,3
11	1,962	253	655,73
12	1,962	253	353,32
13	0,5886	219	353,32
14	0,5886	219	649,03
15	0,5886	219	306,7
16	0,0981	194,1	306,7
17	0,0981	194,1	641,07
18	0,0981	194,1	71,23
0	0,0981	301,15	720,7

		№ докум.	Підпис	

ТП 6115 011 ПЗ

4.3 Тепловий розрахунок триступеневої холодильної машини

Для точок 1, 4, 7 визначаємо питомий об'єм пари: $\nu_1 = 0,47 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$, $\nu_4 = 0,06 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$,

$$\nu_7 = 0,014 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

Для точок 10, 13, 16 визначаємо паровміст: $x_{10} = 0,34 \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$, $x_{13} = 0,19 \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$, $x_{16} = 0,34 \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$

Вирахуємо необхідну кількість вуглекислоти у кристалізаторі за формулою, кг/год:

$$g^I = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{3,6 Q_0}{(i_{17} - i_{16})}, \quad (4.3)$$

де Q_0 - необхідна холодопродуктивність холодильної машини, кВт;

q_0 - питома масова холодопродуктивність кристалізатору, кДж/кг

i_{16} - ентальпія робочої речовини перед кристалізатором, кДж/кг

i_{17} - ентальпія робочої речовини після кристалізатора, кДж/кг

$$g^I = \frac{3,6 \cdot 815,211}{(641,07 - 306,7)} = 2,43 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$$

Витрата вуглекислоти, що проходить через другу ступінь холодильної машини за формулою, кг/год:

$$g^{II} = \frac{g^I}{(1 - x_{10})(1 - x_{13})}, \quad (4.4)$$

де x_{10} - паровміст холодоагенту перед баком-сепаратором другої ступені

x_{13} - паровміст холодоагенту перед баком-сепаратором першої ступені, кг/кг

$$g^{II} = \frac{2,43}{(1 - 0,34)(1 - 0,19)} = 4,688 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$$

Кількість вуглекислоти, що проходить третю ступінь холодильної машини, кг/год:

$$g^{III} = \frac{g^{II}}{(1 - x_{10})}, \frac{\text{кг}}{\text{год}} \quad (4.5)$$

$$g^{III} = \frac{4,688}{(1 - 0,34)} = 7,1 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$$

Визначаємо ентальпію робочої речовини на всмоктуванні в компресори

					ТП 6115 011 ПЗ	44
		№ докум.	Підпис			

Ентальпія вуглекислоти на всмоктуванні в компресор першої ступені, кДж/кг:

$$i_1 = i_0 - x_{16}(i_0 - i_{17}), \quad (4.6)$$

де i_0 - ентальпія вуглекислоти при атмосферних умовах, кДж/кг;

i_{17} - ентальпія вуглекислоти на виході із кристалізатору, кДж/кг;

x_{16} - паровміст холодоагенту після дроселювання першої ступені, кг/кг.

$$i_1 = 720,68 - 0,41(720,68 - 641,07) = 688,15 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Ентальпія вуглекислоти на всмоктуванні в компресор другої ступені, кДж/кг:

$$i_4 = i_3(1 - x_{13}) + x_{13}i_{14}, \quad (4.7)$$

де i_3 - ентальпія вуглекислоти після охолоджувача вуглекислоти першої ступені, кДж/кг;

i_{14} - ентальпія вуглекислоти після бака-сепаратора першої ступені, кДж/кг.

$$i_4 = 716,07(1 - 0,19) + 0,19 \cdot 649,03 = 703,27 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Ентальпія вуглекислоти перед компресором третьої ступені, кДж/кг:

$$i_7 = i_{11} \cdot x_{10} + (1 - x_{10}) \cdot i_6, \quad (4.8)$$

де i_{11} - ентальпія вуглекислоти після бака-сепаратора другої ступені, кДж/кг;

i_6 - ентальпія вуглекислоти після охолоджувача вуглекислоти другої ступені, кДж/кг.

$$i_7 = 0,34 \cdot 655,73 + (1 - 0,34) \cdot 698,05 = 683,62 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

5 ПІДБІР ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ

5.1 Теоретична потужність компресорів

Теоретична потужність компресора першої ступені, кВт:

$$L_s^I = g^I \cdot (i_2 - i_1), \quad (5.1)$$

де i_1 - ентальпія вуглекислоти перед компресором першої ступені, кДж/кг;

i_2 - ентальпія вуглекислоти після компресору першої ступені, кДж/кг.

$$L_s^I = 2,43 \cdot (786,02 - 688,15) = 237,82 \text{ кВт}$$

Теоретична потужність компресору другої ступені, кВт:

$$L_s^{II} = g^{II} \cdot (i_5 - i_4), \quad (5.2)$$

де i_5 - ентальпія вуглекислоти після компресору другої ступені, кДж/кг.

$$L_s^{II} = 4,688 \cdot (768,02 - 703,27) = 303,55 \text{ кВт}$$

Теоретична потужність компресору третьої ступені, кВт:

$$L_s^{III} = g^{III} \cdot (i_8 - i_7), \quad (5.3)$$

де i_8 - ентальпія вуглекислоти після компресору третьої ступені, кДж/кг

$$L_s^{III} = 7,1 \cdot (735,3 - 683,62) = 366,93 \text{ кВт}$$

Масова доля вуглекислоти, отриманої в машині у вигляді твердої речовини, кг/кг:

$$g_{CO_2} = (1 - x_{10})(1 - x_{13})(1 - x_{16}), \quad (5.4)$$

$$g_{CO_2} = (1 - 0,34)(1 - 0,19)(1 - 0,41) = 0,306 \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$$

Робота, що приходить на 1 кг двоокису вуглецю, кДж/кг:

$$M = \frac{g_{CO_2}}{\left(\frac{L_s^I}{g^I} + \frac{L_s^{II}}{g^{II}} + \frac{L_s^{III}}{g^{III}}\right)}, \quad (5.5)$$

$$M = \frac{0,306}{(237,82 + 303,55 + 366,93)} = 0,000337 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Мінімальна робота, яка необхідна на вироблення 1 кг твердої вуглекислоти в оборотному циклі 17-0-k-18, кДж/кг:

$$l_{\min} = (s_0 - s_m) \cdot T_{n.c} - (i_0 - i_{18}), \quad (5.6)$$

де i_0 - ентальпія вуглекислоти при параметрах навколишнього середовища, кДж/кг;

					ТП 6115 011 ПЗ	46
		№ докум.	Підпис			

i_{18} - ентальпія вуглекислоти при тиску навколишнього середовища і температурі кристалізації з нулевим паровмістом (на лінії тверда речовина-рідина), кДж/кг;

S_0 - ентропія вуглекислоти у точці «0» (при температурі і тиску навколишнього середовища), кДж/кг;

S_m - ентропія вуглекислоти при тиску навколишнього середовища і температурі кристалізації з нулевим паровмістом, кДж/кг.

$$l_{\min} = (5,924 - 2,694) \cdot 301,15 - (320,68 - 71,23) = 723,26 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Тоді максимальна затрата роботи на отримання 1 кг твердої вуглекислоти знаходиться за формулою, кДж/кг:

$$M_{\max} = \frac{1}{l_{\min}}, \quad (5.7)$$

$$M_{\max} = \frac{1}{723,26} = 0,001383 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Тоді ступінь зворотності циклу знаходимо за формулою:

$$\eta_{об} = \frac{M}{M_{\max}} \quad (5.8)$$

$$\eta_{об} = \frac{0,000337}{0,001383} = 0,244$$

Визначаємо об'ємну витрату пари компресора третьої ступені (циліндру низького тиску), м³/год:

$$V_{ц.н.т.} = g^I \cdot v^I, \quad (5.9)$$

Де v^I - питомий об'єм пари, всмоктуємого до циліндру низького тиску, м³/кг.

$$V_{ц.н.т.} = 2,43 \cdot 0,47 = 1,142 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Визначаємо об'ємну витрату пари компресора другої ступені (циліндру середнього тиску), м³/год:

$$V_{ц.с.т.} = g^{II} \cdot v^{II}, \quad (5.10)$$

Де v^{II} - питомий об'єм пари, всмоктуємого до циліндру середнього тиску, м³/кг.

$$V_{ц.с.т.} = 2,43 \cdot 0,06 = 0,281 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

					ТП 6115 011 ПЗ	47
		№ докум.	Підпис			

Визначаємо об'ємну витрату пари компресора третьої ступені (циліндру високого тиску), м³/год:

$$V_{ц.в.т.} = g^{III} \cdot v^{III}, \quad (5.11)$$

де v^{III} - питомий об'єм пари, всмоктуємого до циліндру високого тиску, м³/кг.

$$V_{ц.в.т.} = 7,1 \cdot 0,014 = 0,099 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Визначаємо коефіцієнт подачі для компресора в залежності від ступені стиснення

Для циліндру низького тиску:

$$\frac{p'_m}{p_0} = \frac{0,5886}{0,0981} = 6 \quad (5.12)$$

Для циліндру середнього тиску:

$$\frac{p''_m}{p'_m} = \frac{1,962}{0,5886} = 3,33 \quad (5.13)$$

Для циліндру високого тиску:

$$\frac{p_k}{p''_m} = \frac{5,734}{1,962} = 2,92 \quad (5.14)$$

При визначенні необхідно врахувати тип компресору, обираємо гвинтові компресори, тоді коефіцієнт подачі для циліндру низького тиску буде:

$$\lambda_{ц.н.т.} = 0,77$$

Коефіцієнт подачі для циліндру середнього тиску буде:

$$\lambda_{ц.с.т.} = 0,82$$

Коефіцієнт подачі для циліндру високого тиску буде:

$$\lambda_{ц.в.т.} = 0,835$$

Розраховуємо об'єм, що описуються поршнями відповідних циліндрів:

Об'єм, що описує циліндр низького тиску, м³/год:

$$V_{ц.н.т.}^o = \frac{V_{ц.н.т.}}{\lambda_{н.т.}} = \frac{1142}{0,77} = 1483 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} \quad (5.15)$$

Об'єм, що описує циліндр середнього тиску, м³/год:

$$V_{ц.с.т.}^o = \frac{V_{ц.с.т.}}{\lambda_{с.т.}} = \frac{281}{0,82} = 343 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} \quad (5.16)$$

Об'єм, що описує циліндр високого тиску, м³/год:

$$V_{ц.с.м.}^{г.о.} = \frac{V_{ц.с.м.}}{\lambda_{с.м.}} = \frac{99}{0,835} = 119 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} \quad (5.17)$$

5.2 Підбір компресорів до кожної із ступенів

Для циліндру низького тиску обираємо гвинтові компресори марки HSK8571-140 – 4 шт., характеристики зведені до таблиці 5.1

Таблиця 5.1 – Параметри і характеристики гвинтового компресору HSK8571-140

Параметр	Характеристика
Холодопродуктивність	258 кВт
Описаний об'єм	410 м ³ /h
Потужність електродвигуна	50 кВт
Частота обертання	16с ⁻¹
Температура кипіння	-20...-10°C
Максимальна температура конденсації	45°C
Габаритні розміри ДхШхВ	1257 x 585 x 647
Вага	580 kg

Для циліндру середнього тиску обираємо гвинтовий компресор марки HSK8561-125-40P, характеристики зведені до таблиці 5.2

Таблиця 5.2 – Параметри і характеристики гвинтового компресору HSK8561-125-40P

Параметр	Характеристика
Холодопродуктивність	229 кВт
Описаний об'єм	359 м ³ /h
Потужність електродвигуна	93,6 кВт
Частота обертання	16с ⁻¹
Температура кипіння	-35...-10°C
Максимальна температура конденсації	45°C
Габаритні розміри ДхШхВ	1257 x 585 x 647
Вага	580 kg

Для циліндру високого тиску обираємо гвинтові компресор марки HSK 5363-40– 1 шт., характеристики зведені до таблиці 5.3

Таблиця 5.3 – Параметри і характеристики гвинтового компресору HSK 5363-40

Параметр	Характеристика
Холодопродуктивність	77,7 кВт
Описаний об'єм	118 м ³ /h
Потужність електродвигуна	31,6 кВт
Частота обертання	16с ⁻¹
Температура кипіння	-35...-10°C
Максимальна температура конденсації	45°C
Габаритні розміри ДхШхВ	765 x 439 x 370
Вага	183 kg

Теоретична потужність компресорів:

$$N_{m.n.m.} = 2,43 \cdot (786,02 - 688,15) = 237,82 \text{ кВт}$$

$$N_{m.c.m.} = 4,688 \cdot (768,02 - 703,27) = 303,55 \text{ кВт}$$

$$N_{m.v.m.} = 7,1 \cdot (735,3 - 683,62) = 366,93 \text{ кВт}$$

Дійсна потужність на валу компресорів визначається за формулами, кВт:

$$N_{i.n.m.} = \frac{N_{m.n.m.}}{\eta_{i.n.m.}}, \quad (5.18)$$

$$N_{i.c.m.} = \frac{N_{m.c.m.}}{\eta_{i.c.m.}}, \quad (5.19)$$

$$N_{i.v.m.} = \frac{N_{m.v.m.}}{\eta_{i.v.m.}}, \quad (5.20)$$

Де $\eta_{i.n.m.}$, $\eta_{i.c.m.}$, $\eta_{i.v.m.}$ - енергетичний коефіцієнт корисної дії гвинтових компресорів, який допустимо приймати як для поршневих:

$$\eta_{i.n.m.} = \eta_{i.c.m.} = \eta_{i.v.m.} = 0,8$$

Тоді для циліндру низького тиску дійсна потужність, кВт

$$N_{i.n.m.} = \frac{237,82}{0,8} = 297,3 \text{ кВт}$$

Дійсна потужність для циліндра середнього тиску, кВт

$$N_{i.c.m} = \frac{303,55}{0,8} = 379,44 \text{ кВт}$$

Дійсна потужність для циліндра високого тиску, кВт

$$N_{i.v.m} = \frac{366,93}{0,8} = 458,7 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність для циліндра низького тиску, кВт

$$N_{e.n.m} = \frac{N_{i.n.m.}}{\eta_{n.m.}}, \text{ кВт}$$

Ефективна потужність для циліндра середнього тиску, кВт

$$N_{e.c.m} = \frac{N_{i.c.m.}}{\eta_{c.m.}}, \text{ кВт}$$

Ефективна потужність для циліндра високого тиску, кВт

$$N_{e.v.m} = \frac{N_{i.v.m.}}{\eta_{v.m.}}, \text{ кВт}$$

Де $\eta_{n.m.} = \eta_{c.m.} = \eta_{v.m.}$ - механічний коефіцієнт корисної дії компресорів, який приймається в діапазоні 0,85-0,95, приймаємо $\eta_{v.m.} = 0,9$, тоді:

$$N_{e.n.m} = \frac{297,3}{0,9} = 330,3 \text{ кВт};$$

$$N_{e.c.m} = \frac{379,44}{0,9} = 421,6 \text{ кВт};$$

$$N_{e.v.m} = \frac{458,7}{0,9} = 509,7 \text{ кВт}.$$

Сумарна встановлена теплова потужність електродвигунів на кожен агрегат складає 1100кВт, що значно перевищують потрібну. Отже підібрані компресори можна використовувати у даній схемі.

5.3 Розрахунок конденсатора холодильної машини

Конденсатор обираємо по дійсному тепловому потоку, визначеному в тепловому розрахунку компресора. Тип конденсатора обирають в залежності від призначення установки, умов водопостачання і якості води з урахуванням кліматологічних даних.

Переважаю для крупних та середніх установок використовують кожухотрубні ТОА з водяним охолодженням. Використовувати данні конденсатори необхідно при наявності оборотного водопостачання.

У випадках прямої системи водопостачання з природних водойм на крупних холодильних установках використовують вертикальні кожухотрубні конденсатори

Тепловий потік в конденсаторі визначається за наступною формулою, кВт:

$$Q_k = Q_0 + N_{i.n.m.} + N_{i.c.m.} + N_{i.v.m.}, \quad (5.21)$$

$$Q_k = 815,211 + 297,3 + 379,44 + 458,7 = 1950,6 \text{ кВт}$$

Конструктивний розрахунок випарного апарата ґрунтується на знаходженні площі теплообмінної поверхні з рівняння теплопередачі, кВт:

$$Q_0 = K_{F_{BH}}^K \cdot F_{BH}^K \cdot \theta_m^K, \quad (5.22)$$

де θ_m^K – середньологаріфмічний температурний напір у конденсаторі, °C.

Знайдемо середньологаріфмічний температурний напір, °C:

$$\theta_m^K = \frac{\Delta t_6^K - \Delta t_m^K}{\ln \frac{\Delta t_6^K}{\Delta t_m^K}}, \quad (5.23)$$

де $\Delta t_6^K = t_K - t_{B1} = 31,1 - 20 = 11,1 \text{ } ^\circ\text{C}$;

$\Delta t_m^K = t_K - t_{B2} = 31,1 - 25 = 6,1 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Звідси, маємо:

$$\theta_m^K = \frac{11,1 - 6,1}{\ln \frac{11,1}{6,1}} = 8,33 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Визначається коефіцієнт теплопередачі внутрішньої поверхні трубного пучка, Вт/(м²·K):

$$K_{F_{BH}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_g} + \sum \frac{1}{2\pi\lambda_i} \ln \frac{d_{зov,i}}{d_{вн,i}} + \frac{1}{\alpha_{XA}} \cdot \frac{F_{BH}}{F_{нар}}}, \quad (5.24)$$

де α_g – коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої стінки труб до охолоджуючої води, кВт/(м²K);

α_{XA} – коефіцієнт тепловіддачі від холодоагента до зовнішньої стінки труб, кВт/(м²K);

$\sum \frac{1}{2\pi\lambda_i} \ln \frac{d_{зov,i}}{d_{вн,i}}$ – Загальний термічний опір стінки труби і всіх забруднень на її поверхні.

Приймаємо $\sum \frac{1}{2\pi\lambda_i} \ln \frac{d_{зov,i}}{d_{вн,i}} = 0,3 \text{ кВт/(м}^2\text{K)}$.

З ГОСТу 8734 - 75 приймаємо, що у конденсаторі гладкі труби з зовнішнім діаметром 57 мм та товщиною стінки 3,5 мм.

Визначимо коефіцієнт теплопередачі $K_{FВН}$ графоаналітичним методом.

Тепловий розрахунок конденсатора:

Розрахунок питомого теплового потоку від холодоагента до стінки труби віднесеного до внутрішньої теплообмінної поповерхні трубного пучка

Коефіцієнт тепловіддачі зі сторони пари вуглекислоти, що конденсується на стінках горизонтальних труб, кВт/(м²К):

$$\alpha_a = 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{\Delta i \rho^2 \lambda^3 g}{\mu d_{ВН} \theta_a}} = 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{\Delta i \rho^2 \lambda^3 g}{\mu d_{ВН}}} \cdot \theta_a^{-0,25}, \quad (5.25)$$

де $\mu = 12,2 \cdot 10^{-5}$ Па·с; $\lambda = 0,808$ Вт/(м·К); $\nu = 0,793 \cdot 10^{-7}$ м²/с; $\Delta i = q_k = 34$ кДж/кг; $\rho = 680,9$ кг/м³ – теплофізичні параметри насиченої рідини вуглекислоти, знайдені за температурою конденсації. $q_a = \alpha_a \theta_a$, тоді маємо, що:

$$q_a = 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{\Delta i \rho^2 \lambda^3 g}{\mu d_{ВН}}} \cdot \theta_a^{0,75} = 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{34 \cdot 680,9^2 \cdot 0,808^3 \cdot 9,81}{0,000122 \cdot 0,05}} \cdot \theta_a^{0,75},$$

$$\text{Тоді } q_a = 605,7 \cdot \theta_a^{0,75}.$$

Отже, виходячи з формули, $q_a = f(\theta_a)$ є нелінійною функцією, тому розрахуємо питомий тепловий потік для декількох точок $\theta_a = t_K - t_{ст}$. Дані зведемо до таблиці 5.4

Таблиця 5.4— Залежність $q_a = f(\theta_a)$

$\theta_a, ^\circ\text{C}$	0,5	0,75	1	1,5	2
$q_a = f(\theta_a),$ кВт/м²	360,15	488,15	605,7	830,96	1018,7

Знаходження питомого теплового потоку від стінки внутрішньої трубки до охолоджуючої води

Розрахуємо визначальну температуру: $t_{виз} = 0,5 \cdot (t_{в1} + t_{в2}) = 0,5 \cdot (20 + 25) = 22,5$ °С, для якої знайдемо теплофізичні параметри охолоджуючої води [4]:

$$\nu_B = 1,0061 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \mu_B = 1004 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}; \lambda_B = 0,602 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \text{Pr}_B = 7,019.$$

Визначимо число Рейнольдса:

$$Re_B = \frac{w \cdot d}{\nu}, \quad (5.26)$$

$$Re_B = \frac{1,5 \cdot 0,05}{1,0061 \cdot 10^{-6}} = 7,45 \cdot 10^4 > 10^4$$

Отже, маємо турбулентний режим течії.

Розрахуємо число Нусельта для турбулентного режиму руху:

$$Nu_B = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_l, \quad (5.27)$$

$$Nu_B = 0,021 \cdot (7,45 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 7,019^{0,43} \cdot 1 = 383,6.$$

Звідси, коефіцієнт тепловіддачі становить, Вт/(м²К):

$$\alpha_B = \frac{Nu_B \cdot \lambda_B}{H_{тр}}, \quad (5.28)$$

$$\alpha_B = \frac{302,95 \cdot 0,6165}{0,05} = 4618,2 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}.$$

Питомий тепловий потік від охолоджуючої води до внутрішньої стінки труби Вт/м²:

$$q_{S,F_{вн}} = \frac{\theta_S}{\frac{1}{\alpha_B} + \sum \frac{1}{2\pi\lambda_i} \ln \frac{d_{зоб,i}}{d_{вн,i}}}, \quad (5.29)$$

$$q_{S,F_{вн}} = \frac{6}{\frac{1}{4618,2} + 0,3} = 19987 \text{ Вт/м}^2.$$

де $\theta_S = t_{ст} - t_{в,ср}$ – прийняте перше значення середнього температурного напору, °С.

Для визначення характеристики залежності $q_{S,F_{вн}} = f(\theta_S)$ розглянемо друге значення температури - 0 °С. Звідси, маємо, що питомий тепловий потік $q_{S,F_{вн}} = 0 \text{ кВт/м}^2$.

$$q_{F_{вн}} = 9,7 \text{ кВт/м}^2.$$

Коефіцієнт теплопередачі віднесений до внутрішньої поверхні теплообміну, кВт/(м²С):

$$K_{F_{вн}} = \frac{q_{F_{вн}}}{\theta_m^K}; \quad (5.30)$$

$$K_{F_{вн}} = \frac{9,7}{5,8} = 1,67 \text{ кВт/(м}^2\text{С)}$$

Конструктивний розрахунок конденсатора:

Визначаємо рівняння теплопередачі, звідки маємо площу теплообміну, м²:

$$F_{\text{вн}} = \frac{Q_K}{q_{F_{\text{вн}}}}; \quad (5.31)$$

$$F_{\text{вн}} = \frac{1950,6}{9,7} = 201,1 \text{ м}^2$$

Визначаємо кількість труб в одному ході:

$$n_1 = \frac{4V_o}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2 w}, \quad (5.32)$$

$$n_1 = \frac{4 \cdot 0,0984}{3,14 \cdot 0,05^2 \cdot 1,5} = 36 \text{ шт.}$$

Визначаємо довжину труб для одного ходу, м:

$$l = \frac{F_{\text{вн}}}{\pi \cdot d_{\text{вн}} n_1}, \quad (5.33)$$

$$l = \frac{201,1}{3,14 \cdot 0,05 \cdot 36} = 36 \text{ м.}$$

Прийmemo довжину однієї труби в трубній решітці $l = 3 \text{ м}$.

Кількість ходів в конденсаторі визначається за формулою:

$$z = F_{\text{вн}} / \pi d_{\text{вн}} n_1 l, \quad (5.34)$$

$$z = 18,9 / 3,14 \cdot 0,05 \cdot 10 \cdot 2 = 6.$$

Крок труб в трубній решітці

Труби будуть розвальцовуватись, тому $S \geq 1,3 d_{\text{зов}}$. Беремо

$S \geq 1,3 \cdot d_{\text{зов}} = 1,3 \cdot 57 = 74,1 \text{ мм}$, та приймаємо $S = 75 \text{ мм}$, $m=13$.

Внутрішній діаметр кожуха конденсатора, мм:

$$D_{\text{вн}}^K = m \cdot s; \quad (5.35)$$

$$D_{\text{вн}}^K = 13 \cdot 75 = 975 \text{ мм}$$

Товщина стінки кожуха конденсатора, мм:

$$\delta_{\text{ст}}^B = \frac{P_K \cdot D_K}{2 \cdot \varphi \cdot \sigma_{\text{дон}} - P_K} + c \quad (5.36)$$

					ТП 6115 011 ПЗ	55
		№ докум.	Підпис			

де P_K – тиск в конденсаторі, МПа;

D_K – внутрішній діаметр кожуха, м;

φ – коефіцієнт міцності зварного шву;

c – поправка на корозію.

Швидкість корозії: $W_{\text{кор}}=0,4$ мм/год;

Період експлуатації конденсатора: $\tau=15$ років.

Тоді $c=W_{\text{кор}} \cdot \tau=0,4 \cdot 15=6$ мм.

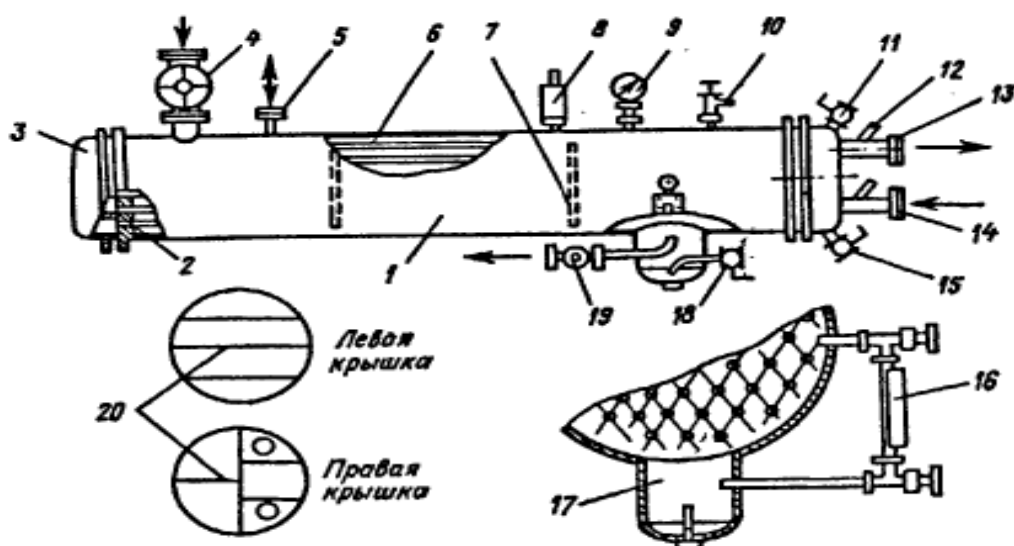
$P_K = 5,7$ МПа.

Приймаємо $\varphi = 0,8$, $\sigma_{\text{доп}} = 200$ МПа – допустимий надлишковий тиск;

$D_K=975$ мм.

Тоді товщина стінки кожуха конденсатора

$$\delta_{\text{ст}}^K = \frac{5,7 \cdot 10^6 \cdot 0,975}{2 \cdot 0,8 \cdot 200 \cdot 10^6 - 5,7 \cdot 10^6} + 0,006 = 23,7 \cdot 10^{-3} \text{ м, приймаємо } \delta_{\text{ст}}^K = 24 \text{ мм.}$$



1— кожух; 2— трубні решітки; 3— кришки; 4, 18, 19— вентиль; 5— урівнююча лінія; 6— труби; 7— перегородки; 8— запобіжний клапан; 9— манометр; 10— вентиль для випуску повітря; 11, 15— вентилі для впуску повітря; 12— термометрові гільзи; 13— патрубок для виходу води; 14— патрубок для входу води; 16— показник рівня; 17— маслозбірник; 20— внутрішні перегородки.

Рисунок 5.1 — Кожухотрубний конденсатор

Гідравлічний напір $\Delta P=8$ кПа

5.4 Розрахунок переохолоджувачів

Для зменшення температури холодоагента перед компресором другої і третьої ступеней необхідно встановити переохолоджувачі

Розрахунок переохолоджувача ведеться до визначення необхідної площі теплопередаючої поверхні F , м^2 , за формулою

$$F = \frac{Q_{по}}{k \Delta t}, \quad (5.37)$$

де $Q_{по}$ - тепловий потік в пароохолоджувачі, Вт;

k - коефіцієнт теплопередачі пароохолоджувача, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}$, $k = 465 \dots 700 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}$;

Δt - середня арифметична різниця температур між холодоагентом і водою, $^{\circ}\text{C}$.

Для пароохолоджувача першої ступені тепловий потік визначається за формулою,

$$\text{кВт:} \quad Q_{по}^I = g^I \cdot (i_2 - i_3) \quad (5.38)$$

$$Q_{по}^I = 2,43 \cdot (789,88 - 716,07) = 193,94 \text{ кВт.}$$

Визначаємо теплопередаючу поверхню охолоджувача першої ступені, $k = 600 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}$

$\Delta t = 20^{\circ}\text{C}$:

$$F_{по}^I = \frac{193,94 \cdot 1000}{600 \cdot 20} = 17 \text{ м}^2,$$

Обираємо 2 охолоджувачі 12ПП з характеристиками:

F поверхні $= 11,7 \text{ м}^2$, 2 секції, 12 труб у секції, розміри: $h = 1700 \text{ мм}$, $l = 5350 \text{ мм}$, довжина між крайніми трубами: $l_{\text{трк}} = 803 \text{ мм}$.

Пароохолоджувач другого ступеня розраховується аналогічно:

Визначаємо тепловий потік:

$$Q_{по}^{II} = g^{II} \cdot (i_5 - i_6) = 4,688 \cdot (768,02 - 698,05) = 328,02 \text{ кВт}$$

Визначаємо теплопередаючу поверхню охолоджувача першої ступені, $k = 700 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}$,

					ТП 6115 011 ПЗ	57
		№ докум.	Підпис			

$$\Delta t = 22^{\circ}\text{C};$$

$$F_{по}^{II} = \frac{328,02 \cdot 1000}{700 \cdot 22} = 21,3 \text{ м}^2,$$

Обираємо 2 охолоджувачі 12ПП з характеристиками:

F поверхні = 11,7 м², 2 секції, 12 труб у секції, розміри: $h=1700$ мм, $l=5350$ мм, довжина між крайніми трубами: $l_{\text{трк}}=803$ мм.

5.5 Розрахунок проміжних баків-сепараторів холодильної машини

Проміжні баки обираються по діаметру всмоктуючого патрубку ступеней або по площі змієвика, м²:

$$F_{3M} = \frac{Q_{3M}}{R_{\theta}}, \quad (5.39)$$

де Q_{3M} - тепловий потік у баці-сепараторі для отримання потрібних параметрів, Вт;

R_{θ} - коефіцієнт теплопередачі змієвика ($R_{\theta}=580 \dots 700$ Вт/(м²К)).

Бак сепаратор першої ступені:

В даному випадку $R_{\theta}=600 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}$, тепловий потік знаходиться за формулою, кВт:

$$Q_{3M}^I = g^I \cdot (i_5 - i_6) = 2,43 \cdot (353,32 - 306,7) = 1130,27 \text{ кВт}$$

Тоді знаходимо площу змієвика:

$$F_{3M}^I = \frac{Q_{3M}^I}{R_{\theta}^I} = \frac{1130,27}{600} = 1,89 \text{ м}^2$$

Обираємо два проміжних бака 40ПС₃ з характеристиками:

Розміри: $D \times S=426 \times 10$, $d=70$, $H=2390$ мм, площа поверхні змієвика: $F_{3M}=1,75$ м², об'єм апарата: $V=2,2$ м³, маса $m=330$ кг.

Бак сепаратор другого ступеня

					ТП 6115 011 ПЗ	58
		№ докум.	Підпис			

В цьому випадку $R_{\theta}=600 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$, тепловий потік знаходиться за формулою, кВт:

$$Q_{зм}^{\text{II}} = g^{\text{II}} \cdot (i_{10} - i_{12}) = 4,688 \cdot (769,3 - 353,32) = 1,955 \text{ кВт}.$$

Тоді знаходимо площу змієвика, м²:

$$F_{зм}^{\text{II}} = \frac{Q_{зм}^{\text{I}}}{R_{\theta}^{\text{I}}} = \frac{1955}{600} = 3,25 \text{ м}^2$$

Обираємо проміжний бака 60ПС₃ з характеристиками:

Розміри: $D \times S = 600 \times 8$, $d = 150$ мм, $H = 2800$ мм, площа поверхні змієвика: $F_{зм} = 4,3$ м², об'єм апарата: $V = 6,7$ м³, маса $m = 570$ кг.

5.6 Підбір масловіддільників, маслосбірника, терморегулюючих клапанів

Масловіддільник стоїть на виході з компресорів і служить для відділення масла від холодильного агента. Мною вибрано три масловіддільника марки BC-OS-H5-79 для холодильної установки камери зберігання замороженого м'яса. Мною обраний один масловіддільник марки BC-OS-H3-42 для камери зберігання охолодженого м'яса птиці. Маслосбірник. Маслосбірник призначений для спуску масла з масловіддільника і масловідстійників всіх апаратів і випуску його назовні. Мною вибрано два маслосбірника марки YRG-S-10 один для камери зберігання замороженого м'яса.

Терморегулюючий клапан. Терморегулюючий клапан контролює потік рідкого холодильного агента, що надходить у кристалізатор (місце розімкнення циклу) прямого розширення, підтримуючи постійний перегрів пари холодоагенту на виході з випарника-кристалізатора. Мною вибрано ТРВ марки РНТ300-1 для камери зберігання замороженого м'яса.

Мною вибрано ТРВ марки TDE85-1 для камери зберігання охолодженого м'яса птиці.

Фільтри в ХУ використовують для очищення холодоагенту, теплоносія або масла від механічних забруднень (іржі, окалини, спилок тощо). Відповідно вони бувають газові, масляні та рідинні. Обираю фільтри 50Ф.

					ТП 6115 011 ПЗ	59
		№ докум.	Підпис			

6 ОХОРОНА ПРАЦІ

В даному дипломному проекті розробки холодильної установки в процесі зберігання м'ясної продукції використовуються шкідливі, пожежо- і вибухонебезпечні речовини (двоокис вуглецю, масло) і матеріали (дерево). Передбачено використання електричної енергії.

Проект виконано з урахуванням вимог охорони праці та пожежної безпеки. В даному розділі розроблено заходи, спрямовані на створення здорових і безпечних умов праці та забезпечення пожежної безпеки на проектуваному об'єкті.

6.1 Виявлення і аналіз шкідливих і небезпечних факторів. Заходи з охорони праці.

Повітря робочої зони

Мікроклімат виробничих приміщень характеризуються наступними показниками: температурою повітря, відносною вологістю повітря, швидкістю руху повітря, інтенсивністю теплового (інфрачервоного) опромінення, температурою поверхонь.

Згідно ДСН 3.3.6.042-99, роботи за важкістю у даному приміщенні можуть бути віднесені до категорії середньої тяжкості (II б).

Відповідно до ДСН 3.3.6.042-99, норми мікроклімату виробничих приміщень наведено в таблиці 6.1

					ТП 6115 011 ПЗ	60
		№ докум.	Підпис			

Таблиця 6.1 - Параметри мікроклімату виробничого приміщення

Період року	Категорія робіт	Температура, °С						Відносн а вологість %		Швидкість руху, м/с	
		оптимальна	допустима				оптимальна	допустима на робочих місцях постійних непостійних, не більш ніж	Оптимальна, не більш ніж	допустима на робочих місцях постійних і непостійних, не більш ніж	
			Верх ня межа		Ни жня межа						
			На робочих місцях								
			Постій них	Непо стій них	Пості йних	Непо стійн их					
Холодний	Середньої тяжкості – П-б	17- 19	21	23	15	13	40- 60	75	0,2	До 0,4	
Теплий		20- 22	27	29	15	15	40- 60	70 (при 25 ⁰ С)	0,3	0,2-0,5	

Джерелами додаткового підвищення температури повітря є: технологічне устаткування, яке має високі температури нагріву; нагріті до високих температур деталі і розплавлені матеріали, зокрема, метал, скло; теплова енергія, яка виділяється рухомими механізмами (робота компресорів). Для підтримки нормативних параметрів мікроклімату в холодильній камері впроваджено систему вентиляції та кондиціонування повітря, а також теплоізовано трубопроводи системи тепlopостачання.

Для вимірювання параметрів мікроклімату використовуються різні прилади: ртутні та спиртові термометри (для вимірювання температури), психрометри (для визначення відносної вологості повітря), анемометри й кататермометри (для встановлення швидкості руху повітря).

Також проектом передбачено наступні заходи, згідно з ДСН 3.3.6.042-99:

					ТП 6115 011 ПЗ	61
		№ докум.	Підпис			

- теплообмінне обладнання оснащується місцевою витяжною вентиляцією у вигляді локальних відсмоктувачів, витяжних зонтів та ін.;

- від перегрівання при попаданні прямих сонячних променів в теплий період року - встановлення жалюзі та ін., від радіаційного охолодження в зимовий період року - екранування робочих місць.

6.2 Розрахунок габаритів витяжного зонта та об'єму повітря, що ним видаляється

Приточні відсмоки активуються плоскими і компактними приточними струями, які захоплюють навколишнє повітря і направляють його до місцевого відсмоку. Приточний потік повинен проходити в зоні шкідливих виділень і направлятися до центру всмоктуючого отвору, до того ж кількість відсмоктуючого повітря повинна перевищувати кількість повітря, що поступає з приточним потоком.

Зонти активуються піддувом по периметру, як показано на рисунку 6.1

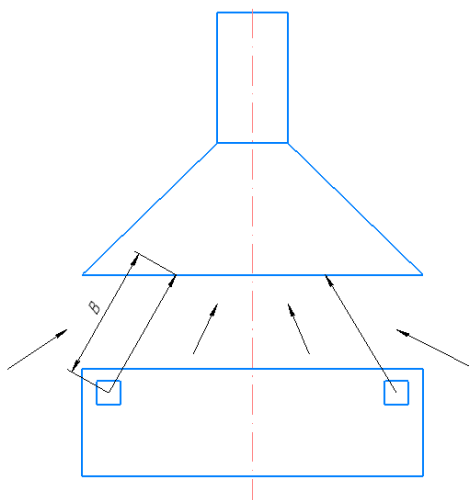


Рисунок 6.1 - Зображення витяжного зонта

Стійкість системи «приточний потік - місцеве відсмоктування» відносно неорганізованих потоків повітря, що виникають в приміщенні, визначається величиною швидкості на осі повітряного потоку в «критичному перерізі», в якому вплив приточного потоку вже послаблений, а дія місцевого відсмоктування ще не значна. Ця швидкість становить 1-2 м/с. Швидкість виходу приточного повітря - не більше 10 м/с.

За [18] виконаємо наступні розрахунки.

Вважаємо відсмоктування круглого перерізу.

Відстань від приточного отвору до критичного перерізу, м:

$$x_{кр} = 0,848 \cdot B, \quad (6.1)$$

де В - довжина потоку. Прийmemo 1,5 м.

$$x_{кр} = 0,848 \cdot 1,5 = 1,272 \text{ м.}$$

Осьову швидкість приточного потоку в критичному перерізі приймаемо $v_{\min} = 2 \text{ м/с}$.

Середню швидкість в приточному отворі приймаемо $v_1 = 6 \text{ м/с}$. Швидкість всмоктування $v_2 = 2,5 \cdot v_{кр} = 5 \text{ м/с}$.

Звідси, діаметр приточного отвору, м:

$$d_1 = 0,138 \cdot B \cdot v_{\min} / v_1, \quad (6.2)$$

$$d_1 = 0,138 \cdot 1,5 \cdot 2 / 6 = 0,069 \text{ м.}$$

Діаметр всмоктуючого отвору, м:

$$d_1 = 0,196 \cdot B \cdot (v_{\min} / v_2)^{1/2}, \quad (6.3)$$

$$d_1 = 0,196 \cdot 1,5 \cdot (2/5)^{1/2} = 0,186 \text{ м.}$$

Об'єм приточного повітря, $\text{м}^3/\text{год}$:

$$L_1 = 55 \cdot B^2 \cdot v_{\min}^2 / v_1, \quad (6.4)$$

$$L_1 = 55 \cdot 1,5^2 \cdot 2^2 / 6 = 81,5 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Об'єм всмоктуючого повітря, $\text{м}^3/\text{год}$:

$$L_2 = 100 \cdot B^2 \cdot v_{\min}, \quad (6.5)$$

$$L_2 = 100 \cdot 1,5^2 \cdot 2 = 450 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Виходячи з вище зроблених розрахунків, обираємо круглий витяжний зонт компанії STARVENT типу острівного нестандартного моделі ЗВО - 4.

6.3 Виробниче освітлення

Для нормованої зорової роботи в складському приміщенні створюються умови, за яких, виключена можливість виникнення професійних захворювань або виробничого травматизму. Освітлення має відповідати встановленим нормативам та характеру зорової виробничої діяльності. Для нормальної роботи машиніста холодильної установки забезпечується відповідне освітлення складського приміщення, а саме трьох цехових приміщень, де розташовано обладнання холодильної камери, та, де зберігається вантаж. Для цього визначаємо вид зорових робіт які будуть виконуватися при нормальній роботі обладнання, ремонті та аварійному режимі. Норми освітленості і КПО цеху, відповідно до ДБН В.2.5.28:2018, занесемо до таблиці 6.2

					ТП 6115 011 ПЗ	63
		№ докум.	Підпис			

Таблиця 6.2 - Норми освітленості і КПО цеху, згідно ДБН В.2.5-28:2018

Розряд і підрозряд зорової роботи	Освітленість, лк		КПО, %	
	Штучне		Природне	Суміщене
	Комбіноване	Загальне	Верхнє і бічне	Верхнє і бічне
IVв	400	200	4 і 1,5	2,4 і 0,9

Для освітлення виробничого приміщення використовуються люмінесцентні лампи з денним світлом типу ЛД – 40(G13) та світильники з світлодіодними лампами LED з потужністю 20 Вт в холодильній камері. В холодильній камері зберігання м'яса передбачено пристрій аварійного евакуаційного освітлення - мінімальна освітленість 1 Лк на вулиці і 2 Лк в приміщенні.

Для контролю освітленості передбачено люксметр типу Ю-117.

6.4 Виробничий шум і вібрація

Одним з головних умов організації роботи промислового підприємства є контроль рівня шуму і вібрацій, які негативно впливають на здоров'я обслуговуючого персоналу. Безперервний шум від працюючих компресорів, охолоджувачів повітря і інших пристроїв можуть викликати порушення в організмі людини: психічні проблеми; зниження працездатності і продуктивності праці персоналу; погіршення слуху і виникнення головного болю; підняття артеріального тиску; нервова і фізична перевтома.

Крім шуму, велику небезпеку несе вібрація, що виникає від обертових механізмів, рідини в трубах і при роботі компресорів, яка передається на будівельні конструкції, викликаючи загрозу їх руйнування.

Рівень шуму на виробництві залежить від одночасної роботи всього обладнання не повинен перевищувати 80 дБА, згідно ДСН 3.3.6.037–99. Фактичне значення складає 78 дБА, що відповідає вимогам.

Відповідно до ДСН 3.3.6.039-99, нормуються допустимі величини віброшвидкості (Дб, м/с) або віброприскорення (Дб, м/с²) відповідно:

- трубопроводи з середньгеометричною частотою смуг 31,5 Гц відповідно для 1/3 окт: 87 Дб або 0,11 м/с, 57 Дб або 0,224 м/с²; для 1/1 окт: 92 Дб або 0,2 м/с, 62 Дб або 0,4 м/с²;
- компресори з середньгеометричною частотою смуг 40 Гц для 1/3 окт: 87 Дб або 0,11 м/с, 59 Дб або 0,29 м/с².

Заходи захисту від інфрачервоного випромінювання, передбачені проектом:

- теплоізоляція гарячих поверхонь;
- охолодження тепловипромінюючих поверхонь (водою, продувка);
- видалення робочих від місця випромінювання (захист відстанню);
- автоматизація (механізація) виробничих процесів (щит управління);
- екранування джерела випромінювання;
- застосування засобів індивідуального захисту (використання спецодягу з бавовняної тканини з вогнестійкою просоченням, спецвзуття, окуляри зі світлофільтрами з жовто-зеленого або синього скла, рукавичок, рукавиць, захисних масок).

6.6 Електробезпека

У робочому приміщенні живлення електроустановок здійснюється від 3-х фазної чотирьох-провідної електричної мережі змінного струму промислової частоти з глухозаземленою нейтраллю напругою 380/220 В.

Згідно ПУЕ - 17 гранично допустимі напруги дотику наведено в таблиці 6.3

Таблиця 6.3 - Гранично допустима напруга дотику

Тривалість дії, с	до 0,1	0,2	0,5	0,7	0,9	Понад 1 сек. до 5 сек.
Напруга дотику, В	500	400	200	130	100	65

Відповідно до ДСТУ ІЕС 61140:2015, холодильна установка відноситься до класу захисту II.

Технічні засоби для безпеки працюючого персоналу на холодильній установці, передбачені проектом:

- ізоляція струмопровідних частин;
- мала напруга, вирівнювання потенціалів;
- запобіжна сигналізація, блокування, знаки безпеки;
- засоби індивідуального захисту;

- маркування струмоведучих частин електроустаткування, усі струмоведучі частини пофарбовані в яскраво червоний колір;

- недосяжність підвісу живлячого провідника.

Захист людини від ураження електричним струмом в мережі із зануленням здійснюється завдяки тому, що при замиканні однієї з фаз на занулений корпус в ланцюзі цієї фази виникає струм короткого замикання, який впливає на струмовий захист, внаслідок чого відбувається відключення аварійної ділянки від мережі. Крім того, ще до спрацьовування захисту струм короткого замикання викликає перерозподіл напруги в мережі, напругу корпусу, що призводить до зниження, щодо землі. Таким чином, занулення зменшує напругу дотику і обмежує час, протягом якого людина, що доторкнулася до корпусу, може потрапити під дію напруги.

Для захисту від удару струму в випадку пошкодження ізоляції використовується автоматичне відключення живлення.

Організаційний засіб електробезпеки: дотримання правил улаштування електроустановок і правил техніки безпеки при експлуатації обладнання.

Основні заходи електробезпеки, передбачені проектом:

- Ізоляція струмопровідних частин, які знаходяться під напругою.

- Мала напруга в електричних ланцюгах змінного струму, що не перевищує 40 В, і постійного струму - не вище 110 В.

- Елементи для захисного заземлення металевих, неструмоведучих частин, які випадково можуть потрапити під напругу (при порушенні ізоляції, режиму робіт і т.п.).

- Автоматичні пристрої, які відключають електроспоживачів від мережі, якщо доступні для людського дотику здебільшого потрапляють під напругу.

- Засоби контролю ізоляції та сигналізації про їх ушкодженнях, а також для відключення установки при зменшенні опору ізоляції нижче припустимого рівня.

- Попереджувальні написи, знаки, фарбування струмопровідних частин у сигнальні кольори та інші засоби сигналізації про небезпеку.

- Використовується знижена напруга (аварійне освітлення 220 В, система місцевого освітлення 42 В, переносне освітлення 12В).

- Світильники розташовуються на висоті не менш 2,5 м над робочими місцями.

В компресорному цеху та цеху теплообмінного обладнання передбачена аварійна вентиляція, яка реалізується витяжною вентиляцією для створення розрідження в приміщенні лише з причини аварії. Запуск відбувається вручну і від датчиків газосигналізаторів налаштованих на величину гранично допустиму концентрацію речовин.

					ТП 6115 011 ПЗ	67
		№ докум.	Підпис			

Біля вимикачів, контакторів, магнітних пускачів, рубильників та інших пускових пристосувань, а також запобіжників, змонтованих на групових щитах, повинна бути напис і покажчик, до якого двигуну вони належать.

Для захисту електричних ланцюгів від струмів перевантаження та від короткого замикання застосовуємо запобіжники. Залежно від типу електроспоживача, запобіжники можуть бути пробкові, трубкові, пластинчасті тощо.

6.7 Пожежна безпека

У складському приміщенні небезпека виникнення пожежі пов'язана з наявністю великих запасів дерев'яної тари, великої кількості споживачів електроенергії різної потужності і т.п. Однією з причин виникнення пожежі в холодильній установці може бути займання матеріалів (контейнери) і речовин, аварія обладнання в одному з цехів або удар блискавки. Будівлю холодильної установки виконано згідно ДБН В.1.1-7-2016.

За пожежною небезпекою, згідно ДСТУ Б В.1.1-36:2016, приміщення зберігання м'яса відноситься до категорії "Д".

Відстань від можливого осередку пожежі (найбільш віддаленого місця у приміщенні) до місця розташування вогнегасника не повинна перевищувати 20 м. Місця знаходження вогнегасників позначаються вказівними знаками, згідно з чинними державними стандартами.

Впроваджено наступні засоби пожежогасіння (згідно з ДСТУ 3675-98):

- пінні вогнегасники типу ОХП-10, повітряно-пінні вогнегасники типу ОВП-10;
- порошкові ОП-2, ОП-5;
- пісок.

Встановлюється охоронно-пожежна сигналізація автономного типу.

В камерах зберігання м'яса застосовується розпилена вода як один із способів пожежогасіння. Відповідно до ДБН В.2.5-56-2014, в компресорному цеху встановлюється автоматичне водяне пожежогасіння.

Склад захищено від прямого удару блискавки (відповідно до ДСТУ Б В.2.5-38:2008) за допомогою блискавковідводу, що складається з блискавкоприймача (що приймає на себе розряд блискавки), заземлювача і струмопровідника. Тип одиночний стрижньовий: $h = 100\text{м}$, висота його зони захисту під землею $h_0 = 0,87 \cdot 100 = 87\text{ м}$. Радіус зони захисту на рівні землі $r_0 = 1,5 \cdot 100 = 150\text{ м}$.

Показники пожежонебезпечності речовин та матеріалів занесено до таблиці 6.4.

Таблиця 6.4 - Показники пожежонебезпечності речовин та матеріалів.

					ТП 6115 011 ПЗ	68
		№ докум.	Підпис			

Камера	Випарник	Трубопровід	Назва ділянки		
Дерево	Масло	Вуглекислий газ	Речовини, що мають обіг у виробництві ГОСТ		
Тв.	Рід.	Газ /тв.	Агрегатний стан речовини в нормальних умовах		
Горюча	Горюча	Негорючий	Горючість, займистість		
-	60	-	Температура спалаху, °C	Показники пожежо- та вибухонебезпечності	
300	60	-	Температура займання, °C		
300	350	-	Температура самозаймання, °C		
-	-	-	% об'ємних	Межа запалення	
-	-	-	мг/м³		
-	-	-	Категорія	Вибухонебезпечні суміші з повітрям	
-	-	-	Група		
Вогнегасники, пісок, вода			Вогнегасні засоби		
В			Категорія приміщення за		
П	-	2	Клас приміщення і зовнішніх установок згідно з ПУЕ		
Па					
Стрижневий одиничний блискавковідвід			Влаштуванню блискавкозахисту згідно з ДСТУ Б В.2.5-38:2008		

	№ докум.	Підпис		

ВИСНОВКИ

Даний дипломний проект – розрахунок триступеневої холодильної машини по виробництву сухого льоду для м'ясної та кондитерської промисловості на прикладі триступеневої холодильної машини для камер охолодження і заморозки м'яса в місті Києві.

У даному дипломному проекті було виконано наступний обсяг робіт.

Розраховано об'єм та розміри камери охолодження і заморозки

Розраховані теплові присмоки в камерах охолодження і заморозки

Розрахована кількість сухого льоду, його параметри, необхідного для забезпечення необхідного режиму у камерах охолодження і заморозки.

Розраховані і підібрані компресори низького, середнього та високого тисків

Виконаний розрахунок конденсатора холодильної машини.

Підібране допоміжне обладнання.

У розділі з охорони праці розглянуті питання, що характерні для систем холодозабезпечення, а саме пожежна безпека, електробезпека безпека інтенсивності випромінювання від обладнання холодильної машини, норми шуму та вібрацій, норми виробничого освітлення, розрахований витяжний зонт та об'єм повітря, що ним видаляється.

Графічна частина розроблена згідно вихідних даних та архітектурно-будівельних креслень. Технічні рішення, прийняті в проекті, відповідають умовам екологічних, санітарно-гігієнічних та інших діючих норм і забезпечують безпечну для життя та здоров'я людей, експлуатацію будівлі.

При розробці проекту були витримані вимоги таких керівних та нормативних документів:

- ДСТУ – Н Б В. 1.1-27:2010 «Будівельна кліматологія»;
- ДБН В.2.5 – 67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування повітря»;
- СНиП 2.04.05-91*У «Отопление, вентиляция и кондиционирование»;
- ДБН В.1.1-7-2002 «Пожежна безпека об'єктів будівництва»;
- ДБН - В.2.2-9-99 «Громадські будинки та споруди»;
- СНиП 3.05.01-85 «Правила производства и приемки работ. Санитарно-техническое оборудование зданий и сооружений».

					ТП 6115 011 ПЗ	70
		№ докум.	Підпис			

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. [Electronic resource]. – Acces mode: http://ukrkondprom.com.ua/derjavni_sanitarni_pravyla/.
2. Холодильные машины: Учебник для студентов втузов специальности «Техника и физика низких температур»/ А.В.Бараненко, Н.Н.Бухарин, В. И. Пекарев и др. - СПб.: Политехника, 1997 – 992с.
3. Большаков А.С. Технология мяса и м'ясопродуктів /А.С. Большаков – М.: Пищевая промышленность, издание 2-е, переработанное, 1989. – 308 с.
4. Дубцов Г.Г., Товароведение пищевых продуктов / Г.Г. Дубцов. – М.:Майстерство, 2002. – 264 с.
5. ДБН В.2.6 – 31: 2016. Теплова ізоляція будівель. – Чинні від 2017-27-11. – К.: Укрархбудінформ, 2016. – 31 с.
6. Чумак И. Г. Холодильные машины. Под ред. д-ра техн. наук, проф. И. Г. Чумака. – 3-е изд., перераб. и доп./И.Г. Чумак, И.Г.Чепурненко. – М. Агропромиздат, 1991. – 495 с.
7. Свердлов Г. З. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха/ Г.З.Свердлов, Б.К. Явнель – М.: Пищевая промышленность, 1978 – 264 сДБН В. 2.5 – 67: 2013
8. Опалення, вентиляція та кондиціювання. – Чинні від 2013 – 09 – 01. – Київ: Міненергобуд України, 2013. – 167 с.
9. Краснощеков Е.А Задачник по теплопередаче: Учеб. Пособие для вузов. / Е.А Краснощеков, А. С. Сукомел – Москва: «Энергия», 1980. – 288 с.;
10. ДСН 3.3.6.042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень»;
11. ДБН В2.5.-28-2018 «Природне і штучне освітлення»;
12. ДСН 3.3.6.037–99 «Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку»;
13. ДСН 3.3.6.039-99 «Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації»;
14. ДСТУ ГОСТ 26568:2009 «Вибрация методы и средства защиты»;
15. ДСТУ ІЕС 61140:2015«Захист проти ураження електричним струмом. Загальні аспекти щодо установок та обладнання»;
16. ДБН В.1.1-7-2016 «Пожежна безпека об'єктів будівництва»;
17. ДСТУ Б В.1.1-36:2016 «Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою»;

					71
		№ докум.	Підпис		

18. ДСТУ 3675-98 «Пожежна техніка. Вогнегасники переносні. Загальні технічні вимоги та методи випробувань»;
19. ДБН В.2.5-56-2014 «Системи протипожежного захисту»;
20. ДСТУ Б В.2.5-38:2008 «Улаштування блискавкозахисту будівель та споруд».

					ТП 6115 011 ПЗ	72
		№ докум.	Підпис			

Додаток А
СПИСОК НАУКОВИХ ПРАЦЬ І ТВОРЧИХ ДОСЯГНЕНЬ

Фетова Ігора Васильовича

(прізвище, ім'я, по-батькові студента)

№ з/п	Найменування праць	Рукописні або друківані	Назва видавництва, журналу (номер, рік) або номер авторського свідоцтва, номер дипломного на винахід	Кількість друкованих аркушів або сторінок разом	Прізвище співавтора праці
1	2	3	4	5	6
1	Правила безпеки під час виконання теплоізоляційних і обмуровувальних робіт на теплоенергетичних підприємствах	Стаття	Проблеми охорони праці, промислової та цивільної безпеки: Збірник матеріалів Двадцять другої Всеукраїнської науково-методичної конференції (з участю студентів), м. Київ, 12-14 травня 2020 р. – К.: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 366 с ISBN 978-966-984-030-1 УДК 331(45+1)+614:82-5	5 стор.	Гавриш А. С.
2	Інтенсифікація процесу конденсації двоокису вуглецю в конденсаторі триступеневої холодильної машини	Стаття	Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції “ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ В ГАЛУЗЯХ ЕКОНОМІКИ УКРАЇНИ” 12-14 листопада 2019 р. Вінниця – 2019. - Вінницький національний технічний університет (ВНТУ). – 8265-29411-1-SM. - Секція IV Енерго-ефективність та захист навколишнього середовища в енергетиці та промисловості. - Доповідь 32. International Scientific Conference ENERGY EFFICIENCY IN THE FIELDS OF ECONOMY OF UKRAINE 12 – 14 November 2019. - Vinnitsa – 2019. - Vinnitsa National Technical University. - 8265-29411-1-SM. - Section IV	3 стор.	Гавриш А. С.

1	2	3	4	5	6
2			32. Енергоефективність в галузях економіки України. Збірник матеріалів Міжнародної науково-технічної конференції 12-14 листопада : збірник матеріалів. – Вінниця: ВНТУ, 2019. ISBN 978-966- 641-784-1. - УДК 620.9:624:628 С.371-373..		
3	Інтенсифікація процесу тепловіддачі в конденсаторі холодильної машини по виробництву сухого льоду	Тези	XVIII Міжнародна науково-практична конференція „Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики”, Київ, 21-24 квітня 2020 р. – К: КПІ ім. І.Сікорського.- 2020. – Рег№ 5-49. Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVIII Міжнародної науково-практичної конференції молодих вчених та студентів 2020 року. У 2 т. – К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського, Вид-во «Політехніка» 2020. – Т. 1. – 224 с. - С. 190. ISBN 978-966-622- 997-0 ISBN 978-966- 622-998-7 (Т.1)	1 стор.	Гавриш А.С.

1	2	3	4	5	6
4	Правила безпеки під час експлуатації магістральних та місцевих (розподільчих) теплових мереж	Стаття	ISBN 978-966-984-019-6 УДК 331(45+1)+614:82-5 Проблеми охорони праці, промислової та цивільної безпеки: Збірник матеріалів Двадцять першої Всеукраїнської науково-методичної конференції (з участю студентів), м. Київ, 18-20 листопада 2019 р. – К.: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 344 с. Проблеми охорони праці, промислової та цивільної безпеки: Збірник матеріалів XXI Всеукраїнської науково-методичної конференції, м.Київ, 18-20 листопада 2019. – К.: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019.– С. 67-71.	5 стор.	Гавриш А.С.

Автор

Ігор ФЕТОВ

Додаток Б

Перевірка дипломного проєкта на академічну доброчесність



Власник документу:
Гавриш Андрій Сергійович

ID перевірки:
1003900409

Дата перевірки:
09.06.2020 13:26:50 EEST

Тип перевірки:
Doc vs Internet + Library

Дата звіту:
09.06.2020 13:27:54 EEST

ID користувача:
77138

Назва документу: Fetov_bakalavr

ID файлу: 1003915778 Кількість сторінок: 48 Кількість слів: 9447 Кількість символів: 62316 Розмір файлу: 1.50 MB

8.55% Схожість

Найбільша схожість: 3.69% з джерело бібліотеки. ID файлу: 1003627823

4.53% Схожість з Інтернет джерелами 9 Page 50

4.14% Текстові збіги по Бібліотеці акаунту 76 Page 50

0% Цитат

Не знайдено жодних цитат

0% Вилучень

Вилучений текст відсутній

Підміна символів

Заміна символів 243

					ТП 6115 011 ПЗ	76
		№ докум.	Підпис			

ВІДОМІСТЬ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ

№ з/п	Формат	Позначення	Найменування	Кількість аркушів	Примітка
1	A4		Завдання на дипломний проект	2	
2	A4	ТП 61 15 011 ПЗ	Пояснювальна записка	76	
3	A1	ТП 61 15 0011 001 ХП	Технологічна схема	1	
4	A2	ТП 61 15 011 001 ХП1	Холодильна камера	1	
5	A2	ТП 61 15 011 001 ХП2	Морозильна камера	1	
6	A1	ТП 61 15 011 01 ВЗ	Вертикальний конденсатор	1	

				ТП 61 15 011		
	ПІБ	Підп.	Дата	Відомість дипломного проекту	Аркуш	Аркушів
Студент	Фетов					1
Керівн.	Гавриш				КПІ ім. Ігоря Сікорського,	Каф.
Консульт.	-				ТПТ, Гр. ТП – 61	
Зав.каф.	Варламов					