

Хмельницький національний університет
Факультет інженерії, транспорту та архітектури
Кафедра машин і апаратів, електромеханічних та енергетичних систем

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

Розробка конструкції теплового насосу для опалення та гарячого водопостачання

Назва теми

Галузь знань 14 «Електрична інженерія»

Шифр, назва

Спеціальність 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»

Шифр, назва

Освітня програма «Електропобутова техніка»


Шифр МРМА 23.00.00.000 ПЗ

Виконав студент 2 курсу
група ЕТм-22-1


Підпис

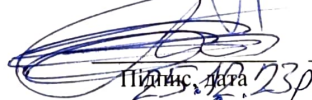
Гузаїров Т.А.
Ініціали, прізвище

Керівник


Підпис, дата

доц. Майдан П.С.
Ініціали, прізвище


Нормоконтролер


Підпис, дата

доц. Тимошук О.Г.
Ініціали, прізвище

До захисту допускаю:

Зав. кафедри МАЕЕС


Підпис, дата

проф. Поліщук О.С.
Ініціали, прізвище

24 12 2023 р.

Хмельницький 2023

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерії, транспорту і архітектури
Кафедра машин і апаратів, електромеханічних та енергетичних систем
Освітній рівень магістр
Галузь знань 14 «Електрична інженерія»
Шифр і назва
Спеціальність 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»
Шифр і назва
Освітня програма «Електропобутова техніка»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри МАЕЕС
д.т.н., проф. Полющук О.С.

_____ .2023р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ МАГІСТРА

Гузаїров Тимур Андрійович

Прізвище, ім'я, по батькові студента

1. Тема роботи Розробка конструкції теплового насосу для опалення та гарячого водопостачання

керівник роботи к.т.н., доц. Майдан П.С.

Прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання

Затверджено наказом ректора університету від 15 08 2023 р. № 30

2. Строк подання студентом роботи на кафедру _____

3. Вихідні дані до роботи електричні та енергетичні характеристики обладнання.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

Вступ. 1. Огляд та аналіз існуючих технологічних та технічних рішень з тематики магістерської роботи. 2. Математичне моделювання схеми установки теплового насосу. 3. Розрахунки, що підтверджують працездатність. 4. Висновки. Перелік джерел посилання.

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслень)

Аркуші 1. Варіанти розташування колекторів теплових насосів у різних середовищах. Документ оглядовий (A1). Аркуш 2. Моделювання схеми теплонасосної установки. Документ технологічний (A1). Аркуш 3. Компресор фреоновий. Складальне креслення (A1). Аркуш 4. Колінчатий вал. Складальне креслення (A1). Аркуш 5. Випарник горизонтальний. Вид загальний (A1). Аркуші 6. Деталювання. Складальне креслення. (A2 + 2 A3). Аркуш 7. Регенеративний теплообмінник. Вид загальний. (A1). Аркуш 8. Динамічні характеристики компресора. Документ ілюстраційний. (A1).

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Назва етапів (розділів) кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1. Огляд та аналіз існуючих технічних та технологічних рішень з тематики магістерської роботи	до 30.10.22р.	
2. Математичне моделювання схеми установки теплового насосу	до 10.11.22р.	
3. Розрахунки, що підтверджують працездатність	до 20.11.22р.	
4. Оформлення пояснювальної записки і графічного матеріалу	до 12.12.22р.	

Студент


Підпис

Т.А. Гузаїров
Ініціали, прізвище

Керівник роботи


Підпис

П.С. Майдан
Ініціали, прізвище

АНОТАЦІЯ

до магістерської роботи студента
спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромехані-
ка».

1. Прізвище, ім'я та по батькові Гузаїров Тимур Андрійович

2. Тема магістерської роботи Розробка конструкції теплового насосу для опалення та гарячого водопостачання

3. Прізвище, ініціали, вчена ступінь та звання опонента Шуф Сергій
Заст. гол. енергетика ТОВ Карат

4. Об'єм магістерської роботи: креслень 8 арк., сторінок записки 89

5. Залежність вітчизняної економіки від впливу імпортованих енергоресурсів змушує шу-
кати нові шляхи до зниження витрат на кондиціонування в літній період та опалення в
зимовий. У зв'язку з цим суттєвий інтерес представляє досить поширена технологія, за-
снована на використанні так званих теплових насосів. Дана технологія приваблива на-
віть з того боку, що для вироблення однакової кількості тепла тепловий насос буде
споживати від 2,5 до 4,5 разів менше електричної енергії за будь-який інший електрич-
ний нагрівальний прилад. Суть даної технології полягає в тому, що в зимовий період на
обігрів будівель та споруд буде витрачатись низько потенційне природне тепло ґрунтів,
а під час охолодження надлишок тепла не буде розсіюватись в навколишньому середо-
вищі, а буде відводитись також в ґрунт (якщо ж змонтована система буде працювати в
реверсному режимі, то буде мати місце накопичення теплової енергії). В першому роз-
ділі проведено огляд та аналіз існуючих технічних та технологічних рішень з тематики
магістерської роботи, а саме класифікацію існуючих конструкцій теплових насосів,
описано принцип роботи теплового насосу, розглянуто варіанти розташування колек-
торів теплових насосів у різних середовищах. В другому розділі виконано вибір схеми
теплонасосної установки та змодельовано теплові притоки приміщення. В третьому
розділі виконано необхідний розрахунок компресора для теплонасосної установки, роз-
рахунок спеціального горизонтального кожухотрубного конденсатора та регенератив-
ного теплообмінника для установки.

Підпис студента



"22" " 12" 2023 р.

РІШЕННЯ ЕК:

Протокол №1 від "26" " 12" 2023 р.

Оцінка проекту ЕК score 4,5/5

Рекомендації ЕК _____

Особливі відмітки _____


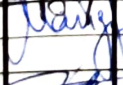


Технічний секретар _____

"26" " 12" 2023 р.

ЗМІСТ

	с.
Вступ	5
1 Огляд та аналіз існуючих технічних та технологічних рішень	6
1.1 Класифікація існуючих конструкцій теплових насосів	6
1.2 Принцип роботи теплового насосу	8
1.3 Варіанти розташування колекторів теплових насосів у різних середовищах	13
Висновки до розділу	22
2 Математичне моделювання схеми установки теплового насосу	23
2.1 Вибір схеми теплонасосної установки	23
2.2 Моделювання теплових притоків приміщення, що проектується	29
Висновки до розділу	38
3 Розрахунки, що підтверджують працездатність	39
3.1 Розрахунок компресора для ТНУ	39
3.2 Розрахунок горизонтального кожухотрубного конденсатора, що проектується	59
3.3 Розрахунок регенеративного теплообмінника ТН	71
Висновки до розділу	83
Загальні висновки	84
Перелік джерел посилань	85
Додатки	89

МРМА 23.00.00.000 ПЗ

Зм.	Арк.	Нодокум.	Підпис	Дата				
Виконав		Гузаїров Т.А.			Розробка конструкції теплового насосу для опалення та гарячого водопостачання	Літера	Аркуш	Аркушів
Перевір.		Майдан П.С.				М	4	89
Н.контр.		Тимошук			ХНУ гр. ЕТМ-22-1			
Затвер.		Поліщук О.С.						

ВСТУП

Залежність вітчизняної економіки від впливу імпортованих енергоресурсів змушує шукати нові шляхи до зниження витрат на кондиціонування в літній період та опалення в зимовий. У зв'язку з цим суттєвий інтерес представляє досить поширена технологія, заснована на використанні так званих теплових насосів.

Дана технологія приваблива навіть з того боку, що для вироблення однакової кількості тепла тепловий насос буде споживати від 2,5 до 4,5 разів менше електричної енергії за будь-який інший електричний нагрівальний прилад [1-4].

Якщо ж тепловий насос буде використовуватись в, так званому, реверсному режимі (тобто для опалення в зимовий період та кондиціонування в літній період), тоді економія електроенергії суттєво зростає.

Крім того, використання теплових насосів для нагрівання та охолодження будівель переважно в нічний час надасть можливість суттєво розвантажити єдині електричні мережі та ще більше знизити витрати на опалення.

Суть даної технології полягає в тому, що в зимовий період на обігрів будівель та споруд буде витрачатись низько потенційне природне тепло ґрунтів, а під час охолодження надлишок тепла не буде розсіюватись в навколишньому середовищі, а буде відводитись також в ґрунт (якщо ж змонтована система буде працювати в реверсному режимі, то буде мати місце накопичення теплової енергії).

Крім того теплові насоси набули досить великого поширення в бідних на традиційні джерела енергії та досить промислово розвинених країнах (наприклад, Швеція, Австрія, Японія), які, крім усього перерахованого, володіють високою екологічною культурою. Це свідчить про те, що під час використання теплових насосів практично не виникає проблем екологічного характеру [1-4].

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						5
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

1 ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ТЕХНІЧНИХ ТА ТЕХНОЛОГІЧНИХ РІШЕНЬ

1.1 Класифікація існуючих конструкцій теплових насосів

Базуючись на джерелах тепла, що використовуються, класифікують декілька видів теплових насосів (ТН) [1-4]:

- повітряні, схожі на звичайний кондиціонер;
- геотермальні, які використовують тепло землі та ґрунтових вод;
- ті, що працюють на вторинному теплі (каналізації, стічних водах підприємств, відпрацьованому тепловому повітрі, що йде з вентиляцією).

Повітряні ТП - за принципом роботи схожі на стандартні кондиціонери. Якщо порівнювати із геотермальними ТП набагато легше монтуються та, відповідно, дешевші. Легко сумісні з наявними в будівлі системами опалення. Проте характеризуються низькою продуктивністю, яка суттєво залежить від рівня вуличної температури та різко спадає при її падінні нижче рівня мінус 15°C. Такий вид ТН рекомендують встановлювати як доповнення до базового опалювального пристрою, наприклад, електричного або газового котла [1-4].

Геотермальні ТН – дані насоси, класифікують на ґрунтові та водяні. Перевага ґрунтових ТН у тому, що ґрунт краще акумулює тепло та має додатковий підігрів від тепла земного ядра. Крім того на глибині від 1 до 1,5 м цілий рік підтримується відносно постійний рівень температури. Тому продуктивність даних ТН досить висока та стабільна незалежно від пори року, завдяки чому дані ТН можливо застосовувати в якості єдиного джерела тепла.

За конструкцією класифікують два види ґрунтових ТН [1-4]:

- ґрунтовий зонд - монтується вертикально, в одній або декількох свердловинах глибиною від 50 до 150 м (в залежності від геологічних особливостей місцевості та, звісно, від потреби об'єкта в теплі). Головна перевага зонда в тому, що він займає мало місця. Однак його монтування

					МРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						6
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

обходиться досить недешево - буріння процес складний і дорогий;

- ґрунтовий колектор - горизонтальна система труб, змонтованих нижче рівня промерзання ґрунту і заповнених спеціальним теплоносієм-антифризом (базовий варіант на основі етилен- або пропіленгліколю). Недолік таких агрегатів полягає в тому, що під них потрібно виділяти досить велику за площею ділянку землі.



Рисунок 1.1 – Види ТН за типом теплоносія

Водяні ґрунтові насоси (вони ж ТН) є найефективнішим видом насосів. Працюють за рахунок тепла ґрунтових вод, проте перш ніж їх монтувати, необхідно отримати спеціальний дозвіл. Крім того, доводиться бурити відразу дві свердловини - для подачі та скидання води. А це операція трудомістка і досить дорога.

Ще одним варіантом класифікації ТП є класифікація за типом теплоносія:

- повітря – повітря - використовує для опалення будівлі тепло вуличного повітря, для цього підходить навіть досить холодне повітря, яке в процесі роботи

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

МРМА 23.00.00.000 ПЗ

Арк.

7

ТН охолоджується ще більше. ТН даного виду відрізняються відсутністю проміжного теплоносія та, відповідно, безшумною роботою, а влітку можуть використовуватись в якості кондиціонерів;

- повітря – вода - така система, зворотна до системи вода-повітря, тобто для нагріву спеціального рідкого теплоносія використовують тепло навколишнього повітря (рис. 1.1);

- вода – повітря - для нагріву повітря, що циркулює в повітряній системі опалення будівлі використовується отримане за допомогою зондів та свердловин тепло ґрунтових вод;

- вода – вода - досить ефективна система, яка дає можливість нагрівати спеціальний теплоносій теплом наземних, стічних або підземних вод;

- ґрунт – вода - рідина циркулює в прокладених під землею трубах та акумулює тепло з ґрунту (рис. 1.1);

- лід – вода - для нагрівання спеціального теплоносія дані ТН використовують енергію, що отримується під час заморожування води. Відомо, що енергії, отриманої під час заморожування від 100 до 200 л води, достатньо, щоб протягом однієї години обігрівати невелику будівлю [1-4].

Також класифікують моновалентні та бівалентні ТН. Перший тип повністю покривають річну потребу об'єкта в охолодженні та опаленні, другий - виконують дану роботу частково, тому працюють у комплексі з іншим опалювальним обладнанням.

1.2 Принцип роботи теплового насосу

Принцип роботи ТН відомий більше як 100 років. Уперше в Європі потужний ТН для опалення окремої будівлі було використано в Цюріху в 1938 р минулого сторіччя [1-4].

Випробування ТН проводили в 50-ті роки минулого сторіччя у Вищому технічному училищі, м. Дрезден. У Німецькій демократичній республіці перші

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						8
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

якості робочої речовини використовується речовина, що кипить при низькому рівні температури, і носить назву холодоагент, таку схему вже протягом багатьох років використовують у всіх холодильних установках [6, 7].

Енергоносії, що постачають теплову енергію з низьким рівнем температури для виконання ТН циклу, носять назву - джерела теплоти. Вони віддають свою теплову енергію шляхом конвекції, теплопередачі або, навіть, випромінювання. Енергоносії, що сприймають у ТН циклі теплову енергію підвищеного рівня потенціалу, носять назву приймачі тепла (рис. 1.2). Вони сприймають теплову енергію шляхом теплопередачі, конвекції та (або) випромінювання. Енергоносій, що використовується в якості джерела теплоти, транспортується у випарник, де відбувається випаровування рідкого холодоагенту. Теплота, що потрібна при випаровуванні, відбирається від так званого джерела тепла, оскільки випаровування речовини холодоагенту відбувається за досить низького рівня температури.

У круговому циклі пари від випаруваної речовини холодоагенту всмоктуються за допомогою компресору та виконується їх стискання до високого тиску. Під час стиснення температура пари зростає, що створює можливість передачі теплової енергії до теплоприймачу.

Пари холодоагенту за підвищеного рівня тиску транспортуються у конденсатор, через який транспортується енергоносій, що використовується у якості приймачу тепла. Рівень температури енергоносія нижчий за рівень температури парів холодоагенту за підвищеного рівня тиску. Під час процесу конденсації пари відбувається виділення теплової енергії, що буде сприйматись теплоприймачем. З конденсатора рідка речовина холодоагент через регульовальний вентиль (наприклад, дросельний клапан) транспортується назад у випарник, і відбувається замикання кругового циклу. У регульовальному вентилі високий рівень тиску, за якого перебуває речовина холодоагент на виході з конденсатора, знижується до рівня тиску у випарнику. Одночасно відбувається і зниження рівня температури холодоагенту [1-4].

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						10
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Таким чином за допомогою ТН можливо виконати передачу теплової енергії від джерела теплоти з низьким рівнем температури до спеціального приймача теплоти із високим рівнем температури за умови використання зовнішньої механічної енергії для електроприводу компресора (так званої приводної енергії). Схема базової холодильної машини та ТН відрізняється лише за призначенням.

До холодильних машин відносять спеціальне обладнання, що дає можливість виконати відбір теплової енергії від речовин із рівнем температури, нижчим за рівень температури навколишнього середовища (тобто виробництво холоду). Якщо ж необхідно отримати певну кількість теплоти з високим рівнем температури або одночасно отримати і холод, і теплоту, таке спеціалізоване обладнання відносять до ТН.

Відомо, що теплопродуктивність (або тепла потужність) ТН складається із двох складових: теплоти, яка буде отримана випарником від джерела теплоти (або холодопродуктивність Q_0), та, так званої, приводної потужності P , за допомогою якої отриману теплову енергію Q_0 піднімають на вищий рівень температури [1-4].

В конструкції абсорбційного ТН механічний компресор було замінено на термічний, який виглядає як додатковий циркуляційний контур розчину із абсорбером та генератором (або кип'ятильником). Замість електричної енергії, що приводиться до компресійних ТН за допомогою електроприводу, до генератора відбувається підведення теплової енергії. Однак для обох технологічних процесів будуть використані за допомогою випарника джерела енергії у вигляді або енергії навколишнього середовища (ЕНС) або відпрацьованої теплоти.

Відомо, що у технологічному процесі перетворення енергії кінцевим етапом процесу буде саме ЕНС. Енергія, що виділяється в ядерних реакторах або під час спалювання твердого палива, проходить крізь велику кількість перетворень, поки набуває потрібної для користувача форми, майже повністю

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						11
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

використовується і, в кінці, практично завжди переходить саме в ЕНС [1-4].

ТН вимагають зовсім іншого теоретичного підходу. На початку процесу в якості джерела теплоти поряд із приводною енергією також буде використовуватись ЕНС.

На сучасному етапі гаряче водопостачання та опалення міських об'єктів виконується, як правило, за допомогою використання централізованих систем тепlopостачання. Джерелом теплової енергії в централізованих системах є міські теплові електроцентралі (ТЕЦ), на яких відбувається комбіноване виготовлення тепла і електроенергії, або навіть, районні котельні. Переваги використання централізованого тепlopостачання широко відомі. З термодинамічної точки комбіноване створення теплової та електричної енергій на ТЕЦ є більш ефективним, ніж роздільне створення електроенергії на конденсаційних теплових електростанціях (ТЕС) та теплової енергії - котельнями.

Водночас використання централізованих систем тепlopостачання має цілий ряд недоліків та обмежень.

Будівництво досить довгих теплотрас до віддалених об'єктів, а також до об'єктів у районах із низькою щільністю забудови, пов'язане зі значним вкладанням коштів та великими тепловими втратами на теплотрасах, експлуатація яких згодом також буде вимагати досить великих витрат. Серйозні проблеми будуть виникати і під час реконструкції наявних об'єктів та будівництва нових теплотрас в міських районах зі досить щільною забудовою. У таких випадках збільшення теплових навантажень буде створювати для забудовника часто нездоланні труднощі, зокрема фінансового характеру, під час отримання та реалізації технічних умов на підключення до існуючої районної теплової мережі.

Діючі тарифи на використання теплової енергії в поєднанні з витратами на підключення до централізованих міських теплових мереж змушують все частіше замислюватися над використанням альтернативного способу постачання тепла.

Принцип роботи базується на тому, що у випарнику ТН (рис. 1.2) тепло

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						12
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

невисокого рівня температури відбирають від певного джерела тепла, його передають робочому тілу ТП, що володіє низьким рівнем кипіння. Отриману пару будуть стискати за допомогою компресору (рис. 1.2). При цьому рівень температури пари зростає і тепло на потрібному рівні температури в конденсаторі передається в систему гарячого водопостачання та систему опалення. Для того, щоб замкнути цикл, що виконується робочим тілом, після конденсатора робоче тіло дроселюється до початкового тиску, охолоджуючись до рівня температури, нижчого за рівень температуру джерела тепла, і знову транспортується у випарник. Таким чином ТН виконує трансформацію теплової енергії із низького рівня температури на вищий рівень, необхідний користувачеві. Під час цього процесу на привід компресора витрачається механічна (або електрична) енергія. За наявності джерела тепла із високим рівнем температури кількість тепла, що постачається користувачеві, у кілька разів буде перевищувати витрати енергії будь-якої фізичної природи на привід компресора. Відношення кількості корисного тепла до всієї роботи, що витрачається на привід компресора, називають коефіцієнтом перетворення теплового насоса, і в найпоширеніших ТН системах він досягає трьох і вище [1-4].

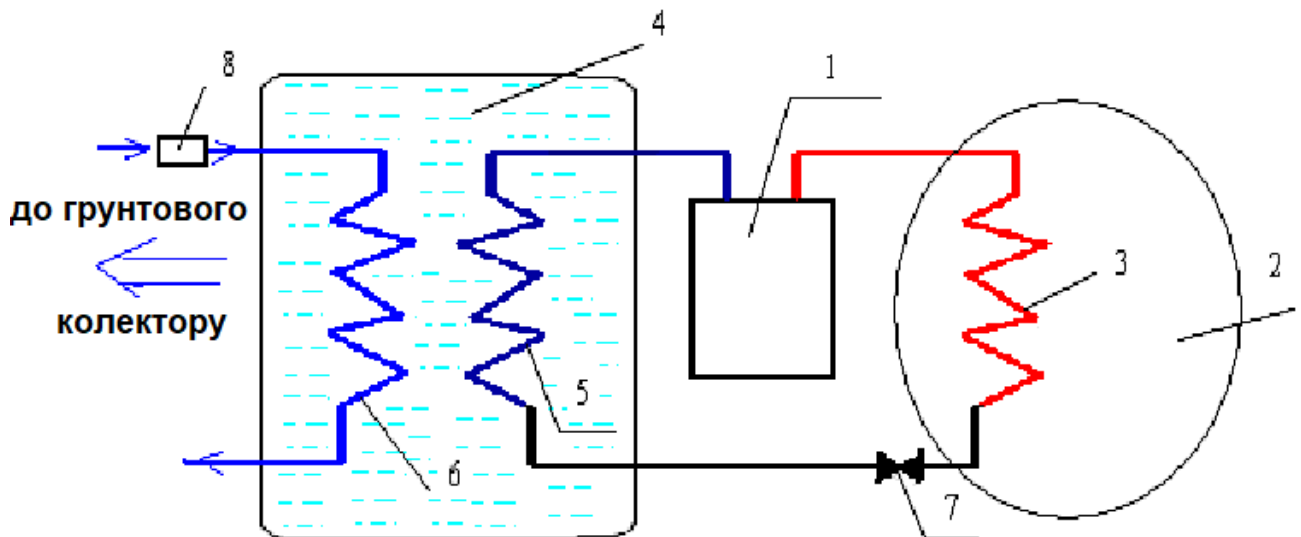
В якості джерела тепла можливо використовувати стоки, ґрунтові води, річкову чи морську воду, а також джерела тепла на електростанціях, градирнях. Особливо використання ТН є вигідним за відносно низької ціни на електроенергію та відносно високої ціни на паливо. Схожа ситуація має місце також в європейських країнах, де основна частина електроенергії виробляється на АЕС та ГЕС [1-4].

1.3 Варіанти розташування колекторів теплових насосів у різних середовищах

Якщо ТН використовують лише для опалення приміщення (або у

					<i>MPMA 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						13
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

загальному випадку будівлі чи споруди) лише як елемент ТН, охолоджений холодоагент частково нагрівається завдяки теплу основи, середньодобовий рівень температури якої вищий за рівень температури навколишнього повітря (рис. 1.3). При цьому теплообмін між холодоагентом і основою здійснюється за допомогою використання проміжного елемента - ґрунтового колектора [1-4].

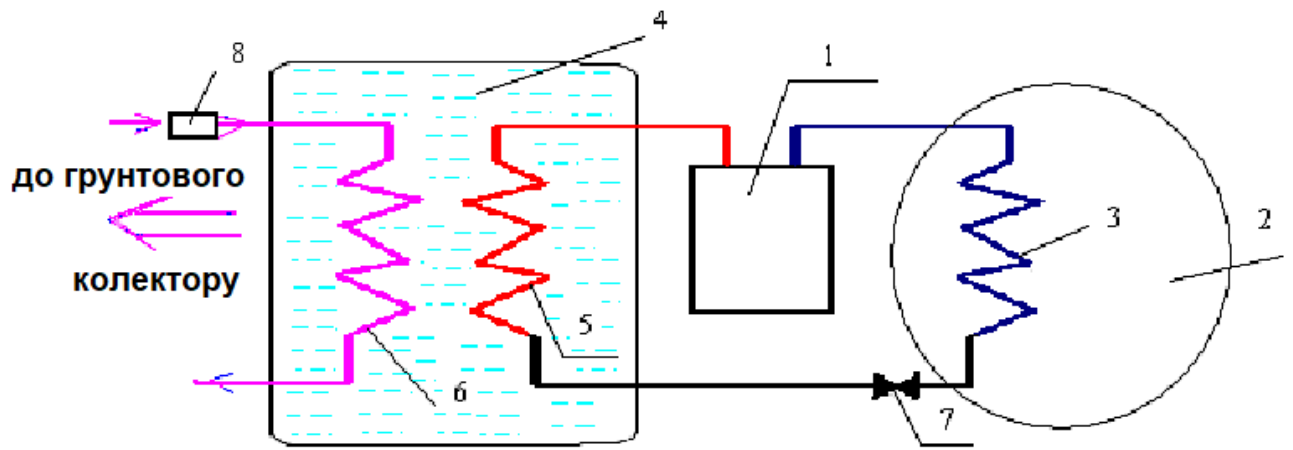


1 - компресор; 2 – приміщення; 3 – конденсатор; 4 - теплообмінник; 5 - випарник;
6 - теплообмінник колектору; 7 - дросель; 8 - циркуляційний насос

Рисунок 1.3 – Схема використання ТН в якості опалювального приладу:

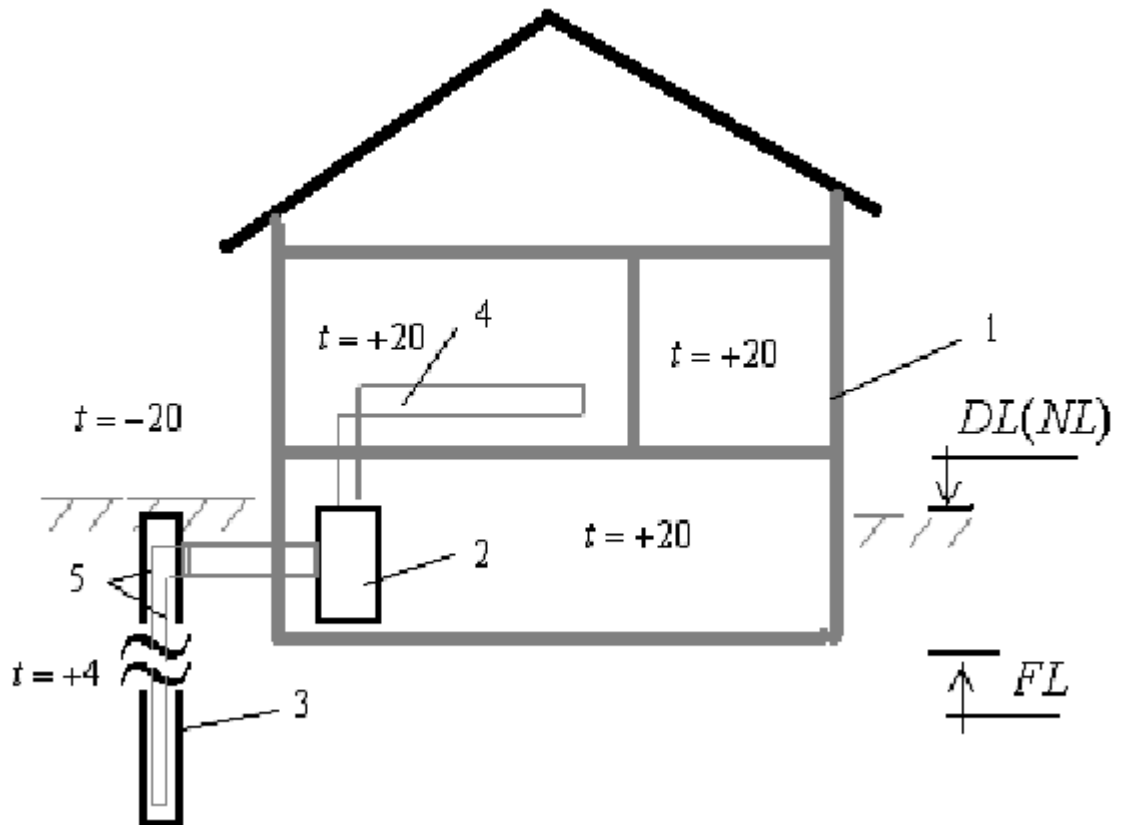
Якщо теплову машину будуть використовувати для кондиціонування приміщення (або у загальному випадку будівлі чи споруди), певну частину надлишкового тепла від кондиціонера будуть скидати у основу, середньодобовий рівень температури якого нижчий за рівень температури навколишнього повітря (рис. 1.4).

Проте, загально відомо, що теплова машина є лише складовою частиною ТН, принцип дії якого, в свою чергу, полягає в тому, що для обігріву деякого об'єму будівлі з набагато більшого об'єму основи повинне забиратися тепло (рис. 1.5).



1 - компресор; 2 – приміщення; 3 – випарник; 4 -теплообмінник; 5 - конденсатор;
6 - теплообмінник колектору; 7 - дросель; 8 - циркуляційний насос

Рисунок 1.4 - Схема використання ТН в якості кондиціонера:



1 - приміщення; 2 - теплова машина; 3 - U-подібний зонд (або випарник); 4 - конденсатор; 5 - трубки теплообмінника

Рисунок 1.5 – Схема використання теплової машини в якості ТН:

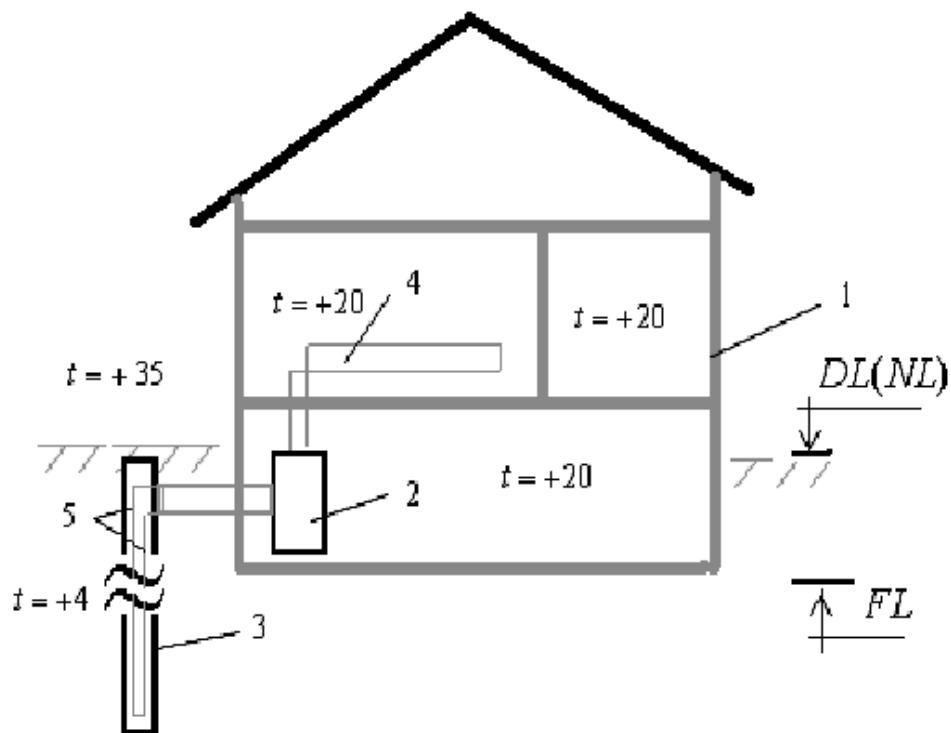
Якщо ТН використовується для кондиціонування повітря в деякому об'ємі

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

МРМА 23.00.00.000 ПЗ

Арк.
15

будівлі, то в набагато більший об'єм основи повинен скидатись надлишок тепла (рис. 1.6) [1-4].



1 - приміщення; 2 - теплова машина; 3 - U-подібний зонд (або конденсатор); 4 - випарник; 5 - трубки теплообмінника

Рисунок 1.5 – Схема використання теплової машини для кондиціонування повітря:

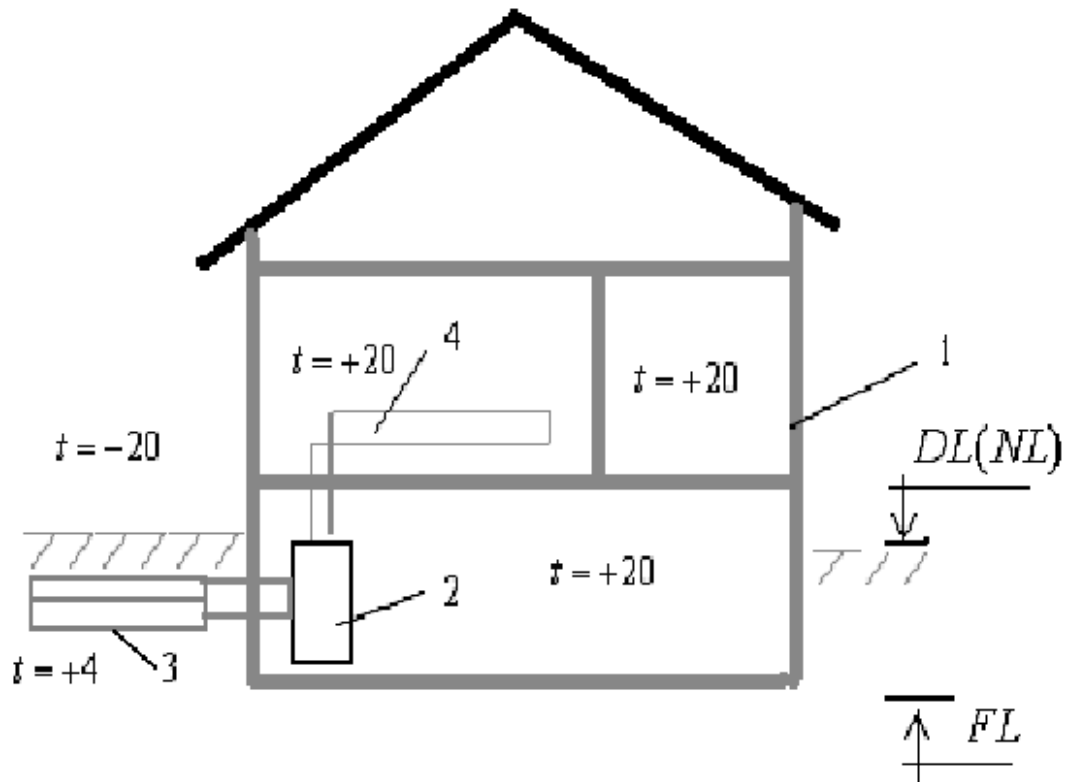
Звідки слідує, що для того, щоб обігріти деякий об'єм приміщення (будівлі) з використанням ТН, ми повинні охолодити набагато більший об'єм ґрунту.

Зокрема, якщо теплообмін з основою виконується шляхом використання спеціального U-подібного колектора-зонда, то глибина свердловини, в яку буде змонтований, складає близько 120 метрів [7, 8]. Вартість влаштування однієї такої свердловини, наприклад, в м. Дніпропетровську залежно від району коливається в межах від 40 до 70 тис. грн, у м. Львові вартість абсолютно аналогічної свердловини буде значно вищою.

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

МРМА 23.00.00.000 ПЗ

Арк.
16

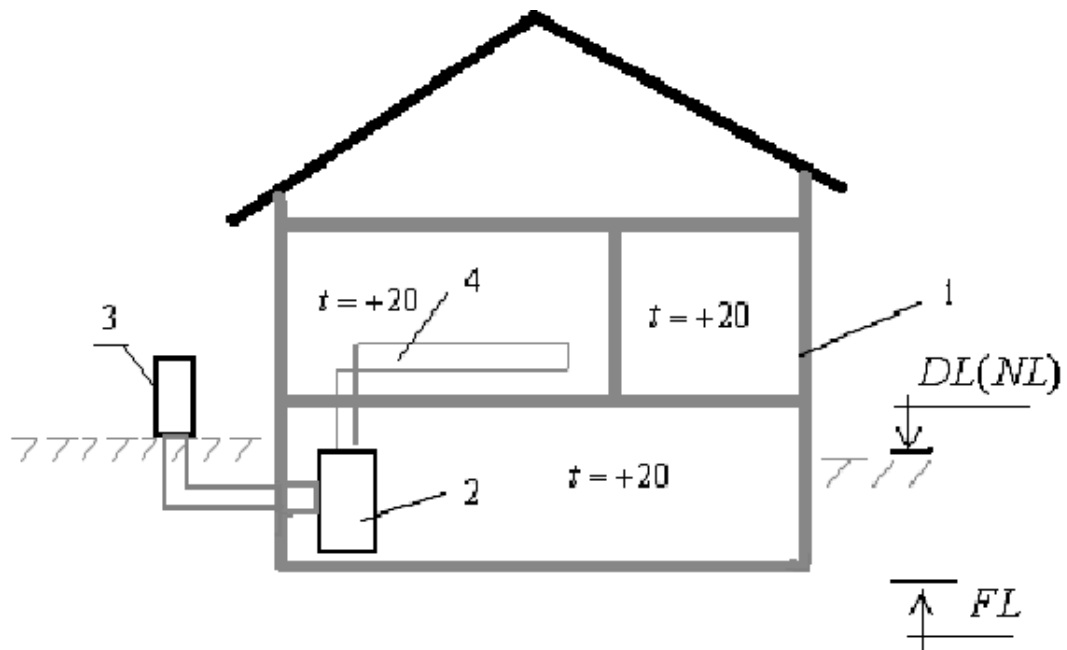


1 - приміщення; 2 - теплова машина; 3 – горизонтально розташований колектор;
4 - випарник

Рисунок 1.7 – Схема використання горизонтально розташованого колектора для обігріву приміщення [7, 8]:

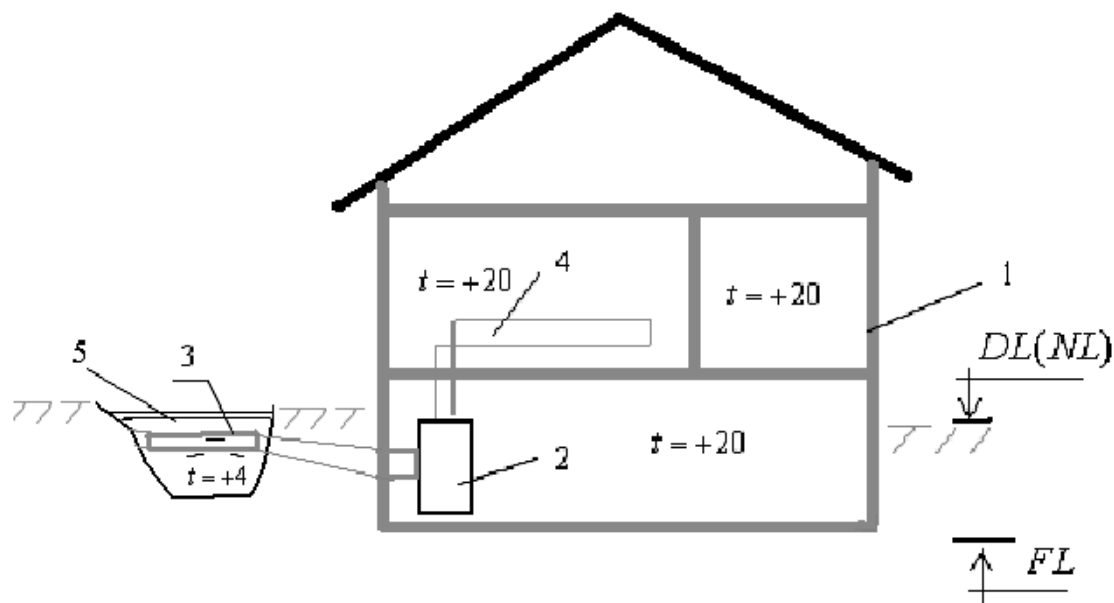
Тому під час монтування ТН і особливо спеціальних ґрунтових колекторів необхідно враховувати конкретні природні умови. Крім того необхідно однозначно визначати конструкцію та розташування спеціального теплового колектора (або зовнішнього теплообмінника). Розрізняють наступні типи колекторів та варіанти їх розташування [7, 8]:

- U-подібні ґрунтові колектори або зонди (рис. 1.5 та 1.6);
- горизонтальні колектори, розташовані паралельно до поверхні ґрунту (рис. 1.7);
- повітряні колектори або повітрозабірники (рис. 1.8);
- колектори, занурені у водойму (рис. 1.9);
- колектори, розташовані у фундаментах будівель (рис. 1.10);
- колектори, поміщені в обшивку підземних споруд (рис. 1.11).



1 - приміщення; 2 - теплова машина; 3 - повітрязабірник; 4 - випарник

Рисунок 1.8 - Схема розміщення колектора із охолодженням зовнішнім повітрям:



1 - приміщення; 2 - теплова машина; 3 – горизонтально розташований колектор;

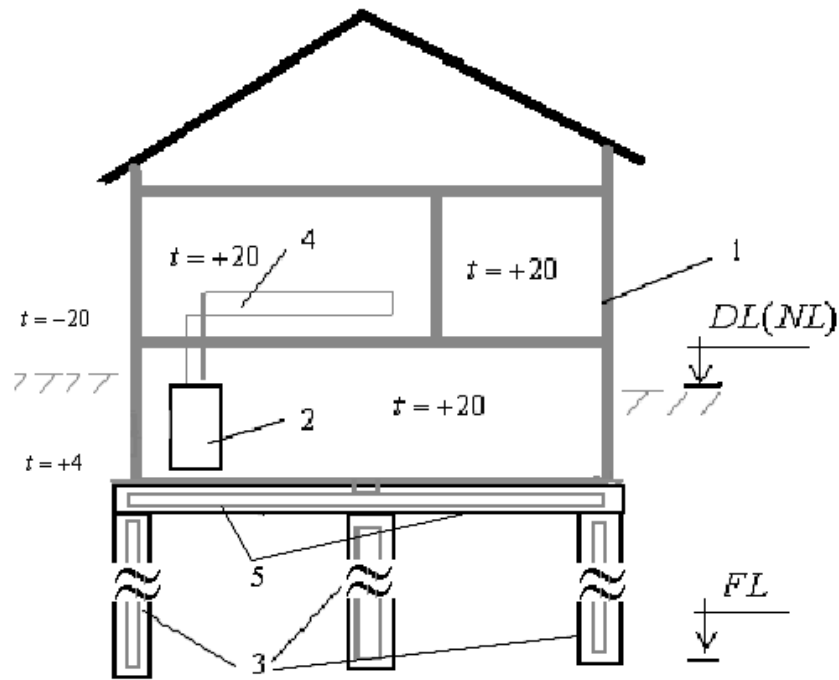
4 - випарник; 5 – водойма

Рисунок 1.9 - Схема розміщення горизонтально розташованого колектора у водоймі [7, 8]:

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

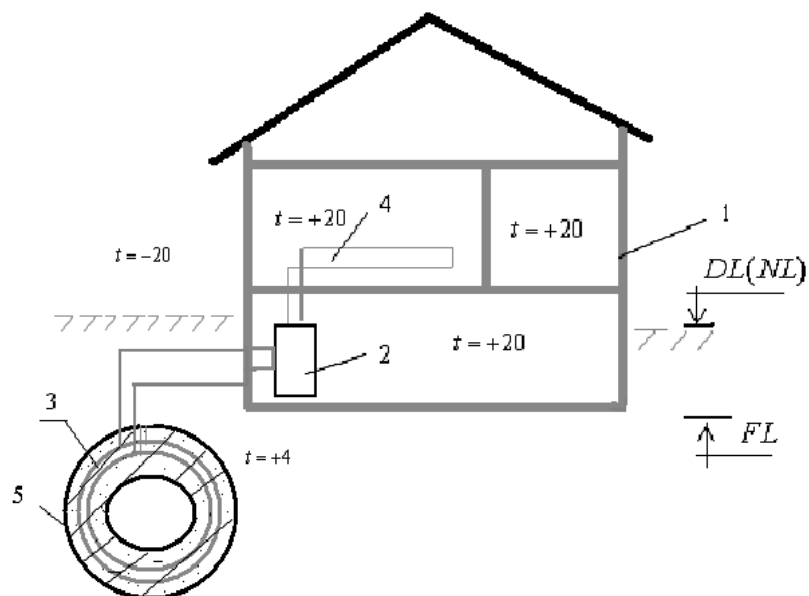
МРМА 23.00.00.000 ПЗ

Арк.
18



1 - приміщення; 2 - теплова машина; 3 - колектор розташований у фундаменті із палі; 4 - випарник; 5 - горизонтальний колектор у плитному (або стрічковому) фундаменті

Рисунок 1.10 - Схема розміщення колектора у фундаменті будівлі:



1 - приміщення; 2 - теплова машина; 3 - колектор; 4 - випарник; 5 - оздоблення тунелю

Рисунок 1.11 - Схема розміщення колектора в обшивці тунелю:

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

МРМА 23.00.00.000 ПЗ

Арк.
19

За видом середовища, в якому може бути розташовано тепловий колектор, розрізняють наступні системи ТН [7, 8]:

- система «грунт – вода», (або «грунт – розсіл») – використовується тепловий колектор або U-подібний зонд із поліетиленових або полівінілхлоридних труб, який розташовується в ґрунтовій основі.

В таких трубах циркулює спеціальний «розсіл» (наприклад, суміш води та етиленгліколю) або набагато рідше - вода. Необхідність використання такого виду спеціального «розсолу» зумовлена тим, що в реальних природних умовах доцільно, щоб точка замерзання речовини теплоносія була б нижчою за рівень нуля за Цельсієм, тобто нижчою за рівень температури замерзання води.

У колекторі спеціальний «розсіл» підігрівається на кілька градусів вище за рахунок використання тепла Землі, починаючи з глибин 20 метрів, та транспортується в теплову машину [7, 8]. Вартість влаштування таких теплообмінників суттєво висока, оскільки буріння свердловин до зазначеної глибини потребує використання спеціалізованих обсадних труб.

Крім того, на значній частині території України на глибинах в межах від 20 до 40 метрів залягають скельні породи, в яких для влаштування глибоких свердловин - зондів слід використовувати спеціальні алмазні коронки бурів. Що в свою чергу призводить до подорожчання конструкцій ТН.

Використання плоских колекторів (див. рис. 1.7) у системі «грунт – розсіл» матиме наступну перевагу з тієї точки зору, що в такому випадку під час влаштування теплообмінників значно скорочується обсяг земляних робіт, а крім того і вартість. При цьому обігрів спеціального «розсолу» відбувається, в основному, за рахунок використання енергії Сонця (якщо точніше, то використання тепла поверхневого шару Землі).

Відповідно використання таких U-подібних колекторів або зондів перспективніше в північних областях, а плоских колекторів - у південних областях України [7, 8];

- система «повітря – вода», (або «повітря – розсіл») – спеціальний «розсіл»

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						20
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

для опалення приміщень взимку);

- комбіновані системи, в яких теплообмінники (або колектори) будуть розміщені одночасно в декількох середовищах (наприклад, у повітряному середовищі та воді) [7, 8].

Висновки до розділу

Проведено огляд та аналіз існуючих технічних та технологічних рішень за темою кваліфікаційної роботи, а саме представлено класифікацію існуючих конструкцій теплових насосів, описано принцип роботи теплового насосу, а також розглянуто варіанти розташування колекторів теплових насосів у різних середовищах.

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		22

2 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ СХЕМИ УСТАНОВКИ ТЕПЛОВОГО НАСОСУ

2.1 Вибір схеми теплонасосної установки

Для теплонасосної установки (ТНУ) доцільно буде використовувати в якості базового цикл холодильної машини із регенеративним теплообмінником. У такій схемі пара робочої рідини, що виходить із випарника (або мастилоохолоджувача) у стані 7 (рис. 2.1), транспортується до спеціального регенеративного теплообмінника, де відбувається нагрівання за рахунок більш теплої робочої речовини, що виходить із конденсатора, робоча речовина при цьому охолоджується. У результаті використання регенерації ефективність роботи усієї ТНУ зростає [1-4].

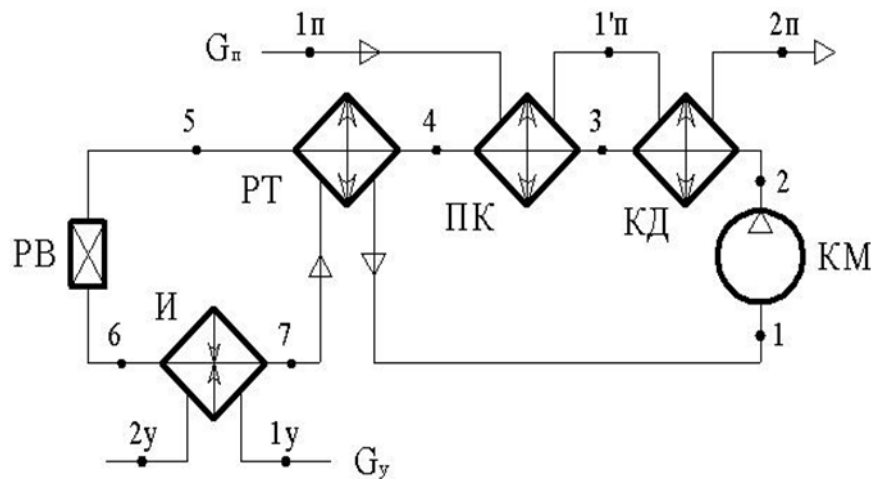


Рисунок 2.1 – Загальний вигляд схеми ТНУ

Вихідні дані ТНУ [1-4]:

- середовище користувача - вода;
- речовина холодоагент - R142b;
- середовище, що використовується для утилізації - масло марки I-40;

Параметри середовища користувача :

- рівень температури на вході в ТНУ - $t_{n1} = 55^{\circ} \text{C}$;

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

– рівень температури на виході з ТНУ - $t_{n2} = 75^{\circ}C$;

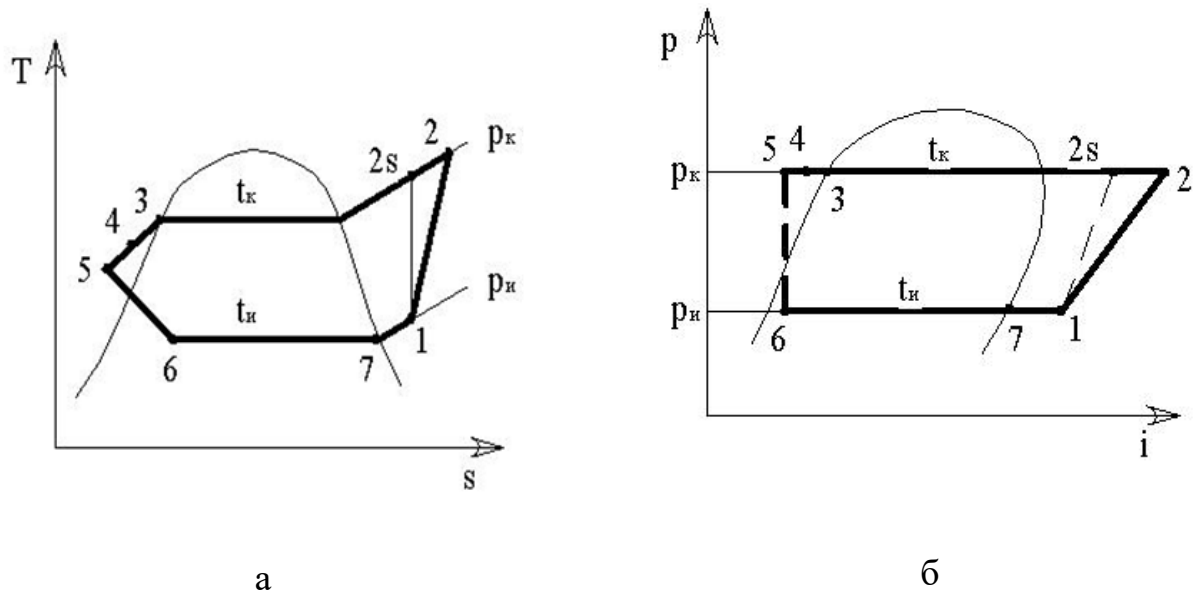


Рисунок 2.2 – Цикл роботи ТНУ: а - T,s-діаграма; б - p,i-діаграма

Параметри середовища, що використовується для утилізації:

- рівень температури на вході в маслоохолоджувач - $t_{y1} = 57^{\circ}C$;
- рівень температури на виході з маслоохолоджувача - $t_{y2} = 50^{\circ}C$;

Необхідні значення ККД ТНУ:

- механічний ККД - $\eta_{мех} = 0,97$;
- адіабатний ККД - $\eta_s = 0,8$;
- ККД електродвигуна - $\eta_{де} = 0,95$.

Розрахуємо необхідні рівні розрахункових температур:

$$t_l = t_{y1} - 12 = 57 - 12 = 45^{\circ}C ;$$

$$t_k = t_{n1} + 5 = 75 + 5 = 80^{\circ}C ;$$

$$t_1 = t_l + 10 = 45 + 10 = 55^{\circ}C ;$$

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата
-----	------	---------	--------	------

$$t_4 = t_{n1} + 10 = 55 + 10 = 65^\circ \text{C}.$$

Розрахуємо значення ентальпій:

$$I_5 = i_4 - (i_1 - i_7); \quad (2.1)$$

$$I_5 = 284 - (454 - 444) = 274 \text{ кДж/кг};$$

$$i_2 = \frac{(i_{2s} - i_1)}{\eta_s} + i_1; \quad (2.2)$$

$$i_2 = \frac{(478 - 454)}{0,8} + 454 = 484 \text{ кДж/кг}.$$

Необхідні характеристики теплового процесу зведемо до табличного вигляду та представимо в Додатках.

Виконаємо визначення питомих параметрів циклу роботи ТН згідно рисунку 2.2 та таблиці А.1.

Знайдемо питоме теплове навантаження на конденсатор [2, 5, 9]:

$$q_{\text{кд}} = i_2 - i_3; \quad (2.3)$$

$$q_{\text{кд}} = 484 - 305 = 179 \text{ кДж/кг}.$$

Розрахуємо питоме теплове навантаження на переохолодження конденсату [2, 5, 9]:

$$q_{\text{нк}} = i_3 - i_4; \quad (2.4)$$

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						25
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$q_{нк} = 305 - 284 = 21 \text{кДж/кг.}$$

Визначимо питоме теплове навантаження на теплообмінник для регенерації:

$$q_{pm} = i_4 - i_5; \quad (2.5)$$

$$q_{pm} = 284 - 274 = 10 \text{кДж/кг.}$$

Визначимо питоме теплове навантаження на випарник згідно наступної формули [2, 5, 9]:

$$q_i = i_7 - i_6; \quad (2.6)$$

$$q_i = 444 - 274 = 170 \text{кДж/кг.}$$

Визначимо питому адіабатну роботу компресора згідно формули [2, 5, 9]:

$$I_s = i_{2s} - i_1; \quad (2.7)$$

$$I_s = 478 - 454 = 24 \text{кДж/кг.}$$

Знайдемо значення питомої роботи компресора [2, 5, 9]:

$$I = i_s - i_1; \quad (2.8)$$

$$I = 484 - 454 = 30 \text{кДж/кг.}$$

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						26
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Наступним кроком, виконаємо визначення режимних параметрів проектної ТНУ.

Визначимо масову витрату холодоагенту [2, 5, 9]:

$$m_a = \frac{n \cdot G_y \cdot c_y \cdot (T_{1y} - T_{2y})}{q_u}; \quad (2.9)$$

$$m_a = \frac{3 \cdot 1,51 \cdot 1,944 \cdot (57 - 50)}{170} = 0,36 \text{ кг/с.}$$

Тоді визначимо теплове навантаження на конденсатор згідно формули:

$$Q_{\kappa\delta} = m_a \cdot q_{\kappa\delta}; \quad (2.10)$$

$$Q_{\kappa\delta} = 0,36 \cdot 179 = 64,44 \text{ кВт.}$$

Знайдемо теплове навантаження на переохолоджувач конденсату [2, 5, 9]:

$$Q_{\text{нк}} = m_a \cdot q_{\text{нк}}; \quad (2.11)$$

$$Q_{\text{нк}} = 0,36 \cdot 21 = 7,56 \text{ кВт.}$$

Визначимо сумарну теплопродуктивність [2, 5, 9]:

$$Q_T = Q_{\kappa\delta} + Q_{\text{нк}}; \quad (2.12)$$

$$Q_T = 64,44 + 7,56 = 72 \text{ кВт.}$$

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						27
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Визначимо теплове навантаження на теплообмінник для регенерації [2, 5, 9]:

$$Q_{pm} = m_a \cdot q_{pm}; \quad (2.13)$$

$$Q_{нк} = 0,36 \cdot 10 = 3,6 \text{кВт}.$$

Визначимо адіабатна потужність компресора [2, 5, 9]:

$$N_s = m_a \cdot l_s; \quad (2.14)$$

$$N_s = 0,36 \cdot 24 = 8,64 \text{кВт}.$$

Визначимо потужність компресора згідно формули [2, 5, 9]:

$$N_i = \frac{N_s}{\eta_s}; \quad (2.15)$$

$$N_i = \frac{8,64}{0,8} = 10,8 \text{кВт}.$$

Знайдемо потужність, підведену до компресора згідно формули:

$$N_s = \frac{N_i}{\eta_{мех}}; \quad (2.16)$$

$$N_i = \frac{10,8}{0,97} = 11,13 \text{кВт}.$$

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		28

Розрахуємо споживану потужність:

$$N_{np} = \frac{N_e}{\eta_{\text{дв}}}; \quad (2.17)$$

$$N_{np} = \frac{11,3}{0,95} = 11,72 \text{ кВт}.$$

Знайдемо коефіцієнт перетворення ТН згідно формули [2, 5, 9]:

$$\varphi = \frac{Q_T}{N_{np}}; \quad (2.18)$$

$$\varphi = \frac{72}{11,72} = 6,14.$$

Визначимо масову витрату користувача через ТН [2, 5, 9]:

$$G_n = \frac{Q_m}{c_n \cdot (t_{2n} - t_{1n})}; \quad (2.19)$$

$$G_n = \frac{72}{4,19 \cdot (75 - 55)} = 0,86 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

2.2 Моделювання теплових притоків приміщення, що проектується

2.2.1 Моделювання товщини ізоляції [10-12]

Приймаємо наступні розмірами приміщення - 60х24х6м. Звідки:

- загальна площа приміщення - 1440м²;
- загальний об'єм приміщення - 8640м³.

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		29

Виконаємо розрахунок товщини ізоляції зовнішньої стіни приміщення із північного сторони.

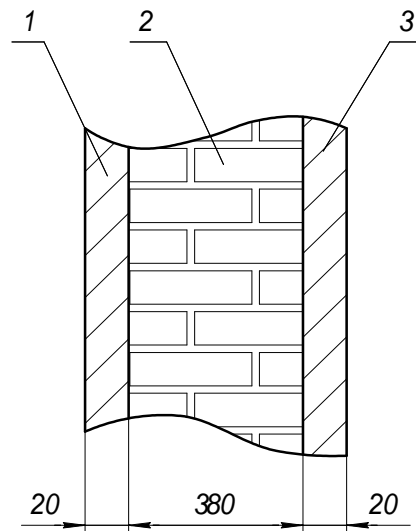


Рисунок 2.3 – Конструкція стіни:

1 – суха штукатурка; 2 – цегляна кладка; 3 – суха штукатурка

Знайдемо дійсний коефіцієнт тепловіддачі згідно формули [10-12]:

$$k_{\partial} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{1}{\alpha_{вн}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}} \quad (2.20)$$

Для кожного типу матеріалу вибираємо необхідні коефіцієнти теплопровідності та потрібні товщини з довідникових матеріалів:

- для сухої штукатурки:

$$\lambda_1 = \lambda_3 = 0,21 \text{ Вт/мК} \quad \delta_1 = \delta_3 = 0,2 \text{ м}$$

- для цегляної кладки:

$$\lambda_2 = 0,82 \text{ Вт/мК} \quad \delta_2 = 0,38 \text{ м}$$

Для внутрішніх поверхонь стін проєктованого приміщень приймаємо

$$\alpha_{вн} = 8,7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Приймаємо для зовнішніх поверхонь стін приміщення - $\alpha_n = 23,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$

Тоді знайдемо дійсний коефіцієнт тепловіддачі згідно формули (2.20):

$$k_{\partial} = \frac{1}{\frac{1}{23,2} + \frac{1}{8,7} + \frac{0,02}{0,21} + \frac{0,38}{0,82} + \frac{0,02}{0,21}} = 1,23 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

2.2.2 Моделювання тепловіддачі через вікна приміщення

Для кожного матеріалу, що використовується, вибираємо відповідні коефіцієнти теплопровідності та товщини з довідникових матеріалів:

- для скла:

$$\lambda_1 = \lambda_3 = 0,7 \text{ Вт/мК} \quad \delta_1 = \delta_3 = 0,003 \text{ м}$$

- для повітря:

$$\lambda_2 = 0,034 \text{ Вт/мК} \quad \delta_2 = 0,02 \text{ м}$$

Приймаємо для внутрішньої поверхні вікон - $\alpha_{вн} = 9,28 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

Приймаємо для зовнішньої поверхні вікон - $\alpha_{н} = 23,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

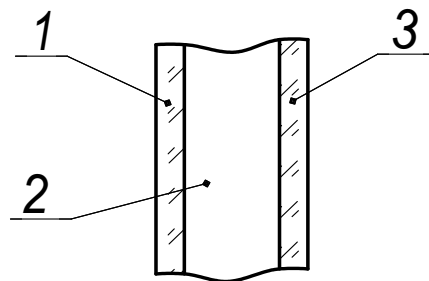


Рисунок 2.4 – Конструкція вікна:

1 – скло; 2 – повітря; 3 – скло

Тоді дійсний коефіцієнт тепловіддачі згідно із (2.20):

$$k_{\partial} = \frac{1}{\frac{1}{23,2} + \frac{0,003}{0,7} + \frac{0,02}{0,034} + \frac{0,003}{0,7} + \frac{1}{9,28}} = 1,34 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} ..$$

2.2.3 Моделювання тепловіддачі крізь двері приміщення [10-12]

Для матеріалу дверей приймаємо відповідні коефіцієнт теплопровідності та товщину матеріалу:

$$\lambda_1 = 47 \text{ Вт/мК} \qquad \delta_1 = 0,003 \text{ м}$$

Приймаємо для внутрішньої поверхні дверей - $\alpha_{вн} = 9,28 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

Приймаємо для зовнішньої поверхні дверей - $\alpha_n = 23,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

Тоді дійсний коефіцієнт тепловіддачі визначимо згідно із формулою:

$$k_{\delta} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_{вн}}}; \qquad (2.21)$$

$$k_{\delta} = \frac{1}{\frac{1}{23,2} + \frac{0,003}{47} + \frac{1}{9,28}} = 6,63 \left(\text{Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К} \right)$$

2.2.4 Моделювання тепловіддачі через покриття стелі приміщення [10-12]

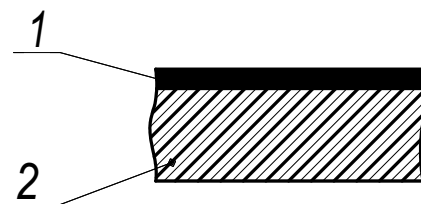


Рисунок 2.5 – Конструкція покриття стелі:

1 – шар гідроізоляції; 2 – залізобетонна плита покриття

Для кожного матеріалу покриття стелі приймаємо відповідні коефіцієнти теплопровідності та товщини матеріалів:

$$\lambda_1 = 0,15 \text{ Вт/мК} \qquad \delta_1 = 0,01 \text{ м}$$

$$\lambda_2 = 1,1 \text{ Вт/мК}$$

$$\delta_2 = 0,22 \text{ м}$$

Приймаємо для внутрішньої поверхні стелі - $\alpha_{вн} = 9,28 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

Приймаємо для зовнішньої поверхні покриттів за відсутності ориш -
 $\alpha_{н} = 23,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

Тоді дійсний коефіцієнт тепловіддачі визначимо згідно із формулою:

$$k_{\partial} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{н}} + \frac{1}{\alpha_{вн}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}}; \quad (2.22)$$

$$k_{\partial} = \frac{1}{\frac{1}{23,2} + \frac{1}{9,28} + \frac{0,01}{0,15} + \frac{0,22}{1,1}} = 2,4 \left(\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К} \right)$$

2.2.5 Моделювання товщини ізоляції підлоги приміщення [10-12]

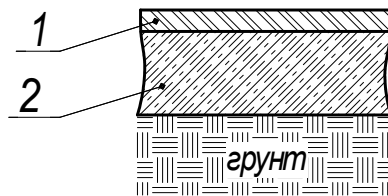


Рисунок 2.6 – Конструкція підлоги приміщення, що проєктується:

1 – підлога; 2 – бетонна плита

Для кожного матеріалу покриття стелі приймаємо відповідні коефіцієнти теплопровідності та товщини матеріалів:

$$\lambda_1 = 1,0 \text{ Вт/мК}$$

$$\delta_1 = 0,01 \text{ м}$$

$$\lambda_2 = 1,5 \text{ Вт/мК}$$

$$\delta_2 = 0,22 \text{ м}$$

Приймаємо для поверхні підлоги - $\alpha_{вн} = 9,28 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

Тоді дійсний коефіцієнт тепловіддачі визначимо згідно із формулою:

$$k_{\partial} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}}; \quad (2.23)$$

$$k_{\partial} = \frac{1}{\frac{1}{9,28} + \frac{0,01}{1,0} + \frac{0,22}{1,5}} = 3,78 \text{ (Вт/м}^2 \cdot \text{К)}$$

2.2.6 Моделювання теплових потоків через огорожу

Теплові потоки через огороження порахувати за формулою [10-12]:

$$Q_{\text{ОГР}} = Q_{\text{ІТ}} + Q_{\text{ІС}}; \quad (2.24)$$

де $Q_{\text{ІТ}}$ - теплові потоки, зумовлені різницею рівнів температури у приміщенні та навколишньому середовищі; $Q_{\text{ІС}}$ - теплові потоки, зумовлені присутності сонячної радіації.

Знайдемо для підлоги, кожної стіни та стелі наступні складові теплового потоку через огорожу:

Теплові потоки від різниці рівнів температур:

- для стіни - $Q_{\text{T}}^1 = k_{\partial} F (t_{\text{н}} - t_{\text{кам}}) = 1,23 \cdot 810 \cdot (-8 - 20) = -27896,4 \text{ Вт};$

- для вікна - $Q_{\text{ок}} = k_{\partial} F (t_{\text{н}} - t_{\text{кам}}) = 1,34 \cdot 150 \cdot (-8 - 20) = -5628 \text{ Вт};$

- для дверей - $Q_{\text{дв}} = k_{\partial} F (t_{\text{н}} - t_{\text{кам}}) = 6,63 \cdot 48 \cdot (-8 - 20) = -8905,03 \text{ Вт};$

- для стелі - $Q_{\text{T}}^2 = k_{\partial} F (t_{\text{н}} - t_{\text{кам}}) = 2,4 \cdot 1440 \cdot (-8 - 20) = -96768 \text{ Вт};$

- для підлоги –

$$Q_{\text{T}}^3 = \sum k_{\partial} F (t_{\text{н}} - t_{\text{кам}}) \cdot m = 0,304 \cdot 1440 \cdot (10 - 20) \cdot 1 = -4377,6 \text{ Вт}.$$

Тоді сумарний тепловий потік від різниці рівнів температур знайдемо із формули:

$$Q_{\text{ІТ}} = Q_{\text{T}}^1 + Q_{\text{ок}} + Q_{\text{дв}} + Q_{\text{T}}^2; \quad (2.25)$$

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						34
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{1T} = -27896,4 - 5628 - 8905,03 - 96768 - 4377,6 = -143575,03 \text{Вт}.$$

Розрахуємо тепловий потік залежний від сонячної радіації знайдемо із формули [10-12]:

$$Q_{1C} = k_{\partial} \cdot F \cdot \Delta t_C, \quad (2.26)$$

де $\Delta t_C = 0,75 \frac{I_a}{\alpha_n}$ - умовна різниця рівнів температури:

- для східної стіни -

$$\Delta t_C = 0,75 \cdot \frac{465 \cdot 0,5}{23,2} = 7,5^\circ \text{C} \Rightarrow Q_{1C}^2 = 1,23 \cdot 144 \cdot 7,5 = 1328,4 \text{Вт};$$

- для західної стіни -

$$\Delta t_C = 0,75 \cdot \frac{558 \cdot 0,5}{23,2} = 9,02^\circ \text{C} \Rightarrow Q_{1C}^1 = 1,23 \cdot 144 \cdot 9,02 = 1597,6 \text{Вт};$$

- для південної стіни -

$$\Delta t_C = 0,75 \cdot \frac{465 \cdot 0,5}{23,2} = 7,5^\circ \text{C} \Rightarrow Q_{1C}^3 = 1,23 \cdot 360 \cdot 7,5 = 3321 \text{Вт};$$

- для стелі -

$$\Delta t_C = 0,75 \cdot \frac{640 \cdot 0,86}{23,2} = 17,8^\circ \text{C} \Rightarrow Q_{1C}^4 = 2,4 \cdot 1440 \cdot 17,8 = 61516,8 \text{Вт}.$$

Визначимо сумарний тепловий потік, що залежить від сонячної радіації [10-12]:

$$Q_{1C} = Q_{1C}^1 + Q_{1C}^2 + Q_{1C}^3 + Q_{1C}^4; \quad (2.27)$$

$$Q_{1C} = 1597,6 + 1328,4 + 3321 + 61516,8 = 67763,8 \text{Вт}.$$

Величина сумарного теплового потоку через огорожу буде рівна згідно

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		35

(2.24):

$$Q_{OГP} = -143575,03 + 67763,8 = -75811,23 \text{ Вт.}$$

2.2.7 Моделювання вентиляційного теплового потоку

Вентиляційний тепловий потік можливо розрахувати за наступною формулою [10-12]:

$$Q_{\text{ВЕНТ}} = n_{\text{Л}} \cdot \frac{20}{3600} \cdot \rho_{\text{нов}} \cdot C_{\text{нов}} \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{кам}}). \quad (2.28)$$

Приймаємо кількість присутніх у приміщенні 25 осіб.

Тоді вентиляційний тепловий потік у приміщенні буде рівним:

$$Q_{\text{ВЕНТ}} = 25 \cdot \frac{20}{3600} \cdot 1,2 \cdot 1005 \cdot (-8 - 20) = -4690 \text{ Вт.}$$

2.2.8 Моделювання експлуатаційних теплових потоків [10-12]

Експлуатаційний тепловий потік можливо визначити за наступною формулою:

$$Q_{\text{експ}} = Q_4^I + Q_4^{II} + Q_4^{III} + Q_4^{IV}. \quad (2.29)$$

Визначимо тепловий потік від освітлення в приміщенні:

$$Q_4^I = A \cdot F, \quad (2.30)$$

де A - кількість тепла, що виділяється на одному квадратному метрі підлоги (для приміщень приймаємо - $A = 4,5 \text{ Вт/м}^2$); F - площа приміщення, що

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						36
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

проєктується.

$$Q_4^I = 4,5 \cdot 1440 = 6480 \text{Вт}.$$

Визначимо величину теплового потоку від присутніх людей [10-12]:

$$Q_4^{II} = q_{\text{Л}} \cdot n_{\text{Л}}, \quad (2.31)$$

де $q_{\text{Л}}$ - тепловиділення від однієї присутньої людини (приймаємо $q_{\text{Л}} = 350 \text{Вт}$); $n_{\text{Л}}$ - кількість людей у приміщенні, що проєктується.

$$Q_4^{II} = 350 \cdot 25 = 8750 \text{Вт}.$$

Тепловий потік від встановленого обладнання приймаємо на рівні - $Q_4^{III} = 7000 \text{Вт}$.

Визначимо тепловий потік через відкривання вхідних дверей:

$$Q_4^{IV} = B \cdot F_{\text{відл}}, \quad (2.32)$$

де B - величина питомого припливу тепла через відчинені двері; $F_{\text{відл}}$ - площа підлоги приміщення, що проєктується.

$$Q_4^{IV} = (-12) \cdot 1440 = -17280 \text{Вт}.$$

Визначимо сумарний експлуатаційний тепловий потік згідно із (2.29):

$$Q_{\text{експ}} = 6480 + 8750 + 7000 + (-17280) = 4950 \text{Вт}.$$

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						37
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

2.2.9 Визначення сумарних теплових потоків [10-12]

Знайдемо теплове навантаження на встановлене обладнання:

$$Q_{OB} = Q_{OГP} + Q_{TEXH} + Q_{BEHT} + Q_{ексн}; \quad (2.33)$$

$$Q_{OB} = -75811,23 - 4690 + 4950 = -75551,23 \text{ Вт}.$$

Знайдемо теплове навантаження на компресор, що пропонується:

$$Q_{KM} = \frac{1,05 \cdot 1,1}{b} (0,8 \cdot Q_{OГP} + Q_{TEXH} + Q_{BEHT} + 0,75 \cdot Q_{ексн}); \quad (2.34)$$

$$Q_{KM} = \frac{1,05}{0,9} \cdot (0,8 \cdot 75811,23 + 4690 - 0,75 \cdot 4950) = 71898 \text{ Вт}.$$

Висновки до розділу

Проведено математичне моделювання схеми установки теплового насосу. Для цього виконано вибір схеми теплонасосної установки та змодельовано теплові притоки приміщення. Виконано моделювання товщини ізоляції, тепловіддачі через вікна, двері, покриття стелі та підлоги приміщення, теплових потоків через огорожу, вентиляційного та експлуатаційного теплового потоку. Розраховано сумарний тепловий потік.

3 РОЗРАХУНКИ, ЩО ПІДТВЕРДЖУЮТЬ ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ

3.1 Розрахунок компресора для ТНУ

3.1.1 Короткий опис характеристик компресора, що проєктується

Компресор, що проєктується - стаціонарний, одноступеневий, вертикальний, двоциліндровий, поршневий, холодильний, простої дії, непрямоточний, з блок-картерним виконанням, безсальниковий, із вбудованим електродвигуном, безкрейцкопфний, з вільно-примусовою системою змащення (змащення розбризкуванням і від насоса), фреоновий, із середньотемпературним режимом роботи, середньої холодопродуктивності.

Змащування механізму руху буде виконуватись за допомогою розбризкування масла в процесі роботи, крім того і за допомогою використання шестеренчастого маслонуасосу [13, 14].

Норма витрати мастила для циліндрів, згідно паспорту, становить $0,002 \text{ г/м}^2$, мастила, що використовуються - марки ХФ-22-18 [16].

У компресорі будуть використовуватись тронкові алюмінієві поршні, клапани на нагнітанні та всмоктуванні приймаємо згідно з виконаними розрахунками - смугові.

Охолодження циліндрів буде виконуватись за допомогою парів холодагенту (наприклад, R142b [16]). Отримана пара через всмоктувальний патрубок транспортується крізь електродвигун, охолоджуючи його, гільзу, а потім транспортується на всмоктування. Місце посадки циліндрів ущільнено спеціальними паранітовими прокладками.

Ротор електродвигуна буде виконувати роль маховика, який зі свого боку є акумулятором енергії для поршневого компресора, що дозволить подолати інерцію механізму руху в мертвих точках.

Маслонасос обираємо шестерний вбудованого типу. Масло після

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						39
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

маслонасоса транспортується на змащення в пари тертя через отвори у шатуні і валу. Крім того перед транспортуванням у маслонасос масло проходить крізь фільтр грубого очищення.

Підшипникові опори приймаємо - дворядні кулькові [13, 14].

3.1.2 Термодинамічний розрахунок компресора, що проєктується

Холодильний агент, що використовується - R142b, охолодження використовуваних циліндрів буде виконуватись парами холодоагенту [16].

Виконання компресору - безсальникове, паспортна холодопродуктивність - $Q_0 = 100 \text{ кВт}$ [13, 14].

Для робочого циклу розрахуємо необхідне відношення рівнів тиску:

$$\pi_n = \frac{P_k}{P_0}; \quad (3.1)$$

$$\pi_n = \frac{1,4}{0,6} = 2,33.$$

Розрахуємо питому масову холодопродуктивність компресору згідно із формулою:

$$q_0 = i_7 - i_6; \quad (3.2)$$

$$q_0 = 444 - 274 = 170 \text{ кДж/кг}.$$

Знайдемо питому об'ємну холодопродуктивність із формули [12-14]:

$$q_v = \frac{q_0}{v_1}; \quad (3.3)$$

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						40
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$q_v = \frac{170}{0,046} = 3695,7 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}.$$

Розрахуємо коефіцієнт подачі компресора при робочому режимі роботи:

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_{dp} \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{nl}. \quad (3.4)$$

Приймаємо, що $c = 0,04$, тоді отримаємо:

$$\lambda_c = 1 - c \cdot \left(\frac{p_n + \Delta p_n}{p_{ec}} - 1 \right); \quad (3.5)$$

де Δp_n - величина компресії на нагнітанні:

$$\Delta p_n = (0,1 \dots 0,15) \cdot p_n = 0,13 \cdot 1,4 = 0,182.$$

Тоді

$$\lambda_c = 1 - 0,04 \cdot \left(\frac{1,4 + 0,182}{0,6} - 1 \right) = 0,935.$$

Визначимо коефіцієнт дроселювання згідно формули [12-14]:

$$\lambda_{dp} = 1 - \frac{(1+c) \cdot \Delta p_{ec}}{\lambda_c \cdot p_{ec}}, \quad (3.6)$$

де Δp_{ec} - величина компресії при всмоктуванні [12-14]:

$$\Delta p_{ec} = (0,05 \dots 0,1) \cdot p_{ec} = 0,08 \cdot 0,6 = 0,048.$$

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		41

Тоді

$$\lambda_{op} = 1 - \frac{(1 + 0,04) \cdot 0,048}{0,935 \cdot 0,6} = 0,911.$$

Визначимо величину коефіцієнту підігріву в Кельвінах:

$$\lambda_w = \frac{T_0}{T_k}; \quad (3.7)$$

$$\lambda_w = \frac{318}{353} = 0,9.$$

Приймаємо для $\pi_n = 2,33$ наступне значення $\lambda_{nl} = 0,987$ [12-14].

Тоді коефіцієнт подачі компресора згідно із (3.4) буде рівним:

$$\lambda = 0,935 \cdot 0,911 \cdot 0,9 \cdot 0,987 = 0,757.$$

Визначимо величину дійсної об'ємної продуктивності проєктованого компресора:

$$V_o = \frac{Q_0}{q_v}; \quad (3.8)$$

$$V_o = \frac{100}{3695,7} = 0,027 \frac{m^3}{c}.$$

Визначимо величину теоретичної об'ємної продуктивності проєктованого

компресора:

$$V_T = \frac{V_0}{\lambda}; \quad (3.9)$$

$$V_T = \frac{0,027}{0,757} = 0,0357 \frac{M^3}{c}.$$

Для робочого циклу проектованого компресору визначаємо потужність електродвигуна згідно наступного порядку.

Індикаторний ККД для фреонових поршневих компресорів вибирається в межах від 0,71 до 0,84 [12-14]. Приймаємо $\eta_i = 0,82$.

Адіабатну потужність проектованого компресора знайдемо із наступних формул [12-14]:

$$N_{ad} = M_a \cdot l_u = \frac{Q_0}{q_0} \cdot (i_2 - i_1); \quad (3.10)$$

$$N_{ad} = \frac{100}{170} \cdot (484 - 454) = 29,4 \text{ кВт};$$

$$N_i = \frac{N_{ad}}{\eta_i}; \quad (3.11)$$

$$N_i = \frac{29,4}{0,82} = 35,9 \text{ кВт};$$

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_{мех}}; \quad (3.12)$$

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		43

$$N_e = \frac{35,9}{0,95} = 37,8 \text{ кВт};$$

$$N_{e0} = \frac{N_e}{\eta_{\text{пер}} \cdot \eta_{\text{об}}}; \quad (3.13)$$

$$N_{e0} = \frac{37,8}{0,97 \cdot 0,79} = 49,3 \text{ кВт}.$$

3.1.3 Розрахунок необхідних геометричних розмірів компресора [12, 17-19]

Приймаємо до використання вертикальну дворядну схему компресора.

Для непрямоточних машин прийmemo наступну величину $\psi = 0,75$.

Значення середньої швидкості руху поршня для даних поршневих компресорів повинна знаходитись в межах від 2,5 до 4,5 м/с. Величину ходу поршня приймаємо рівною $S = 82 \text{ мм}$ а величина частоти обертання головного валу рівна $n = 24 \text{ об/с}$, тоді

$$c_m = 2 \cdot S \cdot n; \quad (3.14)$$

$$c_m = 2 \cdot 0,082 \cdot 24 = 3,936 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Знайдемо необхідний діаметр поршня ступеня згідно формули [17-19]:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot V_T}{\pi \cdot S \cdot i \cdot n}}; \quad (3.15)$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0357}{3,14 \cdot 0,082 \cdot 2 \cdot 24}} = 0,1075 \text{ м}.$$

					МРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		44

Приймаємо величину діаметру поршня ступеня рівною $D = 110 \text{ мм}$ [17-19].

Виконаємо уточнення значення ψ згідно формули [12-14]:

$$\psi = \frac{S}{D}; \quad (3.16)$$

$$\psi = \frac{82}{110} = 0,745.$$

Приймаємо значення величини:

$$\lambda_R = \frac{R}{L} = \frac{S}{2L}; \quad (3.17)$$

$$\lambda_R = 0,2;$$

$$L = \frac{S}{0,4}; \quad (3.18)$$

$$L = \frac{82}{0,4} = 205 \text{ мм.}$$

Величину діаметру шийки валу, виготовленого зі сталі марки 40Х, можна визначити за наступною формулою [17-19]:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2 \cdot \tau_{кр}}}. \quad (3.19)$$

Величину крутного моменту можливо визначити згідно формули:

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						45
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$M_{кр} = 9555 \cdot \frac{N_e}{n}; \quad (3.20)$$

$$M_{кр} = 9555 \cdot \frac{37,8}{24 \cdot 60} = 250,82 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Для сталі марки 40Х, величина допустимої дотичної напруженості складає $[\tau] = 900 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} = 8,82 \cdot 10^7 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$ [20].

Тепер можливо визначити величину дотичної напруженості під час крутіння валу [17-19]:

$$\tau_{кр} = \frac{[\tau]}{k}; \quad (3.21)$$

де k - величина коефіцієнту запасу міцності, $k = 2 \dots 3$.

$$\tau_{кр} = \frac{8,82 \cdot 10^7}{2,5} = 3,53 \cdot 10^7 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

Підставимо отримане значення у вираз (3.19) для діаметра шийки:

$$d = \sqrt[3]{\frac{250,82}{0,2 \cdot 3,53 \cdot 10^7}} = 0,033 \text{ м}.$$

Приймаємо значення діаметру шийки рівною $d = 40 \text{ мм}$ [19].

Визначимо величину діаметру шийки валу:

$$d_{ш} = (0,8 \dots 1,0) \cdot d; \quad (3.22)$$

$$d_{ш} = 0,9 \cdot 40 = 36 \text{ мм}.$$

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		46

Визначимо відносну довжину шатуна:

$$\lambda_R = \frac{R}{L} = \frac{S}{2L} = 0,2,$$

Звідки реальна довжина шатуна:

$$L = \frac{S}{2\lambda_R} = \frac{82}{2 \cdot 0,2} = 205 \text{ мм.}$$

Масу частин, що рухаються зворотно-поступально, визначаємо за знайденим значенням, користуючись довідниковою літературою [17-19]:

$$m_{н.ч.} = 1,62 \text{ кг.}$$

3.1.4 Газодинамічний розрахунок проєктованого компресора

Розрахунок встановленого смугового клапана [12-14].

Визначимо величину швидкості руху холодильного агента в клапанах:

$$c_{кл} = \frac{c_m \cdot F_n}{\Phi}, \quad (3.23)$$

де c_m - величина середньої швидкості поршня, приймаємо $c_m = 3,936 \frac{м}{с}$.

$$F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,11^2}{4} = 0,0095 \text{ м}^2.$$

Величини допустимих швидкостей руху холодоагенту в сідлі та розетці клапанів знаходяться в діапазонах: всмоктувального $[c_{кл}]_{вс} = 40 \dots 60 \text{ м/с}$, приймаємо

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						47
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

рівною $[c_{кл}]_{вс} = 45 \text{ м/с}$; нагнітального $[c_{кл}]_н = 40...60 \text{ м/с}$, приймаємо рівною $[c_{кл}]_н = 45 \text{ м/с}$ [12-14].

Величина швидкості звуку в клапанах:

- нагнітальний - $a_н = \sqrt{k \cdot R \cdot T_н} = \sqrt{1,2 \cdot 96,1 \cdot 376} = 208,2 \text{ м/с}$;

- всмоктувальний - $a_{вс} = \sqrt{k \cdot R \cdot T_{вс}} = \sqrt{1,2 \cdot 96,1 \cdot 328} = 194,5 \text{ м/с}$.

Під час виконанні проєктування клапанів повинна бути дотримана наступна умова:

$$M_{кл} = \frac{c_{кл}}{a} \leq 0,25; \quad (3.24)$$

$$M_{кл.вс.} = \frac{45}{194,5} = 0,231 < 0,25;$$

$$M_{кл.н.} = \frac{45}{208,2} = 0,216 < 0,25.$$

Умова (3.24) виконується.

Розрахуємо еквівалентні площі клапанів проєктованого компресору:

- на всмоктуванні - $\Phi_{вс} = \frac{c_m \cdot F_n}{[c_{кл}]_{вс}} = \frac{3,936 \cdot 0,0095}{45} = 8,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$;

- на нагнітанні - $\Phi_н = \frac{c_m \cdot F_n}{[c_{кл}]_н} = \frac{3,936 \cdot 0,0095}{45} = 8,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$.

$$\Phi = \alpha_{щ} \cdot f_{щ}, \quad (3.25)$$

де $\alpha_{щ}$ - коефіцієнт витрати щілини, визначимо із формули $\alpha_{щ} = \frac{1}{\sqrt{\xi_{щ}}}$; $\xi_{щ}$ -

величина коефіцієнту опору щілини клапана, приймаємо $\xi_{щ} = 2$.

$$\alpha_{щ} = \frac{1}{\sqrt{2}} = 0,71.$$

Знайдемо площа прохідного перерізу щілини із наступної формули:

$$f_{щ} = \frac{\Phi}{\alpha_{щ}}; \quad (3.26)$$

$$f_{щ} = \frac{8,3 \cdot 10^{-4}}{0,71} = 11,7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 1170 \text{ мм}^2.$$

Отже, приймаємо ширину щілини рівною $h = 0,005 \text{ м} = 5 \text{ мм}$.

Знайдемо необхідну довжину щілини:

$$L = \frac{f_{щ}}{h}; \quad (3.27)$$

$$L = \frac{1170}{5} = 234 \text{ мм}.$$

Приймаємо до виконання шість щілин довжиною по $l = 39 \text{ мм}$.

Розрахунок нагнітального патрубку компресору [12-14].

Визначимо величину швидкості холодильного агента в нагнітальному патрубку згідно формули:

$$c_n = \frac{c_m \cdot F_n}{f_n}. \quad (3.28)$$

Приймаємо величину швидкості для нагнітального патрубку рівною $c_n = 35 \text{ м/с}$ [12-14].

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		49

Тоді

$$f_n = \frac{3,936 \cdot 0,0095}{35} = 10,68 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Знайдемо величину діаметру нагнітального патрубку компресору [17-19]:

$$d_n = \sqrt{\frac{4 \cdot f_n}{\pi}}; \quad (3.29)$$

$$d_n = \sqrt{\frac{4 \cdot 10,68 \cdot 10^{-4}}{3,14}} \approx 0,0375 \text{ м.}$$

Приймаємо значення величини діаметру нагнітального патрубку рівною $d_n = 38 \text{ мм}$.

Розрахунок всмоктувального патрубку компресору [12-14].

Визначимо величину швидкості холодильного агента у всмоктувальному патрубку:

$$c_{вс} = \frac{c_m \cdot F_n}{f_{вс}}. \quad (3.30)$$

Приймаємо величину швидкості холодильного агента для всмоктувального патрубку рівною $c_{вс} = 25 \text{ м/с}$.

$$f_{вс} = \frac{c_m \cdot F_n}{c_{вс}} = \frac{3,936 \cdot 0,0095}{25} = 14,95 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Визначимо діаметр всмоктувального патрубку компресору згідно (3.29):

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						50
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$d_{ec} = \sqrt{\frac{4 \cdot 14.95 \cdot 10^{-4}}{3,14}} = 0,0436 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр всмоктувального патрубку рівним $d_{ec} = 44 \text{ мм}$ [17-19].

Підбірки марки електродвигуна для компресора

Значення потужності електродвигуна ми розраховали і воно рівне:

$$N_{e0} = 49,3 \text{ кВт.}$$

Отже, для встановлення обираємо асинхронний електродвигун (АД) серії 4А закритий, із обдувом [21].

Потужність АД у виконанні 4А225М4У3 рівна $N_{e0} = 55 \text{ кВт}$ [22].

Короткі технічні характеристики АД:

- номінальна потужність - $P_{ном} = 55 \text{ кВт}$;
- номінальна напруга живлення - $U_{ном} = 380 \text{ В}$;
- номінальна частота обертання - $n_{ном} = 1480 \text{ об/хв}$;
- номінальна величина проковзування - $s_{ном} = 1,4\%$;
- величина критичного проковзування - $s_{кр} = 10\%$;
- величина ККД - $\eta = 0,925$;
- величина $\cos\varphi = 0,9$;
- відношення моментів: $M_n / M_{ном} = 1,3$; $M_{max} / M_{ном} = 2,5$; $M_{min} / M_{ном} = 1,0$;
- відношення сил струмів - $I_n / I_{ном} = 7$;
- $j = 0,64 \text{ кг} \cdot \text{м}^3$;
- загальна маса - 355 кг.

Визначимо холодильний коефіцієнт поршневого компресора згідно формули [12-14]:

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		51

$$\varepsilon_e = \frac{Q_0}{N_e}; \quad (3.31)$$

$$\varepsilon_e = \frac{100}{37,8} = 2,65.$$

Динамічний розрахунок проєктованого компресора виконаємо за допомогою програмного забезпечення типу TURBO PASCAL [23] і представимо в додатках (див. Додаток А, А.2).

Виконаємо необхідні розрахунки на міцність [17-19].

Зробимо перевірочний розрахунок дна проєктованого поршня компресора. Даний розрахунок днища поршня будемо виконувати як для круглої плити, завареної по периметру.

Тоді величина розрахункового напруження вигину буде рівним:

$$\sigma_{виг} = 0,68 \cdot p_{над} \cdot \frac{r^2}{\delta^2}, \quad (3.32)$$

де $p_{над}$ - величина максимального надлишкового тиску, рівна $p_{над} = p_k - p_{атм} = 1,4 \cdot 10^6 - 0,1 \cdot 10^6 = 1,3 \cdot 10^6 \text{ Па}$; r - величина радіусу закладення днища поршня, рівна $r = D_n - \delta_{ст} = 0,11 - 0,01 = 0,1 \text{ м}$; δ - товщина днища, приймаємо $\delta = 0,01 \text{ м}$.

Звідки

$$\sigma_{виг} = 0,68 \cdot 1,3 \cdot 10^6 \cdot \frac{0,1^2}{0,01^2} = 156 \text{ МПа}.$$

Виконаємо перевірочний розрахунок поршневого пальця [17-19].

Розрахунок для поршневого пальця буде виконуватись як для балки

					МРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						52
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

розташованої на двох опорах із рівномірно розподіленим навантаженням по всій довжині шатунного підшипника [17-19].

Величина напруження в пальці:

$$\sigma = \frac{M_{\text{виг}}}{W}. \quad (3.33)$$

Тоді величина максимального згинального моменту у середньому перерізі пальця буде рівною:

$$M_{\text{виг}} = \frac{p_{\Gamma}}{2} \cdot \left(\frac{b}{2} + \frac{a}{2} \right) - \frac{p_{\Gamma}}{2} \cdot \frac{c}{4}. \quad (3.34)$$

Визначимо газова силу згідно наступної формули:

$$p_{\Gamma} = p_{\kappa} \cdot \frac{\pi \cdot D_n^2}{4}; \quad (3.35)$$

$$p_{\Gamma} = 1,4 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi \cdot 0,11^2}{4} = 13,3 \text{ кН} = 13300 \text{ Н}.$$

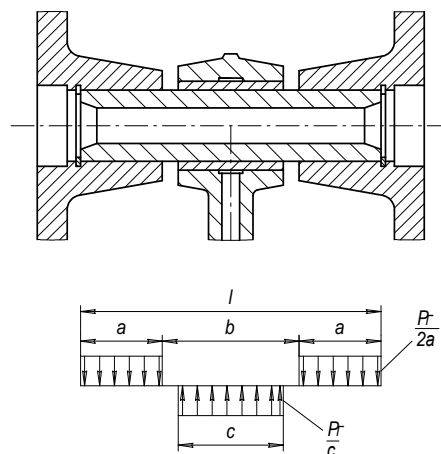


Рисунок 3.1 – Загальний вигляд поршневого пальця:

a, b, c - відповідні відрізки довжини

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

МРМА 23.00.00.000 ПЗ

Арк.

53

$$M_{виз} = \frac{13300}{2} \cdot \left(\frac{32 \cdot 10^{-3}}{2} + \frac{22 \cdot 10^{-3}}{2} \right) - \frac{13300}{2} \cdot \frac{25 \cdot 10^{-3}}{4} = 138 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Визначимо величину моменту опору вигину [17-19]:

$$W = \frac{\pi}{16} \cdot \left(\frac{d_3^4 - d_{вн}^4}{d_3} \right), \quad (3.36)$$

де d_3 - зовнішній діаметр пальця, приймаємо $d_3 = 24 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $d_{вн}$ - внутрішній діаметр пальця, приймаємо $d_{вн} = 12 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

$$W = \frac{\pi}{16} \cdot \left(\frac{0,024^4 - 0,012^4}{0,024} \right) = 25,43 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3;$$

Тоді згідно (3.33)

$$\sigma = \frac{138}{25,43 \cdot 10^{-7}} = 54,3 \text{ МПа}.$$

Допустиме табличне значення $\sigma' = \frac{\sigma_{сп}}{n}$, n - коефіцієнт запасу, приймаємо $n = 3$; отже для сталі марки 40Х - $\sigma_{сп} = 780,2 \text{ МПа}$ [20].

$$\sigma' = \frac{780}{3} = 260 \text{ МПа}$$

Умова виконується $\sigma' > \sigma$ значить товщина проєктованого пальця відповідає встановленим характеристикам міцності.

Розрахунок шатунних болтів на міцність [17-19].

					МРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		54

Перевірка шатунних болтів на розрив залежить від максимальної сили інерції поршня і шатуна $I_{PC \max}$ та від величини зусилля затягування $T_{зат}$.

Визначимо напруження на розрив σ_p :

$$\sigma_p = \frac{I_{PC \max} + z'_y + T_{зат}}{i \cdot f}, \quad (3.37)$$

де i - число гвинтів, приймаємо $i = 2$.

Визначимо площу найменшого перерізу болта:

$$f = \frac{\pi \cdot d_{\min}^2}{4}; \quad (3.38)$$

$$f = \frac{3,14 \cdot 0,009^2}{4} = 6,36 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Визначимо зусилля від сили інерції шатуна [17-19]:

$$z'_y = m'_{ш} \omega^2 R. \quad (3.39)$$

Знайдемо масу обертової частини шатуна без врахування кришки:

$$m'_{ш} = \frac{2}{3} \cdot m_{ш} \cdot 0,36; \quad (3.40)$$

де $m_{ш}$ - маса шатуна, приймаємо $m_{ш} = 1,3 \text{ кг}$; R - радіус кривошипа, рівний

$R = \frac{S}{2} = 0,042 \text{ м}$; ω - кутова швидкість обертання валу, рівна

$\omega = 2\pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 24 = 150,72 \text{ с}^{-1}$. Звідки

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						55
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$m'_{uu} = \frac{2}{3} \cdot 0,36 \cdot 1,3 = 0,312 \text{ кг}$$

Тоді з (3.39)

$$z'_{y'} = 0,312 \cdot 150,72^2 \cdot 0,042 = 297,7 \text{ Н.}$$

З динамічного розрахунку приймаємо - $I_{PC \max} = 2,37 \text{ кН}$.

$$T_{зам} = 2,7 \cdot (I_{PC \max} + z'_{y'}) = 2,7 \cdot (2,37 \cdot 10^3 + 297,7) = 7203 \text{ Н};$$

$$\sigma_p = \frac{2370 + 297,7 + 7203}{2 \cdot 6,36 \cdot 10^{-4}} = 77,6 \text{ МПа.}$$

Для болтів із марки сталі 40Х, межа текучості згідно технічної літератури -

$$\sigma_T \approx 550 \frac{\text{МН}}{\text{м}^2} \text{ [20].}$$

Визначимо величину запасу міцності:

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_p} = \frac{550}{77,6} = 7,1.$$

Умова виконується.

Розрахунок встановлених противаг.

Для врівноваження сил інерції (або моменту) від частин першого порядку, що рухаються зворотно-поступально, і моменту сил інерції від обертових мас повинні використовуватись в конструкції противаги [17-19].

Знайдемо сумарну маса встановлених противаг для проєктованого двоколінного вертикального поршневого компресора згідно наступної формули:

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						56
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$m_{np\Sigma} = \frac{R \cdot l}{r_{np} \cdot l_{np}} \cdot \left(m_{ep\Sigma} + \frac{1}{2} \cdot m_{nc} \right), \quad (3.41)$$

де R - радіус кривошипа, приймаємо $R = 0,042$ м; l - відстань між шатунами, приймаємо $l = 0,136$ м; r_{np} - радіус встановленої противаги, приймаємо $r_{np} = 0,0457$ м; l_{np} - відстань між встановленими противагами, приймаємо $l_{np} = 0,168$ м.

Визначимо масу обертових частин згідно формули [17-19]:

$$m_{ep\Sigma} = 2 \cdot \left(m_{ш.ш.} + m_{ш} \cdot \frac{\rho}{R} + \frac{2}{3} \cdot m_{ш} \right), \quad (3.42)$$

де $m_{ш.ш.}$ - маса шатунної шийки, рівна $m_{ш.ш.} = 0,2$ кг; $m_{ш}$ - маса встановленого шатуна, приймаємо $m_{ш} = 1,3$ кг; m_{nc} - маса частин, що рухаються зворотно-поступально, приймаємо $m_{nc} = 1,62$ кг; $m_{ш} \cdot \frac{\rho}{R} \rightarrow 0$, оскільки $\frac{\rho}{R} \rightarrow 0$ - маса нерівноваженої частини щоки.

$$m_{ep\Sigma} = 2 \cdot \left(0,2 + \frac{2}{3} \cdot 1,3 \right) = 1,73 \text{ кг};$$

$$m_{np\Sigma} = \frac{0,042 \cdot 0,136}{0,0457 \cdot 0,168} \cdot \left(1,73 + \frac{1}{2} \cdot 1,62 \right) = 1,89 \text{ кг}.$$

Виконаємо перевірочний розрахунок обраних підшипників

Під час проєктування компресора було прийнято до монтажу середньої серії сферичні радіальні дворядні кулькові підшипники 1310 ГОСТ 28428-90 [24], з наступними характеристиками:

- $c = 43,6$ кН - динамічна вантажопідйомність підшипника;
- $c_0 = 17,5$ кН.

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк. 57
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Згідно виконано динамічного розрахунку ми визначимо положення, за якого сили $T_{\text{сум}}$ та $Z_{\text{сум}}$ будуть одночасно досягати найбільших значень при $\alpha = 277^\circ$.

$$T_{\text{сум}} = 7,6 \text{ кН}; Z_{\text{сум}} = 0,7 \text{ кН}.$$

Оскільки відстань між опорами рівна, то обидві опори навантажені абсолютно однаково [17-19]:

$$R_A^\Sigma = R_B^\Sigma = \frac{\sqrt{7,6^2 + 0,7^2}}{2} = 3,82 \text{ кН}.$$

Виконаємо необхідну перевірку прийнятих підшипників:

$$X = 1; Y = 2,68 \quad \text{для} \quad \frac{F_a}{VF_r} < e.$$

Тоді величина еквівалентного навантаження буде рівною:

$$P = V \cdot F_r \cdot K_\sigma \cdot K_T, \quad (3.43)$$

де K_σ - величина коефіцієнту безпеки, приймаємо $K_\sigma = 1,4$ [24]; K_T - величина температурного коефіцієнту, приймаємо $K_T = 1$; V - при обертанні зовнішнього кільця приймаємо $V = 1,2$.

$$P = 1,2 \cdot 3,82 \cdot 1,4 \cdot 1 = 6,4 \text{ кН}.$$

Згідно літературних джерел [24] при частоті обертання на рівні $n = 1500 \text{ об/хв}$ і $L_h = 16000 \text{ год}$ - термін служби обраних підшипників: $\left(\frac{c}{P}\right)_{mp} = 2,1$ - для шарикопідшипників.

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						58
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Знайдемо необхідну динамічну вантажопідйомність обраного підшипника:

$$c_{mp} = P \cdot \left(\frac{c}{P} \right)_{mp} = 6,4 \cdot 2,1 = 13,4 \text{ кН.}$$

Так як умова виконується $c > c_{mp}$ ($43,6 > 13,4$) отже, обрані підшипники підходять для проєктованого компресора.

3.2 Розрахунок горизонтального кожухотрубного конденсатора, що проєктується

3.2.1 Тепловий розрахунок конденсатора, що проєктується [12-14]

Короткі технічні характеристики:

- рівень температури води на вході - $t_{w1} = 55^\circ \text{C}$;
- рівень температури води на виході - $t_{w2} = 75^\circ \text{C}$;
- рівень температури холодоагенту R142b на вході - $t_{f1} = 103^\circ \text{C}$ [16];
- рівень температури холодоагенту R142b на виході - $t_{f2} = 65^\circ \text{C}$ [16];
- величина масової витрати води через конденсатор - $G_e = 0,86 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$;
- рівень температури конденсації холодоагенту в конденсаторі - $T_K = 80^\circ \text{C}$.
- величину середньологарифмічної різниці рівнів температури будемо визначати із формули:

$$\theta_m = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{\ln \left(\frac{t_{w1} - t_0}{t_{w2} - t_0} \right)} = \frac{75 - 55}{\ln \left(\frac{55 - 80}{75 - 80} \right)} = 12,4^\circ \text{C.}$$

Приймаємо основні габаритні розміри, що характеризують теплопередавальну поверхню конденсатора, що проєктується, для пучка із

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		59

стандартних із зовнішнім ребрами мідних труб [12-14]:

- величина внутрішнього діаметру - $d_{вн} = 0,0132 \text{ м}$;
- величина діаметру окружності виступів - $d_n = 0,021 \text{ м}$;
- величина діаметру окружності западин - $d_o = 0,0165 \text{ м}$;
- величина кроку ребер - $u = 0,002 \text{ м}$;
- площа зовнішньої поверхні погонного метра труби - $F'_n = 0,149 \text{ м}^2$;
- площа внутрішньої поверхні погонного метра труби - $F'_{вн} = 0,0415 \text{ м}^2$;
- величина коефіцієнту оребрення - $\beta = F'_n / F'_{вн} = 3,6$.

При середньому рівні температури води в 65°C характеристики води наступні:

- кінематична в'язкість води - $\nu = 0,444 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;
- густина води - $\rho_e = 980,5 \text{ кг}/\text{м}^3$;
- число Прандтля - $\text{Pr} = 2,8$;
- теплопровідність води - $\lambda = 0,6 \text{ Вт}/\text{мК}$ [4-6].

Приймаємо величину швидкості води в трубах конденсатора на рівні $w = 0,4 \text{ м}/\text{с}$.

Визначимо кількість труб в одному ході згідно формули [12-14]:

$$n_1 = \frac{4 \cdot G_e}{w \cdot \pi \cdot d_{вн} \cdot \rho_e}; \quad (3.44)$$

$$n_1 = \frac{4 \cdot 0,86}{0,4 \cdot 3,14 \cdot (0,0132)^2 \cdot 980,5} = 16,03.$$

Приймаємо кількість труб на рівні - $n = 16$ і виконуємо уточнення швидкості руху води:

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						60
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$w = \frac{4 \cdot G_6}{n \cdot \pi \cdot d_{6H} \cdot \rho_6}; \quad (3.45)$$

$$w = \frac{4 \cdot 0,86}{16 \cdot 3,14 \cdot (0,0132)^2 \cdot 980,5} \approx 0,4 \text{ м/с.}$$

Визначимо число Рейнольдса для потоку води:

$$Re = \frac{w \cdot d_{6H}}{\nu}; \quad (3.46)$$

$Re = \frac{0,4 \cdot 0,0132}{0,444 \cdot 10^{-6}} = 11892$ - отримане значення відповідає турбулентному режиму течії.

Розрахуємо число Нуссельта [25]:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_{пер}; \quad (3.47)$$

$$Nu = 0,021 \cdot 11892^{0,8} \cdot 2,8^{0,43} \cdot 0,89 = 53.$$

Визначимо коефіцієнт тепловіддачі з боку речовини [25]:

$$\alpha_w = \frac{Nu \cdot \lambda_w}{d_{6H}}; \quad (3.48)$$

$$\alpha_w = \frac{53 \cdot 0,6}{0,0132} = 2409 \text{ Вт / м}^2 \cdot \text{К.}$$

Приймаємо величину сумарного термічного опору стінки труби, що

проектується, і забруднень на рівні - $\Sigma \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 2,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2\text{К} / \text{Вт}$.

Визначимо щільність теплового потоку згідно формули:

$$q_w = A(\theta_m - \theta_a) = \frac{\theta_m - \theta_a}{\frac{1}{\alpha_w} + \Sigma \frac{\delta_i}{\lambda_i}} = \frac{12,4 - \theta_a}{\frac{1}{2409} + 2,6 \cdot 10^{-4}} = 1481 \cdot (12,4 - \theta_a). \quad (3.49)$$

Визначимо орієнтовне значення q' прийнявши значення на рівні $\theta_a = 0,3\theta_m$ отримаємо:

$$q' = A \cdot (\theta_m - 0,3\theta_m) = 0,7 \cdot A \cdot \theta_m = 0,7 \cdot 1481 \cdot 12,4 = 12855 \text{ Вт} / \text{м} \cdot \text{К}.$$

У разі розподілу у трубній решітці труб, що проектується, у вершинах і на сторонах правильних шестикутників параметр m визначається із наступної формули [12-14]:

$$m = 0,75 \sqrt[3]{\frac{Q_k}{q' \cdot S \cdot d_{\text{вн}} \cdot (L/D)}}, \quad (3.50)$$

де m - кількість труб, що розташовується по великій діагоналі зовнішнього шестикутника; S - величина горизонтального кроку труб, приймаємо - $S = 1,3 \cdot d_n = 1,3 \cdot 0,02 = 0,026 \text{ м}$; L/D - відношення довжини до діаметра труби, приймаємо рівним $L/D = 5$.

$$m = 0,75 \cdot \sqrt[3]{\frac{72 \cdot 10^3}{12855 \cdot 0,026 \cdot 0,0132 \cdot 5}} = 11,1.$$

Округляємо отримане значення кількості труб до найближчого непарного

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		62

числа і приймаємо до розрахунків - $n_g = m = 11$.

Розрахуємо коефіцієнт тепловіддачі із боку фреону, що конденсується, віднесений до внутрішньої поверхні труб, що проектуються:

$$\alpha_a = 0,72 \cdot \sqrt[4]{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g / (\mu d_0)} \cdot \left(\frac{n_g}{2}\right)^{-0,167} \cdot \beta \cdot \theta_a^{-0,25} \cdot \psi_p, \quad (3.51)$$

де λ – величина теплопровідності R142b при рівні температури t_k - $\lambda = 0,0722 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$; μ – величина динамічної в'язкості R142b при t_k - $\mu = 2,57 \cdot 10^{-4}$; ρ - густина R142b при t_k - $\rho = 923 \text{ кг/м}^3$; r - величина теплоти конденсації R142b при t_k - $r = 154,04 \text{ кДж/кг}$ [16].

$$\alpha_a = 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{154,04 \cdot 10^3 \cdot 923^2 \cdot 0,0722^3 \cdot 9,81}{2,57 \cdot 10^{-4} \cdot 0,0165}} \cdot \left(\frac{11}{2}\right)^{-0,167} \cdot 3,6 \cdot \theta_a^{-0,25} \cdot 1,609 = 10785 \cdot \theta_a^{-0,25}$$

$$\psi_p = 1,3 \cdot (F_B' / F_H') \cdot E \cdot (d_0 / h_p) + (F_z' / F_H'); \quad (3.52)$$

$$\psi_p = 1,3 \cdot (0,139 / 1,149) \cdot 1 \cdot (0,165 / 0,0063) + (0,01 / 0,149) = 1,609,$$

За пишемо рівняння густини теплового потоку:

$$q_w = A \cdot (\theta_m - \theta_a) = 1481 \cdot (12,4 - \theta_a);$$

$$q_a = 10785 \cdot \theta_a^{0,75}.$$

За пишемо отримані значення теплових потоків в табличному вигляді.

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		63

Таблиця 3.1 – Значення густини теплових потоків

θ_a	0,5	1	1,5	2,0
q_w	17624	16883	16143	15402
q_a	6413	10785	14618	18138

Виконаємо побудову графічних залежностей теплових потоків $q_{a, F_{\text{вн}}}$ та $q_{w, F_{\text{вн}}}$ від рівня температури.

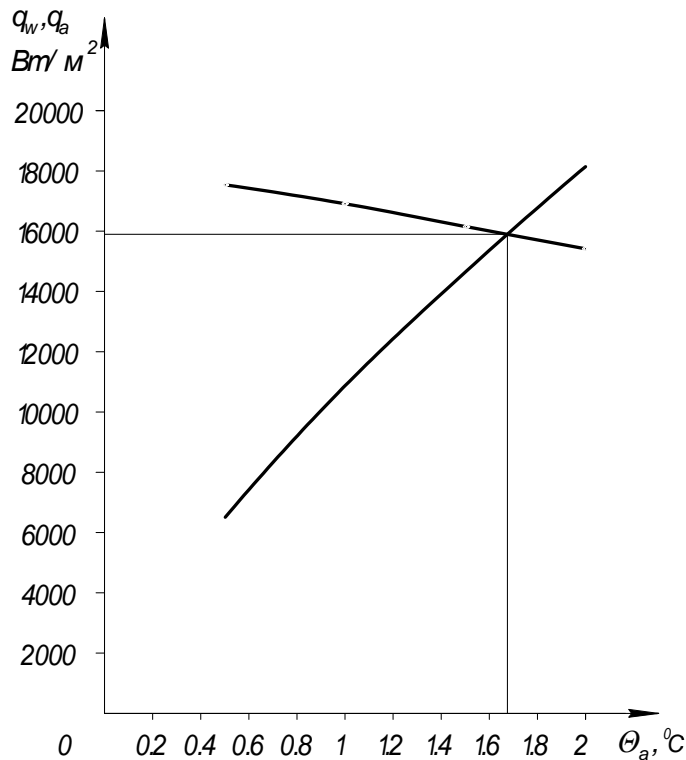


Рисунок 3.2 – Графічні залежності теплових потоків від рівня температури

З графічних залежностей визначаємо тепловий потік - $q_{F_{\text{вн}}} = 15890 \text{ Вт/м}^2$.

Точніше значення $q_{\text{вн}}$ будемо визначати із наступного виразу [12-14]:

$$q_{\text{вн}} = \frac{(x-1) \cdot (q') + \theta_a \cdot B^x}{x(q')^{x-1} + B^x / A} = \frac{(1,333-1) \cdot 12855^{1,333} + 12,4 \cdot 10785^{1,333}}{1,333 \cdot 12855^{1,333-1} + 10785^{1,333} / 1481} = 15902 \text{ Вт/м}^2.$$

Знайдемо загальну кількість труб в конденсаторі, що проектується:

$$n = 0,75 \cdot m^2 + 0,25 = 0,75 \cdot 11^2 + 0,25 = 91 \text{шт.}$$

Визначимо необхідне число ходів по воді:

$$z = n / n_1 = 91 / 16 = 5,7.$$

Приймаємо найближче більше значення - $z=6$.

Визначимо величину внутрішньої поверхні теплообміну:

$$F_{\text{вн}} = \frac{Q_{\text{к}}}{q_{F_{\text{вн}}}} = \frac{72000}{15902} = 4,53 \text{ м}^2.$$

Розрахуємо довжина однієї труби:

$$l = \frac{F_{\text{вн}}}{n \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}} = \frac{4,53}{91 \cdot 3,14 \cdot 0,0132} = 1,2 \text{ м.}$$

Знайдемо внутрішній діаметр:

$$D_{\text{вн}} = m \cdot s, \quad (3.53)$$

де m - кількість труб у найдовшій діагоналі шестикутника в трубній решітці.

$$D_{\text{вн}} = 11 \cdot 0,026 = 0,286 \text{ м.}$$

3.2.2 Гідравлічний розрахунок конденсатора, що проектується [12-14]

Розрахуємо гідравлічний опір конденсатора, згідно даної формули:

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		65

$$\Delta p = \Delta p_{mp\Sigma} + \Delta p_{m\Sigma}. \quad (3.54)$$

Визначимо сумарний гідравлічний опір тертя в конденсаторі:

$$\Delta p_{mp\Sigma} = \lambda \cdot \frac{l \cdot z}{d_{\text{вн}}} \cdot \frac{\rho_s \cdot w^2}{2}, \quad (3.55)$$

де λ - значення коефіцієнту течії при турбулентному режимі течії в трубному просторі, визначається згідно формули:

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}} = \frac{0,316}{\sqrt[4]{5170}} = 0,016;$$

$$\Delta p_{mp\Sigma} = 0,016 \cdot \frac{1,2 \cdot 6}{0,0132} \cdot \frac{980,5 \cdot (0,4)^2}{2} = 1034 \text{ Па.}$$

Знайдемо сумарний місцевий гідравлічний опір [12-14]:

$$\Delta p_{m\Sigma} = \xi \cdot \frac{\rho_{1s} \cdot w^2}{2}, \quad (3.56)$$

де ξ - коефіцієнт місцевого гідравлічного опору.

$$\xi = a \cdot \xi_1 + b \cdot \xi_2 + c \cdot \xi_3, \quad (3.57)$$

де a - кількість вхідних камер у кришці випарника, приймаємо - $a=7$; ξ_1 - величина коефіцієнту місцевого гідравлічного опору вхідної камери, приймаємо $\xi_1 = 1,5$; b - кількість вихідних камер, приймаємо - $b=7$; ξ_2 - величина коефіцієнту місцевого гідравлічного опору вихідної камери, приймаємо - $\xi_2 = 1,5$;

c - кількість поворотів потоку речовини всередині трубної решітки на 180° , приймаємо - $c = 5$, ξ_3 - величина коефіцієнту місцевого гідравлічного опору повороту на 180° , приймаємо $\xi_3 = 2,5$.

$$\xi = 7 \cdot 1,5 + 7 \cdot 1,5 + 5 \cdot 2,5 = 33,5;$$

$$\Delta p_{mp\Sigma} = 33,5 \cdot \frac{980,5 \cdot (0,4)^2}{2} = 2677 \text{ Па.}$$

Тоді гідравлічний опір конденсатору, що проектується, згідно із (3.54):

$$\Delta p = 1034 + 2677 = 3711 \text{ Па.}$$

3.2.3 Розрахунок обичайки конденсатору, що проектується [12-14]

Обичайка зазвичай, виготовляється із листової сталі, зварена у необхідну форму, поздовжній стиковий шов виконується за допомогою ручного електродугового зварювання. Коефіцієнт міцності такого зварного з'єднання на рівні $\varphi = 0,8$. Допустимі напруженості для матеріалу:

- нормативна для сталі марки ВСтЗсп - $\sigma^* = 140 \text{ МПа}$;
- для робочого стану - $[\sigma] = \eta_3 \cdot \eta \cdot \sigma^* = 1 \cdot 1 \cdot 140 = 140 \text{ МПа}$ [26].

Знайдемо товщину стінки δ обичайки згідно із формулою:

$$\delta = \delta_p + \sum c = \frac{p_p \cdot D_{\text{вн}}}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma]} + \sum c, \quad (3.58)$$

де $\sum c$ - сумарне значення всіх надбавок товщини обичайки, враховуючі наступні: c_k - величина надбавки на корозію або інший вид хімічного впливу навколишнього середовища на матеріал, приймаємо $c_k = 1 \text{ мм}$; c_d - величина

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						67
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

додаткової надбавки з технологічних міркувань, приймаємо $c_d = 0,7$; c_e - величина надбавки на ерозію враховується у випадку, коли швидкість руху середовища в конденсаторі вищий за 20 м/с, приймаємо $c_e = 0$; c_0 - величина надбавки на округлення розміру, приймаємо - $c_0 = 0,6$, тоді сумарне значення приймаємо - $\sum c = 0,0023$.

$$\delta = \frac{0,4 \cdot 0,3}{2 \cdot 0,8 \cdot 140} + 0,0023 = 0,0045 \text{ м} = 5 \text{ мм.}$$

3.2.4 Розрахунок патрубків конденсатора, що проектується [12-14]

Розрахунок будемо виконувати виходячи з наступного рівняння нерозривності:

$$G = \rho \cdot w \cdot f \rightarrow f = G / \rho \cdot w;$$

$$f = \frac{\pi d^2}{4} \rightarrow d = \sqrt{\frac{4f}{\pi}}.$$

Тоді розрахуємо патрубки для води:

$$f = 0,86 / 980,5 \cdot 0,4 = 0,0012 \text{ м}^2;$$

$$f = \frac{\pi d^2}{4} \rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0012}{3,14}} = 0,029 \text{ м} = 29 \text{ мм.}$$

Приймаємо стандартне найближче більше - $d = 32$ мм.

Розрахуємо патрубки для холодоагенту R142 [16]:

- вхід R142

Швидкість руху речовини на вході рівна $w = 15$ м/с; густина речовини на вході $\rho = 105,7$ кг/м³; величина витрати речовини $G = 0,36$ кг/с.

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						68
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$f = 0,36 / 105,7 \cdot 15 = 0,00022 \text{ м}^2;$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00022}{3,14}} = 0,016 \text{ м} = 16 \text{ мм.}$$

Приймаємо стандартизоване найближче більше значення - $d=25$ мм.

- вихід R142

Швидкість руху речовини на виході $w = 2 \text{ м/с}$; густина речовини на виході $\rho = 848 \text{ кг/м}^3$; величина витрати речовини $G = 0,36 \text{ кг/с}$.

$$f = 0,36 / 848 \cdot 2 = 0,0002 \text{ м}^2;$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0002}{3,14}} = 0,0135 \text{ м.}$$

Приймаємо стандартизоване найближче більше значення - $d=15$ мм.

3.2.5 Розрахунок еліптичного днища конденсатора, що проектується [12-14]

Розрахунковий рівень тиску $P_{mp} = 0,4 \text{ МПа}$, рівень температури - $T = 338 \text{ К}$.

У днищі конденсатору розташовано два отвори діаметром $d=32$ мм для входу і виходу охолоджувальної води, розміщені симетрично відносно центру днища конденсатора.

Розрахуємо коефіцієнт ослаблення днища конденсатора отворами:

$$\varphi_0 = \frac{(D_{вн} - 2d)}{D_{вн}}, \quad (3.59)$$

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		69

де $D_{вн}$ - внутрішній діаметр днища конденсатора, приймаємо $D_{вн} = 0,28 м$.

$$\varphi_0 = \frac{(280 - 2 \cdot 32)}{280} = 0,77.$$

Виконавчу товщину еліптичного днища конденсатора будемо визначати згідно наступної формули:

$$\delta_{дн} = \frac{P_{тр} \cdot D_{вн}}{(2 \cdot \varphi_0 \cdot [\sigma] - 0,5 \cdot P_{тр})} + \Sigma_c. \quad (3.60)$$

У нашому випадку $\delta_{дн}$ буде відносно малою величиною, тому з технологічних причин вибираємо товщину днища конденсатору рівною $\delta_{дн} = 5 мм$, тобто рівною товщині обичайки. Необхідно прорахувати сумарну надбавку до товщини днища конденсатору, а саме: величина надбавки для компенсації мінусового допуску на рівні - 0,6 мм; величина надбавки для компенсації корозії на рівні - 2 мм; величина технологічної надбавки рівна - 0,9 мм, тоді сумарна величина надбавка - $\Sigma_c = 0,0035 м$.

Знайдемо допустимий рівень тиску у камері в робочому стані:

$$[P]_д = \frac{2 \cdot \varphi_0 \cdot [\sigma] \cdot (\delta_{дн} - \Sigma_c)}{(D_{вн} + 0,5(\delta_{дн} - \Sigma_c))}, \quad (3.61)$$

$$[P]_д = \frac{2 \cdot 0,77 \cdot 140 \cdot (0,005 - 0,0035)}{(0,28 + 0,5 \cdot (0,005 - 0,0035))} = 2,25 МПа.$$

Визначимо допустимий рівень тиску під час гідравлічних випробувань:

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк. 70
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$[P]_{из} = \frac{2 \cdot \varphi_0 \cdot [\sigma]_{из} \cdot (\delta_{дн} - \Sigma_c)}{(D_{вн} + 0,5(\delta_{дн} - \Sigma_c))}; \quad (3.62)$$

$$[P]_{из} = \frac{2 \cdot 0,77 \cdot 200 \cdot 0,0015}{(0,28 + 0,5 \cdot 0,0015)} = 1,64 \text{ МПа}.$$

3.3 Розрахунок регенеративного теплообмінника ТН

Відомо, що регенеративний теплообмінник (РТ) призначений для переохолодження рідкого холодоагенту, що транспортується із конденсатора, холодними парами даного холодоагенту, які транспортуються із випарника. РТ дозволяє підвищити питому холодопродуктивність холодильної машини якщо виконувати порівняння із циклом без РТ і таким шляхом підвищити холодильний коефіцієнт [27].

3.3.1 Конструктивний розрахунок РТ [12-14, 27]

Визначимо величину теплового навантаження на РТ:

$$Q_{pt} = m_a \cdot q_{pt} = 0,36 \cdot 10 = 3,6 \text{ кВт}.$$

Задаємося конструктивними габаритами РТ, що проектується. Кожух виконаний із суцільнотягнутої сталеві труби марки 20 із зовнішнім діаметром на рівні $D_n = 32,5 \text{ см}$ та товщиною стінок $\delta_k = 8 \text{ мм}$. Змійовик РТ буде виконано зі сталеві трубки марки 10 із зовнішнім діаметром $D_n = 3,8 \text{ см}$ і товщиною стінок $\delta_{зм} = 2 \text{ мм}$. Сердечник, на який виконується навивання змійовика, виготовлений зі сталеві труби із зовнішнім діаметром $D_n = 21,9 \text{ см}$ з товщиною стінок $\delta_c = 6 \text{ мм}$. Товщина дистанційної планки розташованої між сердечником і змійовиком приймається рівною $S = 4 \text{ мм}$, а висота кришки кожуха $h_{кр} = 15 \text{ см}$.

					МРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		71

Рідкий холодоагент R142b транспортується через змійовик, а холодна пара холодоагенту протитечею транспортується міжтрубним простором РТ.

Визначимо теплофізичні властивості середовищ, що обмінюються теплотою в РТ за середніх рівнів температури:

- рідкий холодоагент марки R142b [16]:

Середній рівень температури рідкого холодоагенту рівний –

$$T_p = 0,5 \cdot (T_{p1} + T_{p2}) = 0,5 \cdot (328 + 318) = 323K.$$

Відповідно до технічної літератури [16], знаходимо наступні характеристики холодоагенту:

- густина рідкого холодоагенту рівна - $\rho_p = 1041 \text{ кг/м}^3$;

- питома теплоємність рідкого холодоагенту - $c_p = 987,7 \text{ кДж/кг} \cdot K$;

- коефіцієнт теплопровідності рівний - $\lambda_p = 0,0686 \text{ Вт/м} \cdot K$;

- коефіцієнт кінематичної в'язкості - $\nu_p = 0,195 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

- пара холодоагенту марки R142b:

Середній рівень температури пари дорівнює $T_n = 0,5 \cdot (T_{n1} + T_{n2}) = 0,5 \cdot (338 + 331) = 334,5K$. Відповідно до технічної літератури [16], знаходимо наступні характеристики холодоагенту:

- густина пари холодоагенту рівна - $\rho_n = 39,86 \text{ кг/м}^3$;

- питома теплоємність пари - $c_p = 565 \text{ кДж/кг} \cdot K$;

- коефіцієнт теплопровідності пари рівний - $\lambda_n = 0,0078 \text{ Вт/м} \cdot K$;

- коефіцієнт кінематичної в'язкості пари рівний - $\nu_n = 1,245 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Проведемо розрахунок коефіцієнту тепловіддачі рідкого холодоагенту α_x .

Визначимо площу проходження трубки змійовика $F_{зм}$ [12-14].

Внутрішній діаметр даної трубки рівний -

$$d_{вн} = d_{вн} - 2\delta_{зм} = 0,038 - 0,002 = 0,034 \text{ м} . \text{ Тоді}$$

$$F_{зм} = \frac{\pi \cdot d_{вн}^2}{4} = 0,785 \cdot 0,034^2 = 9,1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Визначимо величину швидкості руху рідкого R142b [16] у трубці:

$$\omega_p = \frac{G}{\rho_p \cdot F_{зм}} = \frac{0,36}{1041 \cdot 9,1 \cdot 10^{-4}} = 0,38 \text{ м/с}.$$

Розрахуємо критерії Рейнольдса для потоку речовини:

$$Re_p = \frac{\omega_p \cdot d_{вн}}{\nu_p} = \frac{0,38 \cdot 0,034}{0,195 \cdot 10^{-6}} = 66256.$$

Визначимо необхідний радіус заокруглення зміювика по осьовій лінії труби сердечника згідно наступної формули:

$$R_{зм} = 0,5 \cdot D_n + S + 0,5 \cdot d_n; \quad (3.63)$$

$$R_{зм} = 0,5 \cdot 0,219 + 0,004 + 0,5 \cdot 0,038 = 0,1325 \text{ м}.$$

Визначимо значення критичного числа Рейнольдса, що відповідає ламінарному режиму течії речовини в трубці зміювика [25]:

$$Re_{кр.лам} = \frac{16,4}{\sqrt{d_{вн}/R_{зм}}} = \frac{16,4}{\sqrt{0,034/0,1325}} = 32,35.$$

Тоді визначимо значення критичного числа Рейнольдса, що відповідає турбулентному режиму течії речовини в трубці зміювика:

$$Re_{кр.турб} = 18500 \cdot \left(\frac{d_{вн}}{2 \cdot R_{зм}} \right)^{0,28} = 18500 \cdot \left(\frac{0,034}{2 \cdot 0,1325} \right)^{0,28} = 10400.$$

Так як виконується умова $Re_p > Re_{кр.турб}$ то режим руху речовини в трубці зміювика буде турбулентним.

Визначимо число Прандтля згідно формули:

$$Pr_p = \frac{\nu_p \cdot \rho_p \cdot c_p}{\lambda_p} = \frac{0,195 \cdot 10^{-6} \cdot 1041 \cdot 989,7}{0,0686} = 2,93.$$

Визначимо число Нуссельта для турбулентного режиму течії рідкого холодоагенту R142b у трубці зміювика [25]:

$$Nu_p = 0,021 \cdot Re_p^{0,8} \cdot Pr_p^{0,43} \cdot \varepsilon_{32}, \quad (3.64)$$

де ε_{32} - поправка, що враховує величину впливу відцентрового ефекту на процес тепловіддачі з боку рідкого холодоагенту R142b, рівне -

$$\varepsilon_{32} = 1 + 1,77 \cdot \frac{d_{вн}}{R_{зм}} = 1 + 1,77 \cdot \frac{0,034}{0,1325} = 1,455 \quad [16].$$

$$Nu_p = 0,021 \cdot 66256^{0,8} \cdot 2,93^{0,43} \cdot 1,455 = 349.$$

Визначимо величину коефіцієнту тепловіддачі з боку рідкого холодоагенту R142b:

$$\alpha_p = \frac{Nu \cdot \lambda_p}{d_{вн}} = \frac{349 \cdot 0,0686}{0,034} = 704 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

Розрахуємо величину коефіцієнту тепловіддачі з боку парів холодоагенту R142b.

Визначимо внутрішній діаметр кожуха РТ згідно формули:

$$D_{\text{вн}} = D_n - 2\delta_k = 0,325 - 2 \cdot 0,008 = 0,309 \text{ м.}$$

Тоді визначимо площу міжтрубного простору згідно поперечного перерізу РТ:

$$F_{\text{мтр}} = \frac{\pi}{4}(D_{\text{вн}}^2 - D_c^2) - 2 \cdot \pi \cdot R_{\text{зм}} \cdot d_n = \frac{\pi}{4}(0,309^2 - 0,219^2) - 2\pi \cdot 0,1325 \cdot 0,03 = 0,00565 \text{ м}^2$$

Визначимо величину швидкості руху пари холодоагенту R142b у міжтрубному просторі РТ згідно формули:

$$\omega_n = \frac{G}{\rho_n \cdot F_{\text{мтр}}} = \frac{0,36}{39,8593 \cdot 0,00565} = 1,6 \text{ м/с.}$$

Визначимо критерій Рейнольдса для потоку:

$$\text{Re}_n = \frac{\omega_n \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_n} = \frac{1,6 \cdot 0,038}{1,245 \cdot 10^{-6}} = 48835,$$

тобто режим руху пари холодоагенту в міжтрубному просторі - турбулентний.

Визначимо число Прандтля:

$$\text{Pr}_n = \frac{\nu_n \cdot \rho_n \cdot c_n}{\lambda_n} = \frac{1,245 \cdot 10^{-6} \cdot 39,8593 \cdot 565}{0,0078} = 3,6.$$

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		75

Тоді число Нуссельта для турбулентного режиму руху течії пари в міжтрубному просторі РТ згідно із [25], буде рівне:

$$Nu_n = 0,023 \cdot Re_n^{0,65} \cdot Pr_n^{0,33};$$

$$Nu_n = 0,023 \cdot 48835^{0,65} \cdot 3,6^{0,33} = 392.$$

Визначимо величину коефіцієнту тепловіддачі з боку пари холодоагенту R142b:

$$\alpha_n = \frac{Nu \cdot \lambda_n}{d_n} = \frac{392 \cdot 0,0078}{0,038} = 80,4 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

Оскільки в холодоагенті R142b добре розчиняється масло, на стінках змійовика буде повністю відсутня масляна плівка, тому величина термічного опору трубки змійовика буде рівною термічному опору стінки сталевих трубки.

Для сталі марки 10 коефіцієнт теплопровідності буде рівним

$$\lambda_{cm} = 52 \frac{Вт}{м^2 \cdot К} [28].$$

Визначимо величину термічного опору стінки трубки змійовика:

$$R_{cm} = \frac{\delta_{zm}}{\lambda_{cm}} = \frac{0,002}{52} = 3,85 \cdot 10^{-5} \frac{м^2 \cdot К}{Вт}.$$

Тоді коефіцієнт теплопередачі РТ буде рівним:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + R_{cm} + \frac{1}{\alpha_p} \cdot \frac{d_n}{d_{вн}}} = \frac{1}{\frac{1}{80,4} + 3,85 \cdot 10^{-5} + \frac{1}{704} \cdot \frac{0,038}{0,034}} = 170,9 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

					МРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						76
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Визначимо середню логарифмічну різницю рівнів температури під час руху середовищ у РТ протитечією:

$$\theta_m = \frac{(T_{p2} - T_{n1}) - (T_{p1} - T_{n2})}{\ln \frac{T_{p2} - T_{n1}}{T_{p1} - T_{n2}}} = \frac{(318 - 331) - (328 - 338)}{\ln \frac{318 - 331}{328 - 338}} = 17,4^\circ\text{C}.$$

Звідки площа теплообмінної поверхні РТ буде рівною:

$$F_p = \frac{Q_{РТ}}{K \cdot \theta_m} = \frac{3600}{170,9 \cdot 17,4} = 1,2 \text{ м}^2.$$

З урахуванням 20% на запас міцності приймаємо величину площі теплообмінної поверхні РТ, рівною:

$$F_{np} = 1,2 \cdot F_p = 1,2 \cdot 1,2 = 1,44 \text{ м}^2.$$

Визначимо довжину труби зміювика РТ згідно формули [12-14]:

$$L = \frac{F_{np}}{\pi \cdot d_{вн}} = \frac{1,44}{\pi \cdot 0,038} = 12,1 \text{ м}.$$

Знайдемо необхідну кількість витків зміювика РТ:

$$n = \frac{L}{2\pi \cdot R_{зм}} = \frac{12,1}{2\pi \cdot 0,1325} = 14,5 \approx 15.$$

Приймаємо до розрахунків крок навивання зміювика на сердечник $t = 0,05 \text{ м}$.

Тоді знайдемо необхідну довжину зміювика РТ:

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		77

$$L_{зм} = n \cdot t = 15 \cdot 0,05 = 0,75 м.$$

Приймаємо величину одностороннього припуску по довжині труби зміювика на рівні $l = 0,75 м$.

Знайдемо загальну довжину теплообмінної труби зміювика з урахуванням припусків на вихідній та вхідній ділянках:

$$L_1 = L + 2 \cdot l = 12,1 + 2 \cdot 0,75 = 13,6 м.$$

Визначимо довжину кожуха РТ (без врахування довжин патрубків):

$$L_k = 1,1 \cdot L_{зм} + 2 \cdot h_{кр} = 1,1 \cdot 0,75 + 2 \cdot 0,15 = 1,125 м.$$

3.3.2 Гідравлічний розрахунок РТ

Необхідно визначити гідравлічний опір трубки зміювика РТ. Для цього приймаємо величину шорсткості на внутрішній стінці трубки зміювика $\Delta = 0,1 мм$.

Визначаємо коефіцієнт гідравлічного тертя згідно формули А.Д. Альтшуля [25] для турбулентного режиму течії рідкого холодоагенту R142b:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{\text{Re}_p} + \frac{\Delta}{d_{вн}} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{48835} + \frac{0,0001}{0,034} \right)^{0,25} = 0,0282.$$

Знайдемо величини втрати тиску на тертя в трубках зміювика згідно із формулою Вейзбаха-Д'Арсі [25]:

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		78

$$\Delta p_{mp} = \lambda \frac{L_1}{d_{en}} \cdot \frac{\rho_p \cdot \omega_p^2}{2} = 0,0283 \cdot \frac{13,6}{0,034} \cdot \frac{1041 \cdot 0,38^2}{2} = 851 \text{ Па.}$$

Коефіцієнт місцевого опору витка трубки зміювика під час повороту в ньому потоку речовини на 360° приймаємо рівним $\xi = 0,4$ [12-14].

Визначимо місцеві втрати тиску в РТ за формулою Вейсбаха [25]:

$$\Delta p_{mp} = \xi \cdot n \cdot \frac{\rho_p \cdot \omega_p^2}{2} = 0,4 \cdot 15 \cdot \frac{1041 \cdot 0,38^2}{2} = 451 \text{ Па.}$$

Тоді величина загального гідравлічного опору РТ по трубному простору зміювика буде рівною:

$$\Delta p_{зм} = \Delta p_{mp} + \Delta p_{м} = 851 + 451 = 1302 \text{ Па.}$$

Визначаємо величину гідравлічного опору РТ по міжтрубному простору, для цього приймаємо, що вхідний і вихідний патрубків виготовлені зі сталеві труби із зовнішнім діаметром $d_{nn} = 8,9 \text{ см}$ і товщиною стінки $\delta_n = 4,5 \text{ мм}$.

Тоді внутрішній діаметр патрубків буде рівним:

$$d_{nen} = d_{nn} - 2 \cdot \delta_n = 8,9 - 2 \cdot 0,45 = 8 \text{ см.}$$

Визначимо величину площі прохідного перерізу патрубків:

$$f = \frac{\pi d_{nen}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,08^2}{4} = 0,00502 \text{ м}^2.$$

Визначимо швидкість руху пари холодоагенту R142b у патрубках:

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						79
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$\omega = \frac{G}{\rho_n \cdot f} = \frac{0,36}{39,8593 \cdot 0,00502} = 1,8 \text{ м/с.}$$

Визначимо величину втрати тиску на тертя в міжтрубному просторі:

$$\Delta p'_{mp} = 0,53 \cdot n \cdot \text{Re}^{-0,122} \cdot \rho_n \cdot \omega_n^2 = 0,53 \cdot 15 \cdot 48835^{-0,122} \cdot 39,8593 \cdot 1,6^2 = 217 \text{ Па.}$$

Приймаємо коефіцієнти місцевого опору вихідного і вхідного патрубків у кожусі РТ рівними $\xi = 1,5$ [12-14] та кількість самих патрубків - $n_1 = 2$.

Визначимо місцеві втрати тиску в патрубках РТ:

$$\Delta p'_m = \xi \cdot n_1 \cdot \frac{\rho_n \cdot \omega^2}{2} = 1,5 \cdot 2 \cdot \frac{39,8593 \cdot 1,8^2}{2} = 193,7 \text{ Па.}$$

Розрахуємо загальний гідравлічний опір РТ по міжтрубному простору згідно формули:

$$\Delta p_{mnp} = \Delta p'_{mp} + \Delta p'_m = 217 + 193,7 = 410,7 \text{ Па.}$$

3.3.3 Розрахунок на міцність РТ [17-19]

Для трубки зміювика і кожуха РТ необхідно виконати перевірку на міцність шляхом гідравлічного випробування із запасом за величиною тиску в 1/4 відносно величини робочого рівня тиску.

- для трубки зміювика РТ тиск випробувань буде рівним - $p_{зм} = 1,25 \cdot p_k = 1,75 \text{ МПа};$

- для кожуха РТ тиск випробувань буде рівним - $p_{кож} = 1,25 \cdot p_0 = 0,75 \text{ МПа.} :$

Знайдемо найбільше напруження в стінці кожуха РТ виготовленого зі сталі марки 20:

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						80
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_{\text{кож.маж}} = \frac{2R_n^2}{R_n^2 - R_{\text{вн}}^2} \cdot p_{\text{кож}} = \frac{2 \cdot 0,1625^2}{0,1625^2 - 0,1545^2} \cdot 0,75 = 15,8 \text{ МПа.}$$

Зрозуміло, що умова $\sigma_{\text{кож.маж}} < [\sigma] = 100 \text{ МПа}$ для сталі марки 20 виконується навіть із урахуванням 1/5 запасу міцності за напруженнями через приварені до кришки РТ патрубки.

Визначимо найбільше напруження в трубці змійовика РТ виготовленій зі сталі марки 20:

$$\sigma_{\text{зм.маж}} = \frac{2r_n^2}{r_n^2 - r_{\text{вн}}^2} \cdot p_{\text{зм}} = \frac{2 \cdot 0,019^2}{0,019^2 - 0,017^2} \cdot 1,75 = 21,1 \text{ МПа.}$$

$\sigma_{\text{зм.маж}} < [\sigma] = 100 \text{ МПа}$, тобто умова міцності виконується.

3.3.5 Підбір допоміжного обладнання для РТ

Підбір марки насоса для подачі води.

Масова витрата:

- води - $G_{\text{в}} = 0,86 \frac{\text{л}}{\text{с}}$;

- масла - $G_{\text{м}} = 1,75 \frac{\text{л}}{\text{с}}$.

Згідно величин витрат підбираємо до встановлення два відцентрових насоси марки 1,5К-8/196 (або 1,5К-66) (рис. 3.3) із наступними характеристиками: продуктивність - 9,4 м³/год., діаметр робочого колеса - 105 мм, ККД - 49 % та потужність на головному валу насоса - 0,6 кВт [29].

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						81
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

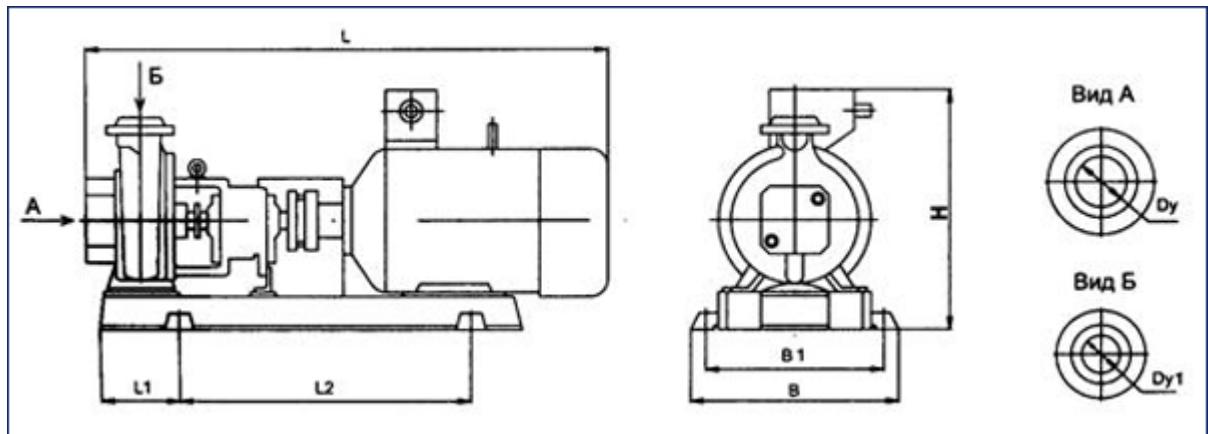


Рисунок 3.3 – Загальний вигляд відцентрового насоса марки 1,5К-8/196

Вибір необхідного ресивера. Об'єм лінійного ресивера будемо визначати за наступною формулою:

$$V_{л.р.} = 0,7 \cdot V_{и.} = 0,7 \cdot 0,6 = 0,42 \text{ м}^3.$$

Спиняємо свій вибір на лінійному ресивері марки 0,75РВ (рис. 3.4) згідно із [30]. Обичайку ресивера виготовлено із металевої труби діаметром 600x8, завдовжки 3,2 м, загальна маса ресивера складає 430 кг.



Рисунок 3.4 – Загальний вигляд ресиверу

Для запобігання руху фреону в зворотному напрямі, згідно із правилами техніки безпеки змонтуємо на трубках зворотний клапан марки КН100 [ххх], який призначений для роботи із рівнями тиску до 1,8 МПа.

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

МРМА 23.00.00.000 ПЗ

Арк.
82

Висновки до розділу

Виконані розрахунки, що підтверджують працездатність, а саме виконано необхідний розрахунок компресора для теплонасосної установки, розрахунок спеціального горизонтального кожухотрубного конденсатора та регенеративного теплообмінника для установки: проведені необхідні теплові, гідравлічні та розрахунки на міцність проєктованого обладнання. Наведено підбір допоміжного обладнання для регенеративного теплообмінника.

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		83

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В першому розділі кваліфікаційної роботи магістра проведено огляд та аналіз існуючих технічних та технологічних рішень за темою кваліфікаційної роботи, а саме представлено класифікацію існуючих конструкцій теплових насосів, описано принцип роботи теплового насосу, а також розглянуто варіанти розташування колекторів теплових насосів у різних середовищах.

В другому розділі кваліфікаційної роботи виконано математичне моделювання схеми установки теплового насосу. Для цього виконано вибір схеми теплонасосної установки та змодельовано теплові притоки приміщення. Виконано моделювання товщини ізоляції, тепловіддачі через вікна, двері, покриття стелі та підлоги приміщення, теплових потоків через огорожу, вентиляційного та експлуатаційного теплового потоку. Розраховано сумарний тепловий потік.

В третьому розділі кваліфікаційної роботи представлено розрахунки, що підтверджують працездатність, а саме виконано необхідний розрахунок компресора для теплонасосної установки, розрахунок спеціального горизонтального кожухотрубного конденсатора та регенеративного теплообмінника для установки: проведені необхідні теплові, гідравлічні та розрахунки на міцність проєктованого обладнання. Наведено підбір допоміжного обладнання для регенеративного теплообмінника.

https://електродвигатель.com.ua/ua/products/pnevmo_products/16/537/

31. Зворотний клапан Вентс КОМ 100. [Електронний ресурс] – Режим доступу:

<https://vents-shop.com.ua/zvorotnij-klapan-dlya-ventilyaci-vents-kom-100-uk/>

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		88

Додатки

					<i>МРМА 23.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						89
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		