



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

на тему ; Дослідження системи тепло- та холодопостачання індивідуального житлового будинку на базі нетрадиційних джерел енергії для умов Одеської області

Здобувача Королевича А.О.

III курсу ЗН -754 групи

Керівник доц. Ярошенко В.М.

Консультант директор ТОВ. «Чип-Маркет»

Пуленко О.Л.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту
Рішення кафедри від 09 червня 2023 р., протокол № 11.

Завідувач кафедри ЕТ та ПЕ
(назва кафедри)

_____ (підпис)

Юрій СЕМЕНЮК
(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Одеса - 2023 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет нафти, газу та екології

Кафедра екоенергетики, термодинаміки та прикладної екології

Освітньо-кваліфікаційний рівень - бакалавр

Спеціальність - електроенергетика, електротехніка та електромеханіка

Освітня програма - нетрадиційні та відновлювані джерела енергії

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри Юрій СЕМЕНЮК

«28» лютого 2023 р.

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Королевичу Андрію Олеговичу.

1. Тема роботи: Дослідження системи тепло та холодопостачання індивідуального житлового будинку на базі нетрадиційних джерел енергії для умов Одеської області

Керівник роботи к.т.н., доцент Ярошенко В.М.

Затверджено наказом вищого навчального закладу від 31.03.2023 року №119-03

2. Строк подання студентом кваліфікаційної 08.06. 2023

3. Вихідні дані до проекту (роботи) : Виконати аналіз та дослідити можливості застосування комбінованих теплонасосних установок на основі відроджувальних енергетичних джерел для теплопостачання двох поверхового житлового будинку для кліматичних умов Одеської обл..

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

- Техніко- економічна доцільність застосування теплових насосів для виробництва теплоти в комунально- житловому секторі.
- Дослідження факторів, що впливають на енергетичну ефективність теплонасосних установок .
- Вибір робочого тіла та розрахунок термодинамічного циклу теплового насосу.
- Розрахунок процесів та вибір компресору та теплообмінного обладнання теплового насосу.
- Дослідження можливості та розрахунок необхідного обладнання при використанні енергії сонячного випромінювання та теплоти ґрунту.
- Техніко-економічні розрахунки.
- Охорона праці .

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

Презентаційна графічна частина із мінімум п'ятнадцяти слайдів, що відображають усі сторони роботи.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Основний	Доц. Ярошенко В.М.		
Економічна частина	Доц. Ярошенко В.М.		
Охорона праці	Доц. Ярошенко В.М.		

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапу кваліфікаційної роботи бакалавра	Строк виконання етапів	Примітка
1.	Інвестиційне обґрунтування теплонасосних технологій теплопостачання	Лютий 2023	
2.	Дослідження комбінованої системи енергопостачання з розробкою технологічної схеми та розрахунком енергетичного навантаження	Лютий-березень 2023	
3.	Аналіз процесів та розрахунок обладнання теплонасосної установки.	Березень 2023	
4.	Аналіз відроджувальних низькопотенційних джерел та розрахунок ґрунтового теплообмінника і сонячного колектору	Квітень 2023	
5.	Техніко-економічні розрахунки	Травень 2023	
6.	Охорона праці та безпека життєдіяльності	Тавень 2023	

Здобувач Королевич А.О.
 Керівник роботи _____ Ярошенко В.М.

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

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

Здобувач-дипломник Королевич А.О.

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота бакалавра на тему «Дослідження системи тепло та холодопостачання індивідуального житлового будинку на базі нетрадиційних джерел енергії для умов Одеської області.

Пояснювальна записка включає: 99 стр., 23 рис., 17 табл., 7 додатки, 37 літературних джерел, 24 слайдів презентації.

Актуальність теми

Одним із актуальних та ефективних енергозберігаючих способів, являються комбіновані теплонасосні технології із застосуванням утилізаційних та відроджувальних енергетичних джерел, що дає можливість економити органічне паливо, знижувати забруднення навколишнього середовища та комплексно задовольняти потреби споживачів у гарячому водопостачанню, опаленню і технологічному теплі.

Мета роботи: дослідження можливостей застосування комбінованих теплонасосних установок на основі відроджувальних енергетичних джерел для комплексного теплопостачання житлово-комунальних об'єктів та проекту визначення основного технологічного обладнання на основі оптимального термодинамічного циклу теплового насосу з використанням енергії сонячного випромінювання та низькопотенційної енергії ґрунту.

Для досягнення вказаної мети поставлено і виконано **завдання:**

провести аналіз систем комплексного теплопостачання на основі теплонасосного термодинамічного циклу;

встановити умови оптимального функціонування теплових насосів в умовах півдня України та способи визначення їх енергетичної ефективності;

розробити схему комбінованої теплонасосної установки для теплопостачання житлового будинку з використанням енергії сонячного випромінювання та теплової енергії ґрунту;

провести порівняльний аналіз термодинамічних, теплофізичних та екологічних властивостей робочих тіл теплових насосів з вибором відповідного фреону;

провести дослідження особливостей ґрунтових теплообмінників для комбінованої теплонасосної установки;

виконати розрахунок термодинамічного циклу теплового насосу з визначенням енергетичного навантаження на складові елементи установки;

провести розрахунок та відповідний вибір компресорного і теплообмінного обладнання установки;

виконати розрахунок плоского сонячного колектору установки;

провести техніко-економічне порівняння комбінованої теплонасосної установки з бойлерною системою теплопостачання та розрахувати економічний ефект;

результати роботи можуть бути використані при розробці реального інвестиційного проекту по впровадженню комбінованої теплонасосної установки для енергозабезпечення готельного комплексу, що розташовується в кліматичних умовах півдня України.

Ключові слова: готельний комплекс тепловий насос; термодинамічний цикл, ґрунтовий теплообмінник, плоский колектор, сонячне випромінювання, опалення, гаряче водопостачання.

ABSTRACT

Bachelor's qualification work on the topic "Research of the heat and cold supply system of an individual residential building based on non-traditional energy sources for the conditions of the Odesa region"

The explanatory note includes: pages, figures, tables, appendices, literary sources, 16 presentation slides.

Actuality of theme

One of the most relevant and effective energy-saving methods are combined heat pump technologies with the use of recycling and regenerative energy sources, which makes it possible to save organic fuel, reduce environmental pollution and comprehensively satisfy the needs of consumers in hot water supply, heating and process heat.

The purpose of the work: the study of the possibilities of using combined heat pump units based on regenerative energy sources for the comprehensive heat supply of residential and communal facilities and the design definition of the main technological equipment based on the optimal thermodynamic cycle of the heat pump using the energy of solar radiation and low-potential soil energy.

To achieve this goal, the following tasks were set and completed:

- conduct an analysis of integrated heat supply systems based on the heat pump thermodynamic cycle;

- to establish conditions for the optimal functioning of heat pumps in the conditions of southern Ukraine and methods of determining their energy efficiency;

- to develop a scheme of a combined heat pump installation for heating the hotel complex using the energy of solar radiation and thermal energy of the soil;

- conduct a comparative analysis of thermodynamic, thermophysical and environmental properties of the working bodies of heat pumps with the selection of the appropriate freon;

- conduct a study of the features of soil heat exchangers for a combined heat pump installation;

- calculate the thermodynamic cycle of the heat pump with determination of the energy load on the components of the installation;

- carry out the calculation and appropriate selection of the compressor and heat exchange equipment of the installation;

- calculate the flat solar collector of the installation;

- carry out a technical and economic comparison of a combined heat pump installation with a boiler heat supply system and calculate the economic effect;

the results of the work can be used in the development of a real investment project for the implementation of a combined heat pump installation for the energy supply of a hotel complex located in the climatic conditions of southern Ukraine.

Keywords: hotel complex heat pump; thermodynamic cycle, soil heat exchanger, flat collector, solar radiation, heating, hot water supply.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
1. ІНВЕСТИЦІЙНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ТЕПЛОНАСОСНИХ СИСТЕМ ЕНЕРГОПОСТОЧАННЯ	9
1.1. Техніко-економічні аспекти енергопостачання комунально-житлових комплексів.....	9
1.2. Аналіз факторів, які впливають на техніко-економічну доцільність ТН....	10
1.3. Порівняння різних систем теплопостачання та енергетична ефективність тепло насосного варіанту.....	12
2. ДОСЛІДЖЕННЯ КОМБІНОВАНОЇ СИСТЕМИ ЕНЕРГОПОСТОЧАННЯ	14
2.1. Джерела низько потенційного тепла та їх вибір.....	14
2.2. Порівняльний аналіз робочих тіл теплових насосів.....	14
2.3. Розробка технологічної схеми комбінованої теплонасосної установки.....	19
2.3.1. Розрахунок теплових навантажень системи.....	19
2.3.2. Комунікаційна схема установки.....	36
3. ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РОЗРАХУНОК СКЛАДОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМИ	49
3.1. Вибір параметрів та розрахунок термодинамічного циклу ТН.....	49
3.2. Розрахунок і вибір компресорного устаткування.....	49
3.3. Покроковий розрахунок і вибір конденсатору.....	54
3.4. Розрахунок регенеративного теплообмінника.....	60
3.5. Розрахунок випарника.....	65
3.6. Розрахунок охолоджувачів повітря.....	66
4. АНАЛІЗ ПРОЦЕСІВ ТА ОБЛАДНАННЯ ВІДРОЖУВАЛЬНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ДЖЕРЕЛ	67
4.1. Розрахунок ґрунтового теплообмінника.....	67
4.2. Розрахунок сонячного колектору.....	68
5. ОРГАНІЗАЦІЙНО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ РОБОТИ	73
5.1. Техніко-економічне обґрунтування.....	73

5.2 Техніко-економічні розрахунки.....	76
6. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	81
6.1 Захист від ураження електричним струмом.....	81
6.1.1 Розрахунок системи заземлення.....	82
6.2 Протипожежні заходи.....	85
6.3 Освітлення.....	86
6.3.1 Розрахунок штучного освітлення.....	86
6.4 Вентиляція.....	87
6.5 Долікарська допомога.....	90
ОСНОВНІ ВИСНОВКИ.....	93
СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ.....	94
ДОДАТКИ.....	98

ВСТУП

Споживання енергії в нашій країні кожного року впевнено зростає, на теплозабезпечення будівель і споруд, що експлуатуються в Україні, приходится близько 30% вироблюваної теплоти. Тому питанням проектування і експлуатації систем опалення і ГВП в Україні приділяється особлива увага.

Система опалення застосовується для підтримання комфортного для людини клімату всередині приміщення, що дуже важливо для здоров'я і активної діяльності людини. Система опалення виконує санітарно-гігієнічну функцію. Вона призначена для створення, підтримки або зміни за заданою програмою параметрів кліматичних умов всередині приміщення.

В останні десятиліття розширюється використання автономних систем теплопостачання, які обслуговують один будинок або невелика їх кількість. При цьому для приготування теплоносія можливе використання, як електроенергії, так і безпосереднє спалювання палива, рідкого і газоподібного. Сучасні котли, ефективність застосування яких складає 92-95%, незначні втрати в теплових мережах, можливості автоматичного регулювання. Однак перспективно застосовувати теплові насоси для забезпечення системи опалення та ГВП, що володіють високими екологічними показниками порівняно з котлами на твердому паливі. Незаперечною перевагою теплових насосів є відсутність камери згоряння. Іншими словами, для виробництва теплоти не потрібно спалювання викопного палива. Тепловий насос, як правило, використовує низькопотенційні джерела енергії для виробництва теплоти.

1. ІНВЕСТИЦІЙНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ТЕПЛОАСОСНИХ СИСТЕМ ЕНЕРГОПОСТОЧАННЯ

1.1 Техніко-економічні аспекти енергопостачання комунально-житлових комплексів

В Україні існують певні ризики залишитись в зимовий період без необхідної кількості енергоносіїв на потреби енергетичного ринку. Одним із суттєвих споживачів енергоносіїв є житлово-комунальний сектор, який вживає більше 30 % газоподібного палива на потреби теплопостачання. При цьому в більшості великих мість доля газоподібного палива на потреби теплопостачання складає понад 80 %. Враховуючи Закон України про енергозбереження [1] і Програми кабінету міністрів [2] необхідно знаходити альтернативні джерела тепла для споживачів житлово-комунального сектору.

Нові стандарти будівництва енергоефективних та пасивних будинків, які змінять енергетичну політику ЄС до 2025 року, звичайно, торкнуться і України. Швидке і постійне зростання цін на природний газ протягом багатьох років зробило економічно неспроможними системи централізованого теплопостачання України. Основні зміни за 5-7 наступних років, безумовно, відбудуться в секторі житлових і бюджетних будівель [3].

На міжнародній конференції, що пройшла в травні 2013 року, заявлено, що в секторі ЖКГ революційні перетворення будуть пов'язані з багаторазовим зниженням потреби будівель в тепловій енергії і з переходом від роздільних унітарних інженерних систем до комплексних інженерних систем кліматизації. Одним із шляхів в реалізації цієї мети в Україні є термомодернізація житлових будинків і, що впливає звідси, раціональність використання теплових насосів. Оцінено, що в період до 2030 року необхідно буде виконати утеплення приблизно 250000- 300000 багатоповерхових вітчизняних будівель [3]. А теплим будівлям ХХІ століття вже не будуть потрібні ТЕЦ і районні котельні.

Для опалення, кондиціонування, вентиляції і гарячого водопостачання будуть використовуватися теплонасосні технології, як більш енергетично-, екологічно- й економічно вигідні при виробництві тепла і холоду в порівнянні з існуючими технологіями прямого спалювання вуглеводневого. Як двигун внутрішнього згоряння свого часу змінив паровий двигун, так теплові насоси сьогодні витісняють з ринку опалення теплові котли. Модель синхронної термомодернізації будівель та інноваційних систем теплопостачання є для України найкращою і заслуговує серйозної уваги. При цьому широкомасштабне впровадження теплових насосів найбільш простий, надійний і головне перевірений шлях, що веде до повної відмови від використання природного газу в житлово-комунальному секторі та до істотного зниження тарифів на теплопостачання.

1.2 Аналіз факторів, які впливають на техніко-економічну доцільність ТН

Спробуємо проаналізувати причини, за якими теплові насоси виявляються незатребуваними в умовах України. Авторами [4, 5] відзначалися об'єктивні і суб'єктивні чинники, що зумовили таку ситуацію. Здавалося б, сьогодні усунутий головний об'єктивний фактор - низька ціна на вуглеводневе паливо, за минулі роки зросла інформованість вітчизняного споживача про переваги ТН технологій, відома успішна робота сотень теплонасосних установок різного функціонального призначення, однак широкомасштабного впровадження теплових насосів не відбувається.

Як і раніше, головною перешкодою на шляху широкомасштабного впровадження ТНУ залишаються високі початкові капіталовкладення. Про це говорить вартість теплонасосного обладнання на українському ринку і питомі капіталовкладення на 1 кВт встановленої теплової потужності. До суб'єктивних причин, що гальмують впровадження ТНУ, можна віднести суперечності між стратегічними інтересами енерговиробляючих компаній, які зацікавлені в

максимальному збільшенні обсягу продажів енергетичних ресурсів і інтересами споживача, зацікавленого в мінімізації закупівель останніх. Масове встановлення теплових насосів призведе до зниження споживання теплоти згенерованої за рахунок спалювання органічного палива. Зростання цін на теплоносії і інтерес до застосування автономних енергогенераторів призводить до порушення цього балансу. Аналіз систем теплопостачання [5] за останні 20 років показує, що збут теплової енергії підприємств централізованого теплопостачання, зменшився в два рази в порівнянні з 1990 роком, що надлишок згенерованої теплової енергії в багатьох містах перевищує на 60-70% її попит, що централізоване гаряче водопостачання залишилося лише в десятці міст України з 450. Широке впровадження теплових насосів посилить порушення цього балансу, і підприємства теплокомуненерго не без підстав побоюються, що споживачі перестануть потребувати їхніх послуг, тобто їх дохід скоротиться. Енергозбереження у споживачів теплової енергії розоряє підприємства комунальних теплових мереж, і щоб покрити витрати останні повинні або підвищувати тарифи на теплоту, або боротися з впровадженням енергозберігаючих теплонасосних технологій. Таким чином, енергозбереження у споживача абсолютно не потрібно енерговиробникам.

Недоліком українського енергозбереження є також неможливість отримувати дохід від впровадження енергозберігаючих проєктів. Принцип «самоінвестування» в даний час залишається головною і невирішеною проблемою. Замість збільшення обсягів фінансування проєктів з фактично одержуваної економії, вони слабо фінансуються за залишковим принципом з бюджетів різних рівнів - від підприємства до держави.

Серед можливих шляхів вирішення проблеми широкомасштабного впровадження теплонасосних технологій, здатних істотно знизити залежність України від імпорту газу, проглядається шлях науково-критичного вивчення вітчизняними фахівцями зарубіжних досягнень в галузі енергозбереження, розробка нових комбінованих схем теплопостачання на базі ТНУ, введення в дію вже готових рішень, що суттєво покращують експлуатаційні

характеристики таких систем, застосування теплонасосних технологій в комунальному секторі та, при серйозному об'єктивному обґрунтуванні, їх використання в житті кожного.

На шляху до широкомасштабного впровадження досить чітко проглядаються наступні перешкоди:

- недолік цільових фінансових коштів і інвестицій (державні програми з енергоефективності та по впровадженню теплових насосів практично не фінансуються);
- неефективне стимулювання учасників енергоринку за розробку і впровадження енергозберігаючих проектів та технологій;
- недостатня зацікавленість керівників підприємств в економії енергії та неефективна державна (законодавча) підтримка енергозбереження;
- недостатня інформованість потенційних споживачів про досягнення в галузі енергозбереження;
- відсутність пільгового тарифу на електроенергію для користувачів ТН;
- відсутність в достатньому обсязі нормативної бази;
- низька кваліфікація проєктантів і монтажників ТН обладнання;
- непрогнозованість цін на електроенергію і паливо;
- застаріла методика розрахунку тарифів на теплову та електричну енергію;
- невиконання митними та податковими службами державних вказівок з пільг на ввезення закордонного енергозберігаючого обладнання;
- існування податку на прибуток при впровадженні енергозберігаючих технологій.

1.3 Порівняння різних систем теплопостачання та енергетична ефективність тепло насосного варіанту

Згідно з ієрархічною структурою великих систем енергетики, системи енергопостачання вузлів (великих міст, промислових центрів) містять системи теплопостачання, які забезпечують споживачів теплотою (парою та гарячою водою) від електростанцій та великих котельних[6]. Системи теплопостачання

міст та промислових центрів розвиваються на базі теплофікації та централізованого теплопостачання.

Джерелами теплопостачання в таких системах можуть бути:

- 1) теплоелектроцентралі (ТЕЦ) на органічному паливі;
- 2) атомні ТЕЦ, атомні електростанції змішаного конденсаційно-теплофікаційного типу;
- 3) районні котельні на органічному паливі, або районні станції теплопостачання;
- 4) атомні котельні або атомні станції теплопостачання;
- 5) нові великі джерела теплопостачання (теплонасосні станції (ТНС)).

Основні напрямки розвитку джерел теплопостачання пов'язані з тенденціями розвитку енергетичного комплексу країни:

- 1) зменшення частки вуглеводневого палива, в першу чергу, нафти;
- 2) збільшення споживання дешевих твердих палив;
- 3) проведення активної енергозберігаючої політики;
- 4) покращення заходів з охорони навколишнього середовища.

Перерахованим тенденціям у повній мірі відповідає широке впровадження теплонасосних джерел теплопостачання. В останні роки енергетичні, екологічні та економічні проблеми у світі зумовили широке використання теплонасосних установок (ТНУ) в системах централізованого теплопостачання міст. У західних країнах вже дійшли висновку, що одним з найбільш ефективних заходів з утилізації теплоти вторинних енергоресурсів є ТНУ.

Значну увагу розвитку нетрадиційної енергетики приділяє Україна. Загальний технічно можливий потенціал нашої держави за напрямком використання ТНУ складає 12,03 млн т у. п. на рік. На даний час при промисловому використанні ТНУ в Україні можна досягти додаткових теплових потужностей у 4900 МВт [6].

2. ДОСЛІДЖЕННЯ КОМБІНОВАНОЇ СИСТЕМИ ЕНЕРГОПОСТОЧАННЯ

2.1 Джерела низько потенційного тепла та їх вибір

Як джерела низькотемпературної теплоти в досліджуваних застосуваннях теплових насосів розглядаються: вода (в тому числі у вигляді ВЕР, стічна), атмосферне повітря, теплота ґрунту та водяна пара[6]. На рис. 2.1 показано розподіл теплових насосів за джерелами низькотемпературної теплоти. Як видно з рис. 2.1, найбільш широко використовуваним джерелом низькотемпературної теплоти для теплових насосів є вода.



Рис. 2.1. Розподіл теплових насосів за джерелами низькотемпературної теплоти

Великі незамерзаючі водоймища, Чорне та Азовське моря, озера і штучні водоймища є дуже цінними як джерела теплоти для ТНУ [7]. Найефективнішим є цілорічне використання теплоти морської води (температура влітку 20-25 градусів) для забезпечення за допомогою ТНУ гарячого водопостачання в південних містах та на курортах, де це навантаження складає значну частину загального енергоспоживання.

Джерелом низько потенційної теплоти можуть служити слабо мінералізовані геотермальні води, сонячна енергія, що накопичується за допомогою геліоустановок та акумуляторів теплоти.

2.2 Порівняльний аналіз робочих тіл теплових насосів

Вибір робочої речовини (холодоагенту) для теплового насоса парокompресійного типу базується на відповідності властивостей холодоагенту певною вимогою для двох основних температурних рівнів – T_K і T_B .

Зазначені вимоги полягають у такому:

- тиск у випарнику для вибраного значення температури T_v повинен бути більшим від атмосферного тиску. За умови виникнення вакуумного режиму у всмоктувальній лінії теплового насоса відбуваються надходження до системи повітря і атмосферної вологи, що істотно погіршує роботу устаткування. Вакуумний режим є неприпустимим під час використання як робочої речовини чистих вуглеводнів та їх сумішей;

- тиск конденсації пари холодоагенту за умов нормативів технічної безпеки не повинен перевищувати 25 бар. За умов термодинамічної ефективності бажано підтримувати температуру конденсації не більше ніж 85 % від критичної [8].

Під час вибору холодоагенту враховують також два основні екологічні показники:

- коефіцієнт дії на озоновий шар атмосфери, що позначається надалі ODP (Ozone Depletion Potential), що зазвичай розглядається щодо рівня для R11 або R12;

- коефіцієнт глобального потепління, що позначається GWP (Global Warming Potential), або його модифікацію для холодоагентів HGWP (Halocarbon Global Warming Potential). Для цих коефіцієнтів також зазначається речовина для порівняння, зазвичай діоксид вуглецю CO_2 , R11, R12.

Міжнародною організацією із стандартизації (ISO) розроблена спеціальна система позначень холодильних агентів. Згідно з цією системою речовині, що використовується як холодоагент, присвоюється буква найменування R, або слово Refrigerant, та група цифр певного кодування за кількістю атомів фтору, водню і вуглецю для гідрохлорфторвуглеводів (HCFC), гідрофторвуглеводів (HFC, CFC). Також існують певні позначення для холодоагентів неорганічного походження і різних сумішей.

Із рисунка 2.2 бачимо, що верхній температурний рівень теплових насосів вищий, ніж у холодильних машинах, тому для забезпечення стабільності холодоагенту і невисокого тиску конденсації застосовують в

основному високотемпературні холодоагенти, до яких відносять речовини, що мають нормальну температуру кипіння (за тиску 760 мм рт. ст.) вище від -10°C . Проте більшість високотемпературних холодоагентів (R11, R113, R114, R142в, R216) мають у своїй структурі атоми хлору і належать до категорії озоноруйнівальних речовин з обмеженнями щодо їх використання.

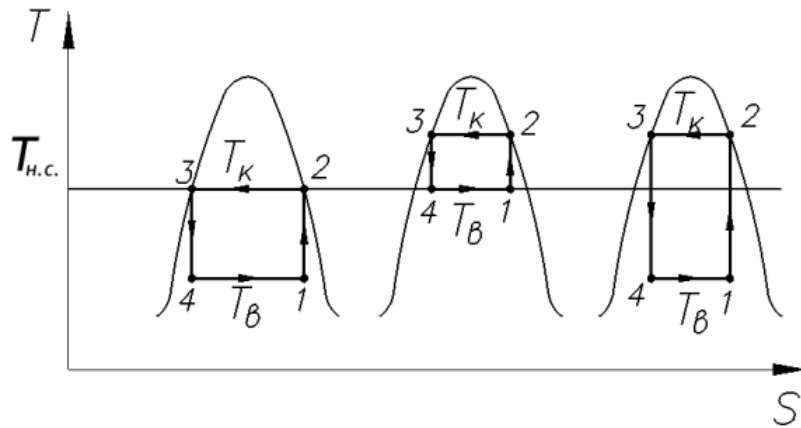


Рисунок 2.2 – Ідеальний цикл підвищувального термотрансформатора в T,s -діаграмі:

а) холодильної машини; б) теплового насоса; в) комбінованої установки;

1, 2, 3, 4 – вузлові точки процесів, складових циклу

У теплових насосах також можливе використання середньотемпературних холодоагентів із нормальною температурою кипіння ($-50\dots-30$) $^{\circ}\text{C}$. Це стосується бівалентних і каскадних теплових насосів і, безумовно, холодильно - теплонасосних установок.

Посилення екологічних вимог до холодоагентів привело до розроблення і випуску нових гідрофторвуглецевих та їх сумішей (SUVA HFC-125, SUVA HFC-134а, HFC-152а, HFC-236fa, HFC-245fa, R407C та ін.). Разом із поширеними гідрохлорфторвуглецеями, що тимчасово допустимі за показником ODP (R22, R142в), для теплових насосів можна використовувати нові холодоагенти SUVA HCFC-124, SUVA HCFC-123, HCFC-141в, HCFC-242к.

У таблиці 2.1 наведені показники найбільш прийнятних галоїдних похідних вуглеводнів (фреонів) для теплових насосів.

Таблиця 2.1 – Показники галоїдних похідних вуглеводнів (фреонів)

Позначення холодоагентів за ASHRAE	Критичний параметр		Температура насичення, °C		Екологічний показник		Заміновальний холодоагент
	P _{кр} , бар	T _{кр} , °C	P = 1 бар	P = 16 бар	ODP	$\frac{HGWP}{GWP}$	
R125	39,2	67,7	-48,5	32	0	$\frac{0,84}{3200}$	R22
R22	51,73	96,13	-40,8	42	0,05	$\frac{0,34}{1700}$	-
R134a	40,7	101,0	-26,5	57	0	$\frac{0,28}{1300}$	R12
R124	36,14	122,2	-12,1	78	0,02	$\frac{0,1}{480}$	R11 4
R142в	41,38	136,45	-9,8	85	0,02	$\frac{0,1}{-}$	-
R236fa	32,0	124,92	-1,44	91	0	$\frac{4,2}{6300}$	R114 R142 в
R123	37,3	184,0	27,9	130	0,02	$\frac{0,02}{90}$	R11

У таблиці 2.1 показники ODP і HGWP взяті щодо R11, показник GWP – щодо CO₂.

Певні переваги серед робочих речовин для теплових насосів мають неазеотропні суміші фреонів, що характеризуються зміною температури у процесах фазових переходів (кипіння та конденсації). Ці переваги виявляються в можливості підтримання менших різниць температур між середовищами вздовж поверхні теплообміну.

У таблиці 2.2 наведені деякі термодинамічні та екологічні характеристики ряду неазеотропних сумішей фреонів. З огляду на те, що вони мають за тиску 16 бар невисокі значення температури конденсації, їх можна рекомендувати до використання в теплонасосних установках із бівалентним режимом роботи і установках комбінованого типу.

Таблиця 2.2 – Показники групи фреонових сумішей

Позначення холодоагенту за ASHRAE	Компонент			Температура насичення, за P = 100 кПа, °C		Температура насичення, за P = 1600кПа, °C		Екологічний показник	
	масова частка, %			рід.	пар	рід.	пар	ODP CFC-12=1	GWP CO ₂ =1
	R22	R152a	R124						
R401A (SUVA MP-39)	53	13	53	-33,3	-27	53,9	58,2	0,03	0,973
R401B (SUVA MP-66)	61	11	28	-34,9	-28,9	51,5	55,6	0,035	1,062
R407C	23	25	52	-43	-37	37	42	0	1,526
R408A	47	7	46	-44,5	-44,1	37,9	38,2	0,026	2,649
R409A	60	15	25	-34	-26	52	57	0,05	1,288

Економічні та екологічні аспекти вибору робочих речовин для холодильної та теплонасосної техніки істотно активізували застосування чистих вуглеводнів та їх сумішей. Так, наприклад, згідно із [8] використання в тепловому насосі суміші пропан-бутану замість R22 приводить до підвищення коефіцієнта перетворення на 5–10 %. Великі можливості пов'язують також із застосуванням суміші ізобутану і діоксиду вуглецю, а також аміаку із селективними добавками R600a [8].

Наведений у таблицях 2.1, 2.2, потенціал глобального потепління характеризує лише прямий ефект дії холодоагенту. Разом із непрямим ефектом за рахунок емісії парникових газів функціонування теплового насоса використовується еквівалент глобального потепління TEWI (Total Equivalent Warning Impact). Для TEWI є розрахункові залежності [8].

У таблиці 2.3 подані основні термодинамічні характеристики вуглеводнів.

Таблиця 2.3 – Показники чистих вуглеводнів

Назва	Позначення як холодоагентів	Критичний параметр		Температура насичення		Молекулярна маса
		$P_{кр}$, бар	$T_{кр}$, °C	$P = 1$ бар	$P = 16$ бар	
Н-пропан	R290	42,69	96,81	-41,97	40	44,1
Ізобутан	R600a	37,4	134,9	-6,2	81	58,12
Н-бутан	R600	37,79	152,01	-0,55	102	58,12
Н-пентан	R4(13)0	33,89	196,62	36,05	145	72,15

Температурний діапазон застосування робочої речовини також обмежується допустимими співвідношеннями тиску конденсації та кипіння:

$$\Delta p_{к-рв}, \Pi = \rho_{к}/\rho_{в} \quad (2.1)$$

Гранична різниця тиску визначає навантаження на робочі елементи компресора, а ступінь підвищення тиску Π впливає на об'ємні й енергетичні коефіцієнти компресора і роботу, що витрачається. Рівень і характер зміни величин Δp і Π для різних режимів роботи теплового насоса із застосуванням різних холодоагентів наведені в таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 – Співвідношення тисків у теплових насосах

T _в	T _к	R22		R134a		R142в		R600		R4(13)0 Н-пентан	
		$\frac{P_K}{P_B}$	$p_K - p_B$	$\frac{P_K}{P_B}$	$p_K - p_B$	$\frac{P_K}{P_B}$	$p_K - p_B$	$\frac{P_K}{P_B}$	$p_K - p_B$	$\frac{P_K}{P_B}$	$p_K - p_B$
0	55	4	16,7	5,1	12	5,4	6,5	4,8	4,5	7,8	2,1
10		3,2	15	3,6	10,8	3,8	5,9	3,8	4,2	5	1,9
20		2,4	12,6	2,6	9,2	2,7	5	2,8	3,7	3,3	1,7

T _в	T _к	R142в		R600		R600a		Н-пентан		Н-бутан	
		$\frac{P_K}{P_B}$	$p_K - p_B$	$\frac{P_K}{P_B}$	$p_K - p_B$	$\frac{P_K}{P_B}$	$p_K - p_B$	$\frac{P_K}{P_B}$	$p_K - p_B$	$\frac{P_K}{P_B}$	$p_K - p_B$
40	90	3,3	12,4	3,96	11,4	3,3	12,6	3,2	3,6	4	3,6
50		2,5	10,7	2,6	8,1	2,6	11,2	2,3	3	3	3,1
60		2	8,7	2	6,6	2	9,2	1,8	2,4	2,2	2,6

Як бачимо із таблиці 2.4, застосування вуглеводнів як холодоагентів раціонально лише для теплонасосних режимів теплотехнічних установок, де спостерігаються високі однакові як температури конденсації, так і температури кипіння.

2.3 Розробка технологічної схеми комбінованої теплонасосної установки

2.3.1 Розрахунок теплових навантажень системи

Опис об'єкту

Об'єктом розгляду та розрахунку в даній дипломній роботі є – індивідуальний житловий будинок дачного типу в селі Кошари, Одеської області. Будинок являє собою двоповерхову будівлю без горища та підвалу, загальною площею 272 м². План першого та другого поверхів наведено на рис.2.3 та рис.2.4. Будинок оснащений теплою підлогою.

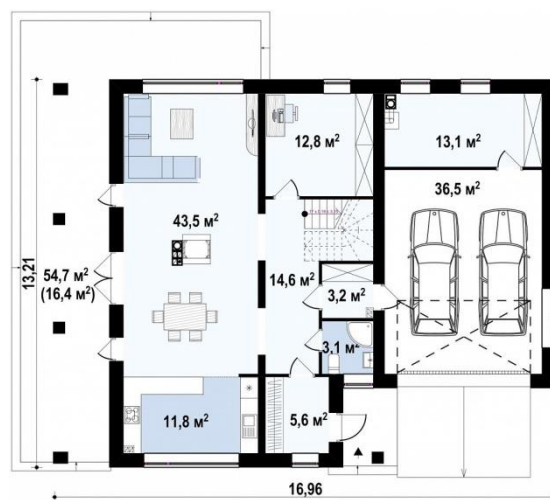


Рис. 2.3- План першого поверху

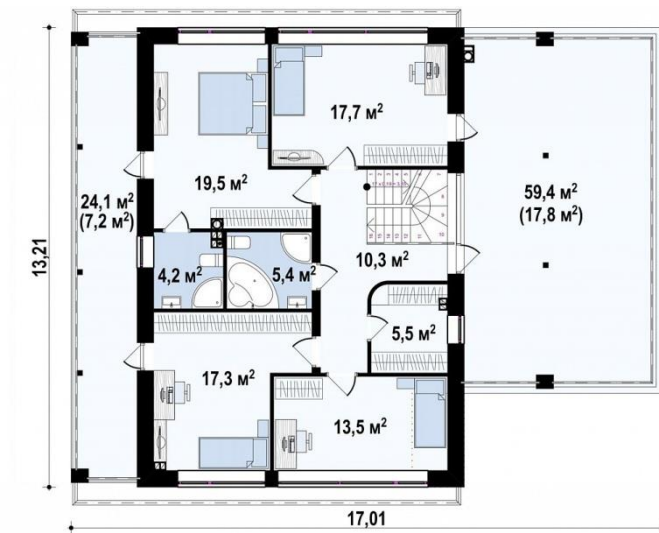


Рис. 2.4 - План другого поверху

Характеристика зовнішніх огорожень

Покрівля під бітумною черепицею, присутній утеплювач ROCKWOOL руф баттс. Стіни складаються з газо-бетонних блоків, а саме AEROC D 500 який виконує роль несучої конструкції і AEROC Energy D 150 який використано в якості утеплювача, газо-бетонні блоки ізолювані від парів вологи гідроізоляційною мастикою, цементно-стружкових плит та личкувальної цегли в півцегли, в зазорі між якими (50 мм) – повітряний простір. Тип перекриття: залізобетонний двопустотний збірний настил, в якості утеплювача використано пінобетон, товщина перекриття $\delta_{п} = 160$ мм. Тип вікна: двокамерні склопакети VIKNAROFF.

Розрахунки теплових втрат приміщень

Вихідні дані

Кліматологічні дані беремо для м. Одеса з таблиць:

- тривалість періоду опалювання становить $n_{оп} = 151$ діб; [11].
- середня температура найхолоднішої п'ятиденки $t_{p.o} = -19$ °С [9].

Температура внутрішнього повітря приймається $t_{вн} = 20$ °С [9].

Коефіцієнт тепловіддачі від внутрішнього повітря до внутрішніх поверхонь стін $\alpha_{в} = 8,7$ Вт/(м² К).

Коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні стіни до оточуючого повітря $\alpha_{з} = 23$ Вт/(м² К).

Коефіцієнт теплопередачі через вікна (двокамерні склопакети VIKNAROFF 4-10-4-10-4) $K_{вік} = 2,08 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$.

Коефіцієнт теплопередачі через зовнішні двері (з цільного дерева) $K_{дв.зовн} = 1,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$.

Коефіцієнт теплопередачі через металопластикові двері $K_{дв.балк} = 1,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$.

Коефіцієнт теплопередачі через гаражні секційні ворота (виробництва компанії «Ryterna») $K_{вор} = 1,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$.

Висота поверху будинку $H = 3 \text{ м}$.

Кількість людей які знаходяться в будівлі $n = 5$, з яких 3 чоловіка и 2 жінки.

Теплове навантаження системи опалення

Теплове навантаження системи опалення має розраховуватися за формулою:

$$Q = Q_{втр} + Q_2 - Q_3 \quad (2.2)$$

де $Q_{втр}$ – розрахункові втрати теплоти будинку, кВт;

Q_2 – втрати теплоти трубопроводами, які прокладені в неопалюваних приміщеннях,

Q_3 – тепловий потік, який поступає в приміщення через вікна та прозори конструкції, від обладнання та людей, кВт

Теплові втрати приміщення

Для холодного періоду року теплові втрати приміщень, промислових та громадських будівель мають розраховуватися за формулою, кВт,:

$$Q_{втр} = \Sigma Q_{обг.i} + Q_{інф}, \quad (2.3)$$

де $\Sigma Q_{обг.i}$ – сумарні втрати теплоти на нагрів через зовнішні огорожувальні конструкції такі як зовнішні стіни, вікна, металеві двері, перекриття суміжне з горищем, кВт;

$Q_{інф}$ – витрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря, яке надходить до приміщень, кВт.

Втрати теплоти через огорожувальні конструкції

Втрати теплоти через зовнішні огорожувальні конструкції визначаються для кожного елемента огорожувальної конструкції окремо, складаються з основних втрат та додаткових і розраховуються за формулою:

$$Q_{\text{обг.}i} = (1/r_i) F_i \Delta t_i (1 + \Sigma\beta)_i n_i \cdot 10^{-3} \quad (2.4)$$

де r_i – питомий термічний опір теплопередачі елемента огорожувальної конструкції, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$;

F_i – площа елемента огорожувальної конструкції, що використовується в теплопередачі, м^2 ;

Δt_i – різниця температур між внутрішнім та зовнішнім повітрям, $^{\circ}\text{C}$;

n_i – поправочний коефіцієнт на розрахункову різницю температур, залежить від геометричного положення елемента огорожувальної конструкції або його типу (згідно ДБН В.2.6-31:2021, $n=1$ для всіх зовнішніх стін даного будинку);

$\Sigma\beta$ – додаткові втрати теплоти в частках до основних;

K_i – коефіцієнт теплопередачі елемента огорожувальної конструкції, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Термічний опір теплопередачі

$$r_i = \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{з}}} \quad (2.5)$$

де $\alpha_{\text{вн}}$ та $\alpha_{\text{з}}$ – коефіцієнти тепловіддачі для внутрішнього та зовнішнього повітря відповідно, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, беру $\alpha_{\text{вн}} = 8,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ і $\alpha_{\text{з}} = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [10];

δ_i та λ_i – теплопровідність ($\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$) та товщина (м) деяких матеріалів окремих шарів огорожень.

Поверхні F_i зовнішніх стін визначаються за зовнішніми розмірами, поверхні вікон, дверей та поверхні перекриття суміжним з горищем – за внутрішніми розмірами.

Різниця температур Δt_i визначається за рекомендаціями при висоті приміщень $H_{п}=4\text{м}$.

Якщо висота приміщення $H_{п} \leq 4 \text{ м}$ (наприклад, житлові будівлі), то величина

$$\Delta t = t_{\text{вн}} - t_{\text{ро}}, \quad (2.6)$$

де $t_{\text{вн}}$ – розрахункова температура повітря усередині приміщень;

$t_{\text{ро}}$ – розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалення [10].

Різниця температур для приміщень, суміжних із навколишнім середовищем, розраховується за формулою:

$$\Delta t = t_{\text{вн}} - t_{\text{ро}} = 20 - (-19) = 39^{\circ}\text{C},$$

Значення додаткових втрат теплоти у частках до основних беруть наступними [10]:

– для зовнішніх вертикальних і нахилених огорожень, які орієнтовані за напрямками, звідки в січні дме вітер зі швидкістю, що перевищує 4,5 м/с з повторюваністю не менше як 15 % – 0,05 при швидкості вітру до 5 м/с і 0,10 – при швидкості 5 м/с і більше; при типовому проектуванні додаткові втрати теплоти рекомендовано враховувати у розмірі 0,05 для всіх приміщень;

– для зовнішніх вертикальних і нахилених огорожень багатоповерхових будівель з кількістю поверхів 16 і більше – 0,20 для першого та другого поверхів, 0,15 – для третього і 0,10 для четвертого поверхів; для 10...15 –поверхових будинків – 0,10 для першого і другого поверхів і 0,15 – для третього поверху.

Згідно з [10] для вертикальних та похилих огорожуючих конструкцій при розрахунковій швидкості зовнішнього повітря (в січні) $\Sigma\beta = 0,05$

Визначення коефіцієнтів теплопередачі огорожувальних конструкцій
Стіни

Теплофізичні характеристики конструкції зовнішніх стін наведено у табл. 2.5.

Стіни хоча й мають велику площу, але є добре утепленими – тому втрати через них будуть не надто високі. Будівля будувалась з газобетонних блоків, які є добрими теплоізоляторами.

Таблиця 2.5 - Теплофізичні характеристики будівельних матеріалів для стін будинку

Найменування матеріалу	Розрахункові характеристики	
	λ Вт/(м·К)	δ мм
Цементно-піщана штукатурка	1,2	20
Гідроізоляційна мастика	1,05	5
Цементно-стружкова плита	0,26	35
Газо-бетонний блок AEROC D500 200/250/600	0,12	200
Газо-бетонний блок AEROC D 150 100/200/600	0,05	100
Гідроізоляційна мастика	1,05	5
Цементно-стружкова плита	0,26	35
Повітряний простір	0,4	50
Личкувальна цегла в півцегли	0,6	60

Термічний опір зовнішніх стін розраховується за формулою (2.5):

$$r_{cm} = \frac{1}{8,7} + \frac{0,02}{1,2} + \frac{0,005}{1,05} + \frac{0,035}{0,26} + \frac{0,2}{0,12} + \frac{0,1}{0,05} + \frac{0,035}{0,26} + \frac{0,005}{1,05} + \frac{0,05}{0,4} + \frac{0,06}{0,6} + \frac{1}{23} = 4,35 \frac{m^2 \cdot K}{Wm}$$

Коефіцієнт теплопередачі для стін рівний:

$$K_{cm} = \frac{1}{r_{cm}} = \frac{1}{4,35} = 0,23 \frac{Wm}{m^2 \cdot K}$$

Покрівля

Теплофізичні характеристики конструкції покрівлі наведено у табл. 2.6.

Таблиця 2.6 - Теплофізичні характеристики будівельних матеріалів для покрівлі будинку

Найменування матеріалу	Розрахункові характеристики	
	λ Вт/(м·К)	δ мм
Шар гіпсокартону	0,16	10
Повітряний простір	0,4	50
Лати з дощок	0,13	25
Пароізоляція «Delta Reflex»	0,04	2
Утеплювач ROCKWOOL	0,038	200
Повітряний простір	0,4	50
Лати з дощок	0,13	25
Бітумна черепиця «Devonshire AR»	0,26	5

Термічний опір покрівлі розраховується за формулою (2.5):

$$r_{\text{покрів}} = \frac{1}{8,7} + \frac{0,01}{0,16} + \frac{0,05}{0,4} + \frac{0,025}{0,13} + \frac{0,002}{0,04} + \frac{0,2}{0,038} + \frac{0,05}{0,4} + \frac{0,025}{0,13} + \frac{0,005}{0,26} + \frac{1}{23} = 6,19 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$$

Коефіцієнт теплопередачі для покрівлі рівний:

$$K_{\text{покрів}} = \frac{1}{r_{\text{покрів}}} = \frac{1}{6,19} = 0,162 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Підлога першого поверху

Площа підлоги, що розташована на ґрунті, поділяється на 4 зони, які паралельні зовнішнім стінам, шириною по 2 м (для першої, другої та третьої зон, а для четвертої – все, що залишилося). На рис. 2.3 показана компоновка приміщення та його розміри.

Виходячи з них, а також з рис. 2.5 на якому вказані теплові зони будинку була розрахована площа для першої, другої та третьої зони відповідно F_1 , F_2 , F_3 . В нашому випадку четверта зона відсутня.

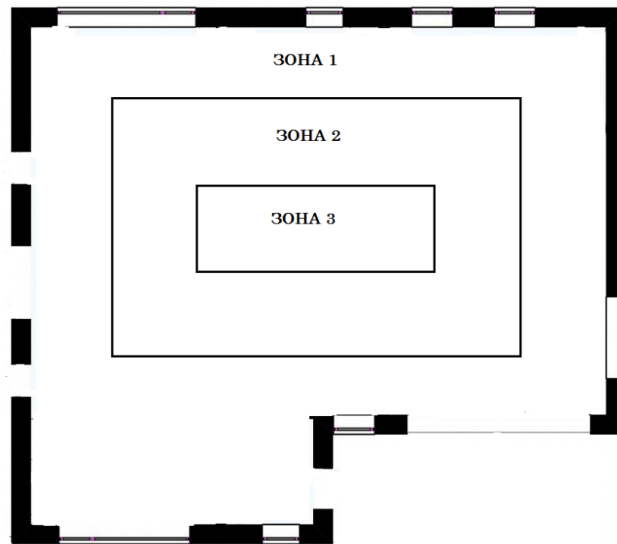


Рисунок 2.5 - Теплові зони будинку

$$F_3 = 6 \cdot 0,79 = 4,74 \text{ м}^2$$

$$F_2 = 4,790 \cdot 8 - 4,74 = 33,58 \text{ м}^2.$$

$$F_1 = 13,16 \cdot 11,26 + 5,3 \cdot 8,75 + (6,4 - 5,3) \cdot 1,8 + 6 \cdot (2 \cdot 2) - 33,58 - 4,74 = 163,15 \text{ м}^2.$$

Термічні опори теплопередачі окремих зон не утепленої підлоги (згідно з довідковою літературою [10]) складають:

- для першої зони - $r_1 = 2,15 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$;
- для другої зони - $r_2 = 4,3 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$;
- для третьої зони - $r_3 = 8,6 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$;

Таким чином, для не утепленої підлоги:

$$\sum \frac{F_i}{r_i} = \frac{F_1}{r_{(yn)1}} + \frac{F_2}{r_{(yn)2}} + \frac{F_3}{r_{(yn)3}}, \quad (2.7)$$

Якщо в конструкції підлоги є утеплювач, теплопровідність якого складає $\lambda_y \leq 1,163 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, то підлога вважається утепленою, а термічні опори теплопередачі окремих зон утепленої підлоги розраховуються за формулою:

$$r_{(yn)i} = r_{(nn)1} + \sum \frac{\delta y_i}{\lambda y_i'} \quad (2.8)$$

де δy_i та $\lambda y_i'$ – товщина, м, та теплопровідність, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, окремих шарів утеплювача відповідно.

Таблиця 2.7 - Теплофізичні характеристики будівельних матеріалів для підлоги

Найменування матеріалу	Розрахункові характеристики	
	λ Вт/(м·К)	δ мм
Плитка керамічна	1,5	12
Система теплої підлоги в стяжці	1,51	60
Пароізоляція «Delta Reflex»	0,04	2
Утеплювач ROCKWOOL	0,037	100
Пароізоляція «Delta Reflex»	0,04	2
Чорнова стяжка	1,51	100
Утеплюючий керамзит	0,16	300
Будівельний пісок з вологістю 10%	0,97	150

Далі проводимо розрахунок теплових втрат через підлогу для панельної системи опалення. Будемо враховувати при розрахунку в формулі (2.8) всі складові підлоги з таблиці 2.7.

Для першої зони:

$$r_{(yn)1} = 2,15 + \frac{0,012}{1,5} + \frac{0,06}{1,51} + \frac{0,002}{0,04} + \frac{0,1}{0,037} + \frac{0,002}{0,04} + \frac{0,1}{1,51} + \frac{0,3}{0,16} + \frac{0,15}{0,97}$$

$$= 7,06 \frac{m^2 \cdot K}{Wm};$$

$$r_{(yn)2} = 4,3 + \frac{0,012}{1,5} + \frac{0,06}{1,51} + \frac{0,002}{0,04} + \frac{0,1}{0,037} + \frac{0,002}{0,04} + \frac{0,1}{1,51} + \frac{0,3}{0,16} + \frac{0,15}{0,97}$$

$$= 9,21 \frac{m^2 \cdot K}{Wm};$$

$$r_{(yn)3} = 8,6 + \frac{0,012}{1,5} + \frac{0,06}{1,51} + \frac{0,002}{0,04} + \frac{0,1}{0,037} + \frac{0,002}{0,04} + \frac{0,1}{1,51} + \frac{0,3}{0,16} + \frac{0,15}{0,97}$$

$$= 13,51 \frac{m^2 \cdot K}{Wm}.$$

Таким чином, підставляючи отримані термічні опори теплопередачі окремих зон утепленої підлоги в формулу (2.7), отримаємо величину $\sum \frac{F_i}{r_i}$ Вт/К, для підлоги, яка опалюється панельним опаленням:

$$\sum \frac{F_i}{r_i} = \frac{163,15}{7,06} + \frac{33,58}{9,21} + \frac{4,76}{13,51} = 27,09 \text{ Вт/К.}$$

Перекриття, суміжне з горищем

Коефіцієнти теплопередачі деяких будівельних матеріалів огорожувальних конструкцій наведені в [10]. Термічний опір повітряного прошарку горища згідно з [10] становить $r_n = 0,28 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$. Перекриття складається з листа ДСП і утеплювача ROCKWOOL, товщина і теплопровідність яких, відповідно, дорівнюють $\delta_{дсп} = 0,025 \text{ м}$, $\delta_{ут} = 0,2 \text{ м}$ та $\lambda_{дсп} = 0,2 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$, $\lambda_{ут} = 0,042 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$.

Враховуючи це, загальний термічний опір теплопередачі перекриття, суміжного з горищем, дорівнює:

$$r_{гор} = r_n + \frac{1}{\alpha_6} + \frac{\delta_{дсп}}{\lambda_{дсп}} + \frac{\delta_{ут}}{\lambda_{ут}} + \frac{1}{\alpha_3}, \quad (2.9)$$

де $\alpha_6 = 8,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, $\alpha_3 = 12 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ [2]

$$r_{гор} = 0,28 + \frac{1}{8,7} + \frac{0,025}{0,2} + \frac{0,2}{0,042} + \frac{1}{12} = 5,25 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$$

Коефіцієнт теплопередачі для перекриття, суміжного з горищем, рівний:

$$K_{гор} = \frac{1}{r_{гор}} = \frac{1}{5,25} = 0,19 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Визначення площ огорожувальних конструкцій

Площа вікон

1-го вікна: $1,99 \text{ м}^2$; 9-го вікна: $1,89 \text{ м}^2$;

2-го вікна: $2,3 \text{ м}^2$; 10-го вікна: $1,89 \text{ м}^2$;

3-го вікна: $2,76 \text{ м}^2$; 11-го вікна: $3,78 \text{ м}^2$;

4-го вікна: $1,65 \text{ м}^2$; 12-го вікна: $6,67 \text{ м}^2$;

5-го вікна: $17,21 \text{ м}^2$; 13-го вікна: $2,6 \text{ м}^2$;

6-го вікна: $4,69 \text{ м}^2$; 14-го вікна: $6,68 \text{ м}^2$;

7-го вікна: $8,37 \text{ м}^2$; 15-го вікна: $2,09 \text{ м}^2$.

8-го вікна: $6,48 \text{ м}^2$;

Загальна площа вікон: $F_{\text{вік.}} = 71,05 \text{ м}^2$

Площа зовнішніх дверей та гаражних секційних воріт.

Розміри 1-го типу дверей: $1 \times 2,28 \text{ м}^2$ (1 шт.);

Розміри гаражних секційних воріт: $2,83 \times 2,5 = 7,075 \text{ м}^2$ (1 шт.);

Загальна площа дверей та гаражних воріт: $F_{\text{дв}} = 2,28 \cdot 7,075 = 9,355 \text{ м}^2$;

Площа зовнішніх стін

Загальна площа зовнішніх стін розраховується за формулою:

$$F_{\text{ст}} = P \cdot H - F_{\text{вік}} - F_{\text{дв}}, \quad (2.10)$$

де P – зовнішній периметр будинку, м. ($P = 105$ м. Визначено з плану будинку);

H – висота поверху, м.

Загальна площа зовнішніх стін рівна:

$$F_{\text{ст}} = 105 \cdot 3 - 71,05 - 9,355 = 234,595 \text{ м}^2$$

Визначення втрат теплоти через огорожувальні конструкції

Втрати теплоти через вікна

$$Q_{\text{вік}} = K_{\text{вік}} \cdot F_{\text{вік}} \cdot \Delta t \cdot n \cdot 10^{-3}, \quad (2.11)$$

$$Q_{\text{вік}} = 2,08 \cdot 71,05 \cdot 39 \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 5,76 \text{ кВт.}$$

Втрати теплоти через зовнішні двері

$$Q_{\text{дв}} = K_{\text{дв}} \cdot F_{\text{дв}} \cdot \Delta t \cdot n \cdot 10^{-3}, \quad (2.12)$$

$$Q_{\text{дв.}} = 1,9 \cdot 2,28 \cdot 39 \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,17 \text{ кВт.}$$

Втрати теплоти через підлогу для панельного опалення

$$Q_{\text{нід}} = \sum \frac{F_i}{r_i} (t_{\text{л}} - t_{\text{п.о}}) \cdot n \cdot 10^{-3}, \quad (2.13)$$

де $t_{\text{л}}$ - це логарифмічний температурний напір, який розраховується за формулою

$$t_{\text{л}} = (t_{\text{нод}} - t_{\text{нов}}) / \ln \frac{t_{\text{нод}}}{t_{\text{нов}}}, \quad (2.14)$$

$$t_n = (40 - 35) / \ln \frac{40}{35} = 37,44 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$Q_{nid} = 27,09 \cdot (37,4 - (-19)) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 1,52 \text{ кВт}.$$

Втрати теплоти через зовнішні стіни

$$Q_{cm} = K_{cm} \cdot F_{cm} \cdot \Delta t \cdot (1 + \Sigma\beta) \cdot n \cdot 10^{-3}, \quad (2.15)$$

$$Q_{cm} = 0,23 \cdot 234,59 \cdot 39 \cdot (1 + 0,05) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 2,2 \text{ кВт}.$$

Втрати теплоти через перекриття, що суміжне з горищем

$$Q_{zop} = K_{zop} \cdot F_{zop} \cdot \Delta t \cdot n \cdot 10^{-3}, \quad (2.16)$$

$$Q_{zop} = 0,19 \cdot 163,15 \cdot 39 \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 1,2 \text{ кВт}.$$

Витрати теплоти через гараж, який опалюється радіаторами

Витрати теплоти через стіни в гаражі

$$Q_{cm.z} = K_{cm.z} \cdot F_{cm.z} \cdot \Delta t \cdot (1 + \Sigma\beta) \cdot n \cdot 10^{-3},$$

$$Q_{cm.z} = 0,23 \cdot 32,88 \cdot 39 \cdot (1 + 0,05) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,3 \text{ кВт}.$$

Витрати теплоти через гаражні ворота

$$Q_{вор} = K_{вор} \cdot F_{вор} \cdot \Delta t \cdot n \cdot 10^{-3},$$

$$Q_{вор} = 1 \cdot 7,075 \cdot 39 \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,3 \text{ кВт}.$$

Втрати теплоти через підлогу в гаражі

$$Q_{nid.z} = \sum \frac{F_i}{r_i} (t_{вн} - t_{p.o}) \cdot n \cdot 10^{-3},$$

$$Q_{nid.z} = 3,72 \cdot (20 - (-19)) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,145 \text{ кВт}.$$

Втрати теплоти через вікно яке знаходиться в гаражі

$$Q_{вік.z} = K_{вік.z} \cdot F_{вік.z} \cdot \Delta t \cdot n \cdot 10^{-3},$$

$$Q_{вік.z} = 2,08 \cdot 2,3 \cdot 39 \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,18 \text{ кВт}.$$

Витрати теплоти через гараж

$$Q_z = Q_{вор} + Q_{cm.z} + Q_{nid.z} + Q_{вік.z},$$

$$Q_z = 0,3 + 0,3 + 0,145 + 0,18 = 1,1 \text{ кВт}.$$

Витрати теплоти через терасу, яка отоплюється повітродувкою.

Витрати теплоти через стіни тераси

$$Q_{cm.m} = K_{cm.m} \cdot F_{cm.m} \cdot \Delta t \cdot (1 + \Sigma\beta) \cdot n \cdot 10^{-3},$$

$$Q_{cm.z} = 0,23 \cdot 11,95 \cdot 39 \cdot (1 + 0,05) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,11 \text{ кВт.}$$

Втрати теплоти через підлогу на терасі

$$Q_{nid.m} = \sum \frac{F_i}{r_i} (t_{вн} - t_{p.o}) \cdot n \cdot 10^{-3},$$

$$Q_{nid.m} = 6,9 \cdot (10 - (-19)) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,2 \text{ кВт.}$$

Втрати теплоти через вікна які розміщені на терасі

$$Q_{вік.m} = K_{вік.m} \cdot F_{вік.m} \cdot \Delta t \cdot n \cdot 10^{-3},$$

$$Q_{вік.m} = 2,08 \cdot 54,15 \cdot 29 \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 3,26 \text{ кВт.}$$

Витрати теплоти через терасу

$$Q_m = Q_{cm.m} + Q_{nid.m} + Q_{вік.m},$$

$$Q_m = 0,11 + 0,2 + 3,26 = 3,57 \text{ кВт.}$$

Загальні втрати теплоти будинку через огорожувальні конструкції

$$Q_{oz} = Q_{вік} + Q_{об} + Q_{nid} + Q_{cm} + Q_{гор} + Q_z + Q_m, \quad (2.17)$$

$$Q_{oz} = 5,76 + 0,17 + 1,52 + 2,2 + 1,2 + 1,1 + 3,57 = 15,52 \text{ кВт.}$$

Витрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря

Як правило, інфільтрація холодного повітря всередину приміщень відбувається крізь наявні в них нещільності в конструкціях світлових і дверних прорізів, за наявності неущільнених стиків стін, а також при виявленні відкритих прорізів у огорожувальних конструкціях. У ході проведення робіт з енергетичного аудиту будівель такі місця тепловтрат виявляються за допомогою вимірювальних приладів або органолептичним методом. Після цього заміряються розміри виявлених щілин (нещільностей) або прорізів, і за допомогою вимірювального обладнання (анемометра) вимірюється значення швидкості повітря, що інфільтрується крізь них.

Для практичних розрахунків під час проведення зазначених робіт інфільтрацію повітря крізь суцільні (без явних тріщин) стінові конструкції обстежуваної будівлі проводити не рекомендується внаслідок їх високого опору до проникнення повітря.

Витрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря $Q_{інф}$, Вт, розраховуються для кожного опалюваного приміщення, яке має одне або

більшу кількість вікон чи балконних дверей в зовнішніх стінах, виходячи з необхідності забезпечення підігріву нагрівальними приладами зовнішнього повітря в об'ємі однократного повітрообміну за годину за формулою [10]

$$Q_{\text{інф}} = (1/3600) \cdot c_{\text{пов}} \cdot \rho_{\text{пов}} \cdot F_{\text{п}} \cdot h \cdot (t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о}}) \cdot k, \quad (2.18)$$

де $c_{\text{пов}}$ – питома масова теплоємність повітря, Дж/(кг·К), яку можна взяти 1005 Дж/(кг·К);

$\rho_{\text{пов}}$ – густина повітря, кг/м³, яка розраховується за точною формулою, або її можна наближено взяти 1,2 кг/м³;

$F_{\text{п}}$ – площа підлоги приміщення, м²;

h – висота приміщ. від підлоги до стелі, м, але не більше 3,5 м; ($h = 3$ м.)

k – розрахункова кратність повітрообміну: для кімнат – 0,3; для приміщень з камінами та подібних ним – 0,8; для кухонь та санвузлів – 1,0.

Площа кімнат становить $F_{\text{кім}} = 134,36 \text{ м}^2$. Площа кухні та санвузлів становить $F_{\text{п.кух}} = 34,41 \text{ м}^2$. Площі приміщень визначено з плану будинку.

За формулою (2.18) витрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря складають:

для кімнат

$$Q_{\text{інф.кімн}} = (1/3600) \cdot 1005 \cdot 1,2 \cdot 134,36 \cdot 3 \cdot (20 - (-19)) \cdot 0,3 = 1580 \text{ Вт};$$

$$Q_{\text{інф.кух}} = (1/3600) \cdot 1005 \cdot 1,2 \cdot 34,41 \cdot 3 \cdot (20 - (-22)) \cdot 1 = 404,6 \text{ Вт}.$$

Загальні витрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря

$$Q_{\text{інф}} = Q_{\text{інф.кімн}} + Q_{\text{інф.кух}}; \quad (2.19)$$

$$Q_{\text{інф}} = 1580 + 404,6 = 1984 \text{ Вт} = 1,99 \text{ кВт}.$$

Розрахунок витрат теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря через реальні нещільності може втрачати зміст при ущільнених сучасних вікнах та дверях.

Отримані значення інфільтрації можуть виявитись настільки малими, що не будуть задовольняти санітарним нормам з повітрообміну. І тоді сучасні виробники пластикових вікон роблять в них спеціальні клапани для збільшення інфільтрації. Інакше кажучи, ми вимушені відкривати квартиру і,

тим самим, все рівно збільшуємо інфільтрацію до комфортних умов. Таким чином правильно було б користуватись формулами, отриманими із міркувань досягнення комфортних умов для даного типу приміщення в залежності від кількості людей, режиму їх перебування в приміщенні тощо.

Теплові втрати будинку становлять:

$$Q_{втр} = 15,52 + 1,99 = 17,51 \text{ кВт.}$$

Надходження теплоти від людей

Як відомо, теплота, яка надходить до приміщення від людей, може бути «явна» – $Q_{я}$ і «прихована» – $Q_{прих}$, а потік повної теплоти дорівнюватиме сумі потоків «явної» та «прихованої» теплоти, це значить :

$$Q_{л} = Q_{я} + Q_{прих} . \quad (2.20)$$

В практичних розрахунках надходження повної теплоти від людей, кВт, розраховують за формулою:

$$Q_{л} = (qn_{ч} + 0,85 qn_{ж}) \cdot 10^{-3} , \quad (2.21)$$

де q – надходження повної теплоти від одного дорослого чоловіка, Вт/чол (залежить від температури внутрішнього повітря та характеру виконуваної роботи, яка може бути: легка, робота середньої важкості та важка фізична робота);

$n_{ч}$, $n_{ж}$, – відповідно кількість чоловіків та жінок в приміщенні.

Для умов житлового будинку $q=151$ Вт/чол [10].

Кількість осіб у будинку ($n_{ч}=3$, $n_{ж}=2$).

Надходження теплоти від людей розраховуємо за формулою (2.21)

$$Q_{л} = (151 \cdot 3 + 0,85 \cdot 151 \cdot 2) \cdot 10^{-3} = 0,71 \text{ кВт.}$$

Надходження теплоти від електричного освітлення

Надходження теплоти від електричного освітлення розраховують за формулою

$$Q_{осв} = N_{л} \cdot k_{осв} \cdot n_{осв} , \quad (2.22)$$

де $N_{л}$ – потужність одного джерела освітлення, Вт;

$k_{осв}$ – коефіцієнт переходу електричної енергії в теплову (лампи розжарення – $k_{осв} = 0,95$; люмінесцентні лампи – $k_{осв} = 0,4$);

$n_{\text{св}}$ – кількість однотипних джерел освітлення.

В будинку встановлено 20 люмінесцентних ламп виробника OSRAM 15 W (1600LM) 4100K 220V E27, 4 підпотолочні люстри FERON BCL-645C/6 E14 10 W на 6 люмінесцентних лампочок кожна, та 2 LED-світильника для дзеркал санвузлів 14 W.

Надходження теплоти від електричного освітлення становить:

$$Q_{\text{осв}} = 15 \cdot 0,4 \cdot 20 + 10 \cdot 0,4 \cdot 24 + 14 \cdot 0,4 \cdot 2 = 227,2 \text{ Вт} = 0,22 \text{ кВт}.$$

Загальні надходження теплоти до приміщень становлять:

$$Q_3 = Q_{\text{л}} + Q_{\text{осв}} = 0,71 + 0,22 = 0,93 \text{ кВт}.$$

Теплове навантаження на систему опалення розраховується за формулою (2.2):

$$Q = 17,51 + 0 - 0,93 = 16,58 \text{ кВт}.$$

Середня витрата теплоти на опалення

Середня витрата теплоти на опалення розраховується за формулою

$$Q_o^{cp} = Q \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{ср.о}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о}}}, \quad (2.23)$$

де $t_{\text{ср.о}}$ – середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період. Для Одеси $t_{\text{ср.о}} = 1,58^\circ\text{C}$. [9].

Тоді:

$$Q_o^{cp} = 16,58 \frac{20 - 1,58}{20 - (-19)} = 7,83 \text{ кВт}.$$

Річна витрата теплоти на опалення

Річна витрата теплоти на опалення, кВт·год/рік, розраховується за формулою

$$Q_o^{pich} = Q_o^{cp} \cdot n_{\text{оп}} \cdot 24, \quad (2.24)$$

де, $n_{\text{оп}}$ – тривалість опалювального періоду, діб;

За [11] для м. Одеси $n_{\text{оп}} = 151$ діб.

Тоді:

$$Q_o^{pich} = 7,83 \cdot 151 \cdot 24 = 28375 \text{ кВт} \cdot \text{год/рік}.$$

Розрахунок витрат тепла на гаряче водопостачання

Середня теплова потужність гарячого водопостачання за опалювальний період розраховуються за формулою

$$Q_{г.в}^{cp} = K_{т.п.} \cdot M_{г.в} \cdot c_{в} \cdot (t_{г.в} - t_{х.з}), \quad (2.25)$$

де $K_{т.п.}$ – коефіцієнт, що враховує втрати теплоти від трубопроводів системи ГВП та витрати теплоти на опалення ванних кімнат, $K_{т.п.} = 1,2$;

$c_{в}$ – теплоємність води, $c_{в} = 4187$ Дж/(кг·К);

$t_{г.в}$ – температура гарячої води у споживача, $t_{г.в} = 55^{\circ}\text{C}$;

$t_{х.з}$ – температура холодної води в зимовий період, $t_{х.з} = 5^{\circ}\text{C}$;

Величина масової витрати гарячої води визначається за формулою

$$M_{г.в} = \frac{m \cdot a}{24}, \quad (2.26)$$

де m – кількість людей, які використовують гарячу воду в будинку, $m = 5$ чол.;

a – норма витрати гарячої води на одну людину за добу, $a = 90$ кг/добу [10].

$$M_{г.в} = \frac{5 \cdot 90}{24} = 18,75 \frac{\text{кг}}{\text{доб}} = 5,2 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

За формулою (2.26) розрахуємо середню теплову потужність гарячого водопостачання за опалювальний період:

$$Q_{г.в}^{cp} = 1,2 \cdot 5,2 \cdot 10^{-3} \cdot 4187 \cdot (55 - 5) = 1306 \text{ Вт} = 1,3 \text{ кВт}.$$

Максимальні витрати теплоти на гаряче водопостачання житлових та громадських будівель за опалювальний період складає

$$Q_{г.в}^{max} = (2 \dots 2,4) \cdot Q_{г.в}^{cp}, \quad (2.27)$$

$$Q_{г.в}^{max} = 2 \cdot 1,3 = 2,6 \text{ кВт}.$$

Результати розрахунків зведено до таблиці 2.8

Таблиця 2.8 – Витрати теплоти (теплова потужн.) на систему опалення та ГВП

Вид навантаження	Позначення	Величина, кВт
Витрати теплоти на опалення	Q_0	16,58
Витрати теплоти на ГВП	$Q_{г.в}^{max}$	2,6
Загальні витрати теплоти	ΣQ	19,18

2.3.2 Комунікаційна схема установки

Вибір системи опалення с допомогою ТН

Залежно від принципу роботи, тип теплового насоса підрозділяється на абсорбційний або компресійний. Компресійний тепловий насос приводиться в дію за допомогою механічної енергії, наприклад, електроенергією.

Абсорбційний тепловий насос в якості джерела енергії може також використовувати тепло, отримано за коштами палива або електроенергії [17].

У залежності від застосовуваного в якості відбору тепла джерела, теплові насоси діляться на геотермальні замкнутого або відкритого типу, де використовується наземне або підземне тепло землі або ґрунтових вод, повітряні, де як джерело відбору тепла служить повітря і теплові насоси, які використовують як джерело відбору тепло вторинне, такий варіант найбільш доцільний для промислових об'єктів, де є джерела тепла, що вимагають утилізації [19].

Залежно від виду теплоносія з боку вхідного і вихідного контуру теплові насоси підрозділяються на шість типів:

- повітря - повітря;
- вода - вода;
- ґрунт - вода;
- повітря - вода;
- вода - повітря;
- ґрунт - повітря.

Відповідно до теорії, застосування теплових насосів для обігріву приміщень може бути ефективніше газових котлів. На практиці доводиться враховувати всі накладні витрати з розподілу, перетворення і передачі електроенергії, послуги енергомереж. За цим доцільно застосовувати

електрику від альтернативних джерел електроенергії або комбінувати генерацію електроенергії з газу з використанням її для отримання тепла в тому ж тепловому насосі [15].

Вибір певного джерела та його ефективність фактично має залежність від середньорічних кліматичних умов конкретного регіону та їх впливу на це джерело теплоносія. Найефективніше - це витяг тепла від ґрунту, тому що на глибині в кілька метрів його температура не змінюється на протязі року.

Відповідно це робить установку теплового насоса практично незалежно від погоди [14].

Геотермальні теплові насоси

Принцип роботи геотермального теплового насоса полягає в відборі тепла від ґрунту та передачі його в систему опалення на більш високому рівні.

Робота теплового насоса відображений в циклі Карно, опублікованому в 1824 р. у його дисертації, та загальновідомий з шкільного курсу фізики.

Практичну теплонасосну систему запропонував лорд Кельвін у 1852 р. під назвою «Помножувач тепла» (рис. 2.6) [20].

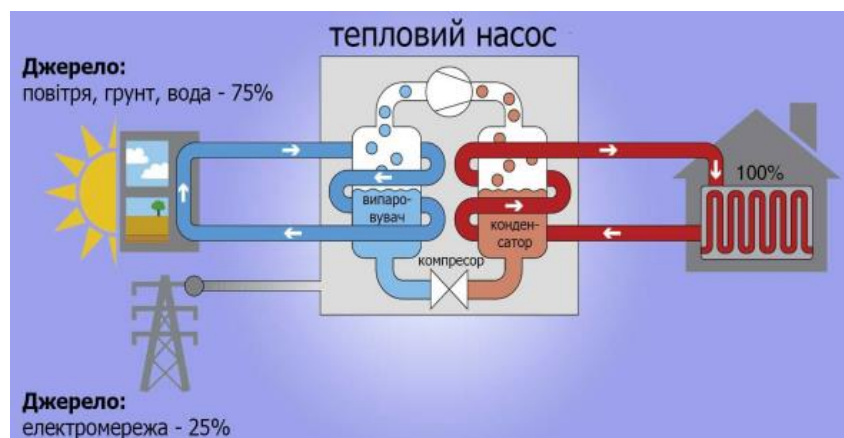


Рисунок 2.6 - Принципова схема роботи теплонасосної системи

Ґрунт на протязі всього року має плюсову температуру, в Україні максимальна глибина промерзання близько 2 метрів, зі зміною клімату глибина промерзання стала близько 1 м. Тому ґрунт остається джерелом постійної теплової енергії, яку можна використовувати в власних цілях.

Відомо, що температура ґрунту на глибині до 100 м протягом року становить в середньому 3-8°C в залежності від типу ґрунту та насиченості його

ґрунтовими водами. Геотермальні (ґрунтові або водні) теплові насоси досягають більш високої ефективності завдяки передачі тепла між вашим будинком та землею або сусіднім джерелом води. Незважаючи на те, що їх встановлення коштує дорожче, геотермальні теплові насоси мають низькі експлуатаційні витрати, оскільки використовують переваги відносно постійних температур ґрунту або води. Геотермальні (або наземні) теплові насоси мають деякі основні переваги. Вони можуть зменшити споживання енергії на 30% -60%, контролювати вологість, міцні та надійні та вміщуються у різноманітних будинках. Чи підходить вам геотермальний тепловий насос, буде залежати від розміру вашої ділянки, надр та ландшафту. Теплові насоси із землею або водою можна використовувати в більш екстремальних кліматичних умовах, ніж теплові насоси із джерелом повітря, і задоволеність споживачів системами дуже висока [19].



Рисунок 2.7 - Принцип відбору геотермального тепла

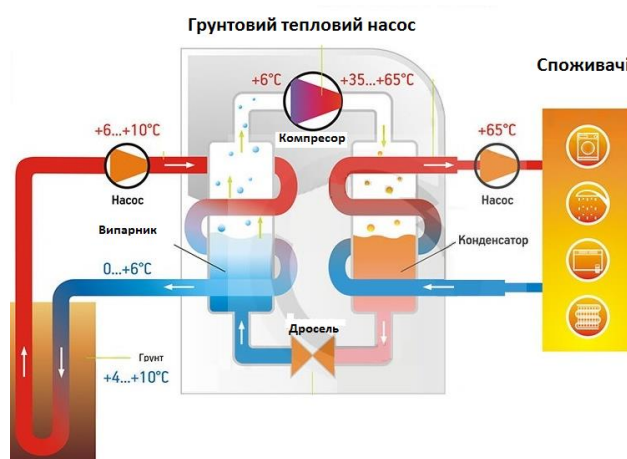


Рисунок 2.8 - Схема відбору геотермального тепла

Геотермальні теплові насоси використовують постійні температури Землі для нагрівання та охолодження. Хоча температура повітря над землею змінюється протягом дня та пори року, температура на 2 м під землею постійно знаходиться плюсова. Геотермальні теплові насоси передають тепло від землі (або води) до будівель взимку, а влітку – зворотно [18].

Тепловий насос складається з:

- теплообмінника передачі тепла низького потенціалу внутрішньому контуру (випарник);
- компресора;
- теплообмінника передачі тепла внутрішнього контуру системі опалювання (конденсатор);
- дросельного пристрою для пониження тиску (є або регульованим соплом або отвором, або капілярною трубкою).

Тому можна умовно поділити тепловий насос на три області:

1. Грунтовий контур

В пластикових трубах незамерзаюча рідина - фреон - циркулює від теплового насоса до джерела тепла (скала / ґрунт / озеро / вода). Енергія джерела з теплом нагріває фреонову трасу на декілька градусів, наприклад від -5°C до 0°C . Фреон по трубах повертається до випарника теплового насоса. Тут фреон передає тепло, остиває на декілька градусів від 0°C до -5°C . А потім знову фреон по трасі повертається в джерело тепла в ґрунті [12].

2. Контур фреону

Винахід фреону зменшує тривалість циклів розморожування в сучасних теплових насосах шляхом переходу контуру холодоагенту системи, в два паралельних контури холодоагенту які з'єднують реверсивний клапан із зовнішньою котушкою. Один контур включає акумулятор уловлювача із зворотним клапаном у вихідному трубопроводі, що забезпечує однонаправлений потік холодоагенту через нього лише під час циклів нагрівання, а другий контур включає зворотний клапан для однонаправленого потоку холодоагенту від реверсивного клапана безпосередньо до зовнішньої

котушки в обхід акумулятор холоду під час циклів розморожування, щоб запобігти перехопленню гарячого газу із внутрішньої котушки, необхідної для швидкого розморожування зовнішньої котушки.

3. Гріюча сторона

Теплова енергія, яку віддав фреон в конденсаторі, передається воді опалювальної системи, або на підігрів гарячої води, повітря. Теплова енергія буде присутня в будь-якому об'єкті, який має температуру в дві третини мережі. Тільки теплові насоси можуть отримувати тепло від будь-яких предметів - землі, води, льоду, скла, води [16]. В кліматичних умовах України його беруть із водойми (або резерву) для опалення енергетичних будівель. Якщо необхідно охолодити будинок, то решта тепла потім піде на процес нагріву - температури води або басейну. Для опалення та гарячого водопостачання можна використовувати окремий тепловий насос. Зрозуміло, що тепловий насос може зменшити функцію нагріву води для нагрівання гарячої води, кондиціонування повітря, опалення басейну, охолодження, вентиляції, опалення дахів, підлоги тощо. Це вказує на те, що одна система може використовуватись у всіх функціях опалення або охолодження [13].

Обмін теплом із навколишнім середовищем геотермальні теплові насоси здійснюють такими основними способами. Насос з відкритим циклом - з підземного потоку забирається вода, подається до розташованого в будинку насосу, вода віддає/забирає тепло у теплового насосу, і повертається до підземного потоку [24].

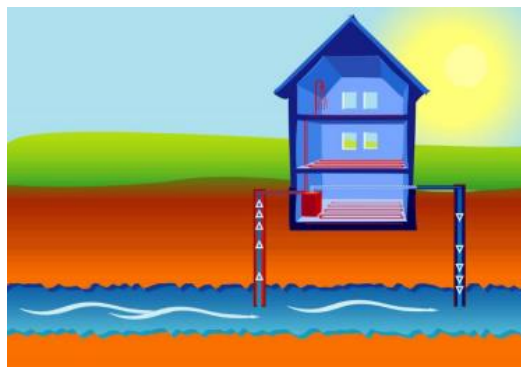


Рисунок 2.9 - Схема теплообміну відкритого способу

Плюсом такого способу є можливість одночасного використання підземної води для водопостачання будинку. Такі системи є дуже ефективними, адже температура підземної води є відносно високою і цілорічно стабільною. Використання підземної води не шкодить ґрунтовим водам, не змінює рівня ґрунтових вод у водному горизонті, оскільки відкриту систему можна розглядати як сполучені посудини, де вода, відбираєма з однієї свердловини, повертається на своє місце через другу свердловину. Коректно, у відповідності з нормативами споруджені свердловини забезпечують безпечну для оточуючої природи стабільну роботу системи опалення.

Насос з закритим циклом і водорозташованим теплообмінником - спеціальна рідина (теплоносій) прокачується по колекторам (трубкам), що знаходяться у водоймі, та віддає/забирає тепло у водойми. Будинки доцільно опалювати енергією відкритої водойми в тому випадку, якщо будинок знаходиться від водойми ближче 100 метрів, і глибина водойми, а також берегова лінія відповідає вимогам, потрібним для облаштування колектору. Плюсом такого способу є відносна дешевизна [22].

Насос з закритим циклом виготовляються з пластикових труб, вмонтованих горизонтально в землю на глибині 1,2 - 1,5 м. Холодна рідина для передачі тепла циркулює по трубах і таким чином витягує тепло. Цей тип системи використовує тепловий потік, що надходить зверху, що виникає в результаті прямої або непрямої сонячної енергії (сонячна радіація, дощ тощо). На конструкцію впливають не тільки теплові властивості підземного простору, але й експозиція земельної ділянки, де встановлена система, та прилеглої території. Поверхня петлі заземлення не повинна бути ні забудованою, ні герметичною від дощу. Залежно від типу підпілля швидкість відбору тепла коливається в межах 10 - 40 Вт / м².



Рисунок 2.10 - Схема теплообміну закритого способу

Насос з закритим циклом і вертикальним теплообмінником. Свєрдловинні теплообмінники зазвичай виготовляються з пластикових трубок, вставлених у вертикальні або похилі свєрдловини. Для хорошого теплового контакту між трубою та землею свєрдловину заґрунтують спеціальним матеріалом, який додатково затягує її. У Німеччині свєрдловинні теплообмінники, як правило, менше 100 м через додатковий дозвіл на більш глибокі згідно із законом про видобуток корисних копалин. Це також вимагає ретельної розробки, оскільки недостатній розмір призводить до занадто сильного переохолодження та, ймовірно, замерзання. Це зменшує продуктивність теплового насоса, а глибша частина залишається замерзлою, оскільки недостатньо подається тепла з оточення для повного відновлення [23].



Рисунок 2.11 - Схема теплообміну закритого способу і вертикальним теплообмінником

Загалом конструкція залежить від типу ґрунту. Факторами впливу є

теплопровідність та вологість ґрунту, особливо потік ґрунтової води. Тим часом доступний метод - тест теплової реакції - для визначення на місці теплових властивостей підземних вод та ґрунту [21].

Гаряче водопостачання

Для гарячого водопостачання, як альтернативне джерело, використовують наступні пристрої[25]:

- плоский сонячний колектор;
- вакуумний трубчастий колектор;
- концентричний (параболічний) сонячний колектор.

Плоскі сонячні колектори (рис. 2.12) через простоту своєї конструкції випускаються багатьма виробниками. Через відносно невисоку вартість вони користуються високою популярністю.

Складається сонячний колектор з теплоізованого корпусу, поверхні з високим поглинанням сонячної енергії і мідних труб. Зверху вся конструкція накривається спеціальним високоміцним склом. Рідина, протікаючи по трубках колектора, відбирає тепло у абсорбера нагріваючись таким чином.

Плоскі колектори відрізняються між собою абсорбером, теплоносієм, різними розмірами, форматом сторін, вагою та естетичними властивостями.

Враховуючи те, що втрати теплоти попереджені в колекторі тільки з одного боку, а з лицьового боку теплоізоляція відсутня, плоскі колектори підходять тільки для сезонного використання і теплих кліматичних зон та призначені нагрівати воду для основного побутового використання.



Рисунок 2.12 – Плоский сонячний колектор.

Вакуумний колектор складається з ряду скляних труб, в яких міститься абсорбер і теплова трубка. Абсорбер, поглинаючи сонячні промені і нагріваючись, передає зібрану теплоту мідній трубці. Далі нагріта мідна труба передає тепло теплоносію.

Враховуючи те, що всі поверхні, які нагріваються сонячними променями, відокремлені від зовнішнього повітря вакуумом, а відповідно тепловтрати зведені до нуля, використання вакуумних сонячних колекторів (рис. 2.13) можливо навіть взимку при морозах. Таким чином вакуумний колектор може використовуватися не тільки для підігріву води для побутових потреб, але також і для підігріву води в системі опалення взимку.

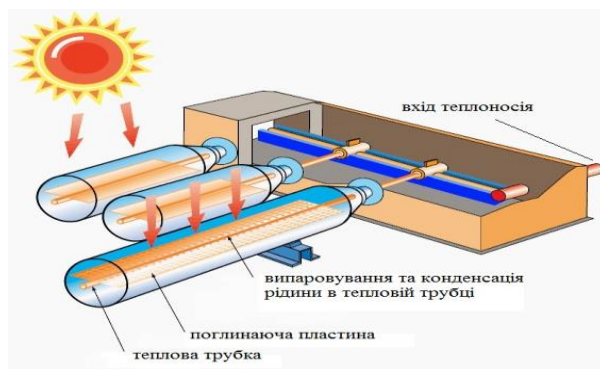


Рисунок 2.13 – Вакуумний колектор.

Враховуючи можливість використання не тільки влітку, а й взимку вакуумні колектори користуються досить-широким попитом, як для котеджів, так і для басейнів, виробництв та багатоквартирних житлових будинків.

Концентричний (параболічний) сонячний колектор (рис. 2.14) використовують тоді, коли потрібен нагрів води до температур вище 100 °С. Наприклад, для парових систем опалення або у виробництві (стерилізація).

Такий сонячний колектор концентрує за допомогою дзеркала сферичної форми сонячні промені на нагрівачі. Нагрівач розташований у фокусі цього відбивача і сприймає на себе всі сонячні промені, які падають на поверхню дзеркала. Для максимальної продуктивності параболічний колектор повинен обертатися в двох площинах, підлаштовуючись під рух сонця. За специфічного призначення і великої вартості концентричні колектори використовуються для потужних систем для виробництва сонячної електроенергії.



Рисунок 2.14 – Параболічний сонячний колектор

Вибір способу охолодження повітря

Для підтримання комфортного мікроклімату в теплий період року в приватних будинках влаштовують систему кондиціонування повітря. Така система буває двох видів: активна та пасивна[19].

Активна система кондиціонування повітря – це класичний варіант холодопостачання житлових та громадських будівель. В таких системах використовуються холодогенератори: чиллери, кондиціонери, теплові насоси. Головною експлуатаційною витратою в таких системах є електрична енергія, яку споживає компресор холодильної машини. За допомогою класичної системи кондиціонування можна в будь-яку пору теплого періоду року швидко досягти заданої температури усередині приміщення. Активне кондиціонування характеризується швидким досягненням заданих параметрів в середині приміщення та великими витратами на електричну енергію [19]. Пасивна система кондиціонування повітря досить недавно набула популярності в Україні. А найчастіше такі системи облаштовують в будівлях, у яких основним теплогенератором є геотермальний тепловий насос. Суть пасивного охолодження приміщень полягає у тому, що комфортні внутрішні параметри будівлі в теплий період року підтримуються за допомогою ґрунтового теплообмінника теплового насоса.

Відомий факт, що під землею, починаючи з глибини 10 метрів, спостерігається постійна температура, на рівні 8 -10 °С, у той час, коли для

житлових приміщень достатньо $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$ влітку. Тоді всередині будівлі облаштовується достатня поверхня теплообміну для того, щоби отримуючи холодоносій з-під землі, була змога охолодити внутрішнє повітря. Пасивною дана система називається завдяки тому, що під час її функціонування працюють тільки два або декілька циркуляційних насосів, які споживають дуже мало електричної енергії, на відміну від потужних компресорів класичних холодильних машин. Різниця в експлуатаційних витратах між пасивною та активною системою кондиціонування може досягати в десятки разів[19].

Холодоносієм для активної системи кондиціонування можуть бути: фреон, вода або незамерзаючий розчин (розсіл), для пасивної ж системи це може бути лише вода або розсіл. Для охолодження внутрішнього повітря в приміщенні використовують фанкойли (рис.2.15). Фанкойли можуть бути встановлені на підлозі, стелі, всередині підлоги або на стіні. Сучасні фанкойли бувають різної форми та кольору, що дозволяє їх використати в будь-якому інтер'єрі.



Рисунок 2.15 – Зовнішній вигляд фанкойлів

Гібридні системи на базі теплових насосів.

Одним із цікавих рішень гібридних установок є поєднання теплового насосу із сонячною інсоляцією[16]. Дослідження показують що такі системи можуть видавати від 3,2 до 3,7 COP протягом опалювального періоду. Також

застосування водяного теплового акумулятора позитивно впливає на показники ефективності даної системи в цілому.

На рис. 2.16 показано принципову схему двоконтурної системи сонячного теплопостачання. Первинний (сонячний) контур, в якому циркулює теплоносій (пропіленгліколь) включає в себе такі основні елементи: СК, циркуляційний насос і бак-акумулятор з теплообмінником. Вторинний контур – це контур води, яка рухається в баку-акумуляторі і де їй через теплообмінник передається сонячна енергія накопичена теплоносієм у первинному контурі. Сонячні промені, що проходять крізь геліоскло сонячного колектора 1, нагрівають мідні трубки абсорбера, у яких циркулює теплоносій. Температура абсорбера при цьому може досягати 150 °С для неселективного СК і 200 °С для селективного. При різниці температур між температурою теплоносія і води у нижній частині бака, що перевищує встановлене значення регулятора, автоматично включається циркуляційний насос 5. [25]

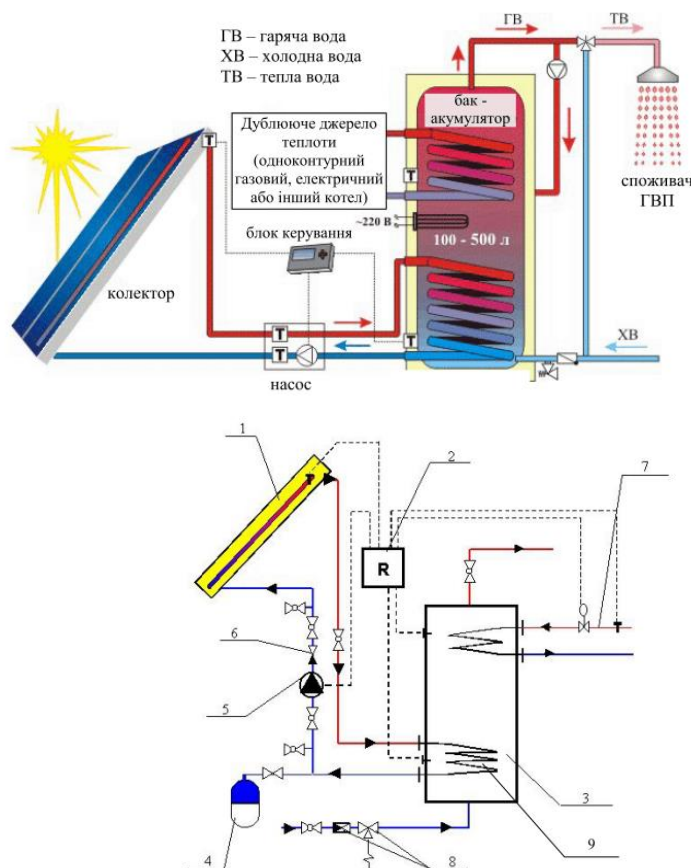


Рис.2.16 Принципова схема двоконтурної системи сонячного гарячого теплопостачання з примусовою циркуляцією й абсорбером неселективного типу

1 – сонячний колектор; 2 – блок керування; 3 – бак-акумулятор; 4 – розширювальний бак; 5 – циркуляційний насос; 6 – зворотний клапан; 7 – додаткове джерело енергії – теплоцентрально; 8 – запірні арматури; 9 – теплообмінник.

Сонячна енергія, сприйнята теплоносієм, передається воді за допомогою теплообмінника 9 бака-акумулятора 3. За рахунок природної конвекції нагріті шари води піднімаються у верхню частину бака-акумулятора, де і відбувається водозабір. При перевищенні температури води у верхній частині бака-акумулятора встановленої на регуляторі, система автоматики (блок 2) відключає циркуляційний насос 5.

Вибір обладнання для нашого проекту

Згідно з даними нашого проекту, об'єкт розташований у південному регіоні, що сприяє максимально вигідному використанню комбінованої системи опалення з використанням ТН, плоского сонячного колектора для ГВП, та охолодження з допомогою фанкойлів. На рис. 2.17 зображена так принципова схема з тепловим насосом типу «грунт-вода», яка найбільш прийнятна для нашого проекту.

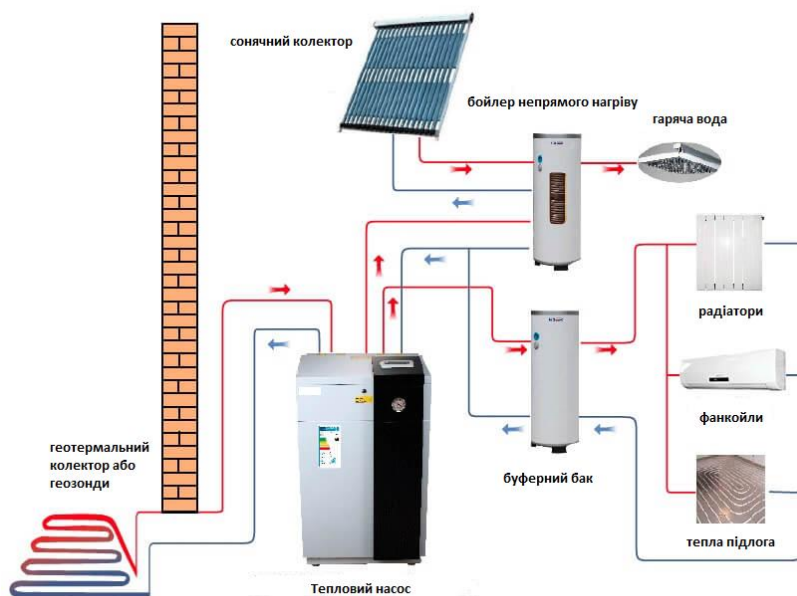


Рис. 2.17 Комбінована система опалення, охолодження, та ГВП.

3. ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РОЗРАХУНОК СКЛАДОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМИ

3.1 Вибір параметрів та розрахунок термодинамічного циклу ТН

Вихідні дані

Холодопродуктивність (відповідно до тепловтрат об'єкта) Q_k , 20 кВт

Температура кипіння t_0 , 0°C

Температура конденсації t_k , 70 °C

Як хладогент використовується фреон R 134a

Відносний мертвий простір компресора – $c = 0.035$

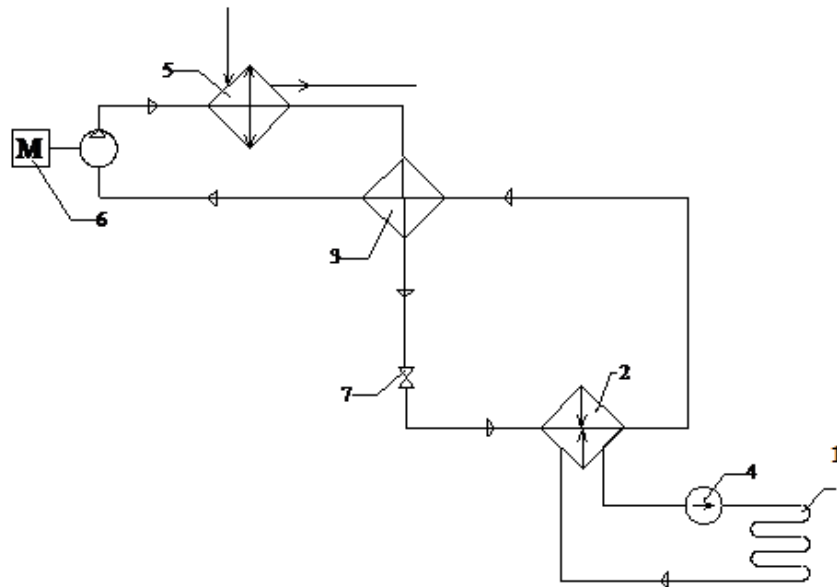


Рис.3.1. Схема теплового насоса: 1 – ґрунтовий теплообмінник; 2 – випарник; 3 – регенеративний теплообмінник; 4 – насос; 5 – конденсатор; 6 – електродвигун; 7 – дросельний вентиль

3.2 Розрахунок і вибір компресорного устаткування

За таблицею насичених пар робочого тіла визначаємо величини тисків кипіння та конденсації $P_0 = 0.293\text{МПа}$ и $P_k = 2.117\text{МПа}$.

Визначаємо термодинамічні властивості кожної з точок циклу.

При розрахунку регенеративного теплообмінника задаємося величиною недорекуперації – 15 °C ($T_4 - T_1 \approx 15^\circ\text{C}$). Для уникнення влучення пари робочої речовини в компресор задаємося величиною перегріву $\Delta t_{nz} = 20^\circ\text{C}$ перед компресором.

При визначенні температур у точці 4 та 1 використовуємо метод послідовних наближень, що дозволяє виходячи з умов теплового балансу РТО:

$$h_3 - h_4 = h_1 - h_5, \text{ отже:}$$

$$h_4 = h_3 - h_1 + h_5 = 304 - 416 + 398 = 286 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Виходячи з:

$$\eta_i = \frac{T_0}{T_k} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \Rightarrow h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_i}, \quad (3.1)$$

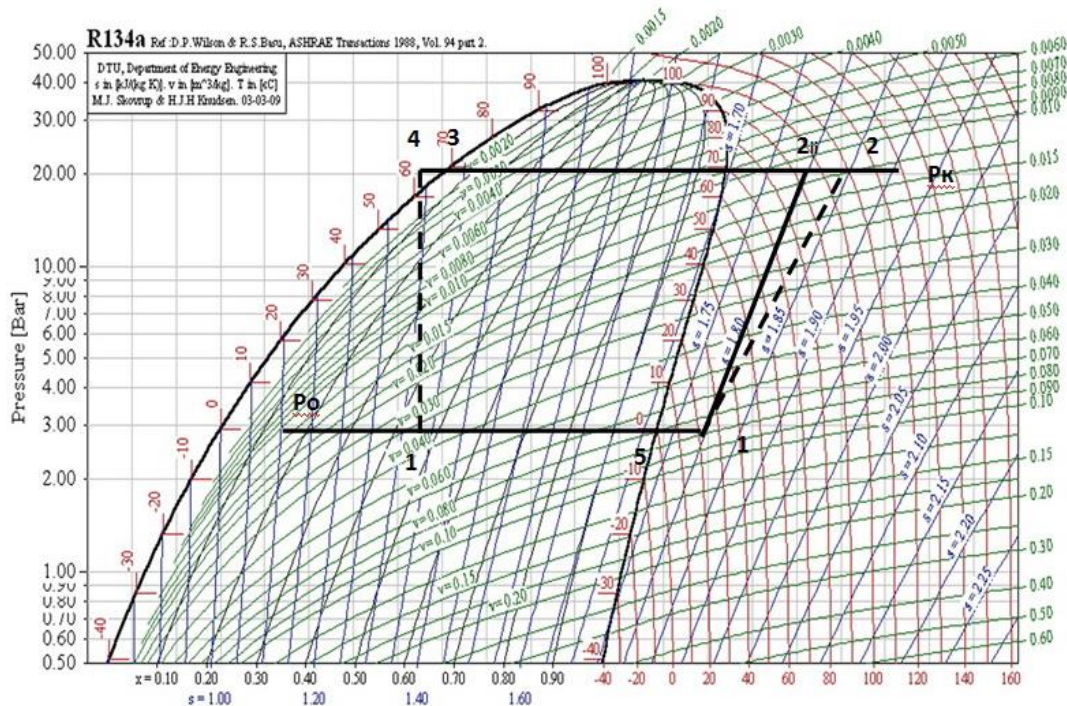
де $\eta_i = 0.795$

Знаходимо h_2 за формулою (3.1):

$$h_2 = 416 + \frac{461 - 416}{0.795} = 472 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Наносимо крапки на графік (рис.3.2) та заповнюємо таблицю 3.1

Рис.3.2 Теплодинамічний цикл насосної установки



Таблиця 3.1. Термодинамічні властивості речовин

	1	2	2''	3	4	4''	5
T, К	293	376	367	343	336	273	273
P, МПа	0.293	2.117	2.117	2.117	2.117	0.293	0.293
h, кДж/кг	416	472	461	304	286	286	398
S, кДж/кг*К	1.77	1.81	1.77	1.33	1.33	1.28	1.73
v, куб. м	0.078	0.013	0.012	–	–	0.033	0.07

$$V_d \rightarrow \lambda \rightarrow V_h = \frac{V_d}{\lambda} = const \quad (3.2)$$

$$Q_h \Rightarrow G_a = \frac{Q_h}{q_h} \quad (3.3)$$

$$V_d = G_a v_1 \quad (3.4)$$

$$G_a = \frac{V_d}{v_1} \quad (3.5)$$

Далі проводимо розрахунок циклу

1. Визначаємо питомі характеристики циклу, питома теплопродуктивність q_h (зображує процес відведення тепла)

$$q_h = h_2 - h_3, \quad (3.6)$$

$$q_h = h_2 - h_3 = 472 - 304 = 168 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

2. Питома холодопродуктивність установки

$$q_0 = h_5 - h_{4''}, \quad (3.7)$$

$$q_0 = 398 - 286 = 112 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

3. Питома адиабатична робота стиснення компресора

$$l_a = h_{2''} - h_1, \quad (3.8)$$

$$l_a = 461 - 416 = 45 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

4. Індикаторний ККД компресора, який показує відношення теоретичної адиабатної температури стиснення до дійсної роботи стиснення

$$\eta_i = \frac{T_0}{T_k}, \quad (3.9)$$

$$\eta_i = \frac{273}{343} = 0.795$$

5. Визначимо дійсну питому роботу стиснення, яка називається індикаторною

$$l_i = \frac{l_a}{\eta_i}, \quad (3.10)$$

$$l_i = \frac{45}{0.795} = 56.6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

6. Питоме теплове навантаження в РТО

$$q_{pmo} = h_3 - h_4 = h_1 - h_5, \quad (3.11)$$

$$q_{pmo} = 304 - 286 = 416 - 398 = 18 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

7. Коефіцієнт перетворення енергії (опалювальний коефіцієнт циклу)

$$\varphi = \frac{q_h}{l_i} = \frac{168}{56.6} = 2.96, \quad (3.12)$$

8. Тепловий коефіцієнт відповідного циклу Карно

$$\varphi_k = \frac{T_k}{T_k - T_0}, \quad (3.13)$$

$$\varphi_k = \frac{343}{343 - 273} = 4.9.$$

9. Ступінь термодинамічної досконалості циклу

$$СТС = \frac{\varphi}{\varphi_k} = \frac{2.96}{4.9} = 0.6. \quad (3.14)$$

10. Визначення витрати робочого тіла

$$G_a = \frac{Q_h}{q_h} = \frac{20}{168} = 0.119 \frac{\text{кг}}{\text{с}}. \quad (3.15)$$

Розрахунок і вибір компресорного обладнання

1. Визначимо холодопродуктивність ТН

$$Q_0 = G_a * q_0, \quad (3.16)$$

$$Q_0 = 0.119 * 100 = 11.9 \text{ кВт}$$

2. Визначення індикаторної потужності споживаної компресором

$$N_i = G_a * l_i, \quad (3.17)$$

$$N_i = 0.119 * 56.6 = 6.73 \text{ кВт}$$

3. Потужність на валу компресора

$$N_e = N_i / \eta_{мех} \quad (3.18)$$

Де $\eta_{мех}$ - механічний ККД компресора, значення якого залежить від відношення тисків. p_k/p_0 : при $p_k/p_0 = 5 - 7$, $\eta_{мех} = 0.9$, при $p_k/p_0 = 11 - 13$, $\eta_{мех} = 0.8$.

$$N_e = \frac{6.73}{0.8} = 8.41, \text{ кВт}$$

4. Визначення потужності електродвигуна компресора

$$N_{эд} = \frac{N_e}{\eta_{эд}}, \quad (3.19)$$

$$N_{эд} = \frac{6.73}{0.87} = 7.7 \text{ кВт}$$

Де $\eta_{эд}$ - ККД електродвигуна (для електродвигунів малих компресів $\eta_{эд} = 0.85-0.9$, для великих $\eta_{эд} = 0.9-0.95$).

За цією характеристикою підбираємо електродвигун 4АВР1804БФ (додаток 1)

5. Визначимо дійсну об'ємну витрату робочого тіла в компресорі

$$V_d = G_a * v_1, \quad (3.20)$$

$$V_d = 0.119 * 0.078 = 0.009 \frac{м^3}{с}$$

6. Визначимо об'єм, що описується поршнями компресора

$$V_h = \frac{V_d}{\lambda}, \quad (3.21)$$

де

$$\lambda = \lambda_c \lambda_w = [1 - C[(\frac{P_2}{P_1})^{\frac{1}{m}} - 1]] \frac{T_0}{T_1} \quad (3.22)$$

$$\lambda = [1 - 0.035[(\frac{2.117}{0.293})^{1.05} - 1]] \frac{273}{293} = 0.749$$

7. Визначаємо теплоту регенеративного теплообмінника

$$Q_{pmo} = G_a(h_3 - h_4), \quad (3.23)$$

$$Q_{pmo} = 0.119(304 - 286) = 2.1 \text{ кВт}$$

8. Необхідна об'ємна теоретична продуктивність компресора

$$V_h = \frac{0.009}{0.749} = 0.012 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

За значенням $V_h = 0.012$ за табл. вибираємо поршневий компресор

ПБ7 (додаток 2)

3.3 Покроковий розрахунок і вибір конденсатора

Як конденсатор вибираємо кожухотрубний горизонтальний конденсатор з мідними оребреними трубками з боку фреону (додаток 3а).

Вихідні дані:

Тепловий потік конденсатора $Q_k = 20 \text{ кВт}$

Температура конденсації $t_k = 70 \text{ }^\circ\text{C}$

Температура води на вході $t_{w1} = 61 \text{ }^\circ\text{C}$

Температура води на виході $t_{w2} = 65 \text{ }^\circ\text{C}$

Витрата агента $G_a = 0.119 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$

Середня логарифмічна різниця:

$$\theta_m = \frac{\Delta t}{\ln\left[\frac{t_k - t_{w1}}{t_k - t_{w2}}\right]} \quad (3.24)$$

$$\theta_m = \frac{65 - 61}{\ln\left[\frac{70 - 61}{70 - 65}\right]} = 6.81 \text{ }^\circ\text{C}$$

Значення коефіцієнта теплопередачі для кожухотрубного конденсатора фреонового беремо виходячи з рекомендацій:

Кожухотрубні горизонтальні для холодоагентів - $k = 700 \frac{Вт}{м^2 * К}$

З рівняння теплопередачі $Q = k * F * \theta_m$ (3.25)

визначимо площу теплопередаючої поверхні:

$$F = \frac{Q}{k * \theta_m}, м^2 \quad (3.26)$$

$$F = \frac{20}{0.7 * 6.81} = 4.195 м^2$$

З таблиці (додаток 3) вибираємо кожухотрубний фреоновий конденсатор марки КТР-4:

Справжня зовнішня поверхня - $F_n = 4.83 м^2$;

Довжина труб - $l_{mp} = 1 м$;

Діаметр обічайки - $D = 194 мм$;

Число труб - $n_{mp} = 23$;

Число ходів - $z = 2$.

Перевірочний розрахунок

За таблицями теплофізичних властивостей води за температури $65 ^\circ C$:

Коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu = 0.4599 * 10^{-6} м^2 / с$

Коефіцієнт теплопровідності $\lambda = 0,6650 Вт/(м * К)$

Критерій Прандтля $Pr = 2.84$

Як поверхню теплопередачі вибираємо шаховий пучок з мідних труб зі стандартним зовнішнім ребренням:

Внутрішній діаметр $d_{вн} = 0.0132 м$

Діаметр кола виступів і западин відповідно $d_n = 0.021$ и $d_0 = 0.0165 м$

Крок ребер $u = 0.002 м$

Площі зовнішньої та внутрішньої поверхонь 1 м довжини труби відповідно $F'_n = 0.149 м^2$ и $F'_{вн} = 0.0415 м^2$

Коефіцієнт ребрення $\beta = F'_n / F'_{вн} = 3.6$

Число труб в одному ході $n_1 = \frac{23}{2} = 11.5 = 12$ шт.

Швидкість води в апараті

$$w = \frac{4G_w}{n_1 * \pi * \rho_w * d_{ai}^2}, \quad (3.27)$$

$$w = \frac{4 * 1.19}{12 * 3.14 * 980 * (0.0132)^2} = 0,739 \text{ м/с, де}$$

Витрата охолоджувальної води

$$G_w = \frac{Q_h}{Cp(t_{w2} - t_{w1})} \quad (3.28)$$

$$G_w = \frac{Q_h}{Cp(t_{w2} - t_{w1})} = \frac{20}{4.19(65 - 61)} = 1.19 \frac{\text{кВт}}{\text{с}}$$

Для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі з боку води визначаємо числа Рейнольдса та Нуссельта:

$$Re = \frac{w * d_{en}}{\nu} \quad (3.29)$$

$$Re = \frac{0.739 * 0.0132}{0.4599 * 10^{-6}} = 21210.69$$

Для турбулентного режиму

$$Nu = 0.021 * Re^{0.8} * Pr^{0.43} \quad (3.30)$$

$$Nu = 0.021 * 25515.98^{0.8} * 2.84^{0.43} = 95.1$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку води

$$\alpha_w = \frac{Nu * \lambda}{d_{ai}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}} \quad (3.31)$$

$$\alpha_w = \frac{95.1 * 0.6650}{0.0132} = 4791.02, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

Прийнявши сумарний термічний опір стінки труби та забруднень рівним

$$\sum (\delta_i / \lambda_i) = 2,6 * 10^{-4} \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}} \right]^{-1}, \text{ складемо рівняння для визначення}$$

густини теплового потоку з боку води:

$$q_w = A * \left(\frac{\theta_m}{\theta_a} \right) = \frac{\left(\frac{\theta_m}{\theta_a} \right)}{\left[\left(\frac{1}{\alpha_w} \right) + \sum \left(\frac{\delta_i}{\lambda_i} \right) \right]} \quad (3.32)$$

$$q_w = \frac{(6.81 - \theta_a)}{\left[\frac{1}{4791.02} + 2.6 \cdot 10^{-4}\right]} = 2136.08 \cdot (6.81 - \theta_a)$$

Для подальших розрахунків необхідно знайти густину теплового потоку q_{en} . Точне значення q_{en} на даному етапі розрахунку встановити неможливо, тому обчислюємо орієнтовне значення q' , прийняв $\theta_a = 0,3 \cdot \theta_m$.

$$\text{Тоді } q' = A \cdot \theta_m \cdot (0,3 \cdot \theta_m) = 0,7 \cdot A \cdot \theta_m, \text{ Вт/м}^2$$

$$q' = 0,7 \cdot 2136,08 \cdot 6,81 = 10182,69, \text{ Вт/м}^2$$

При розташуванні труб у решітці у вершинах правильних трикутників і по сторонах правильних концентричних шестикутників параметр m визначиться наступним чином:

$$m = 0,75 \cdot \sqrt[3]{(Q_k / q' \cdot S \cdot d_{en} \cdot (l/D))}, \quad (3.33)$$

де: m – Число труб, що розташовуються по великій діагоналі зовнішнього шестикутника;

S – горизонтальний крок труб:

$$S = 1,3 \cdot d_n, \text{ м}$$

$$S = 1,3 \cdot 0,021 = 0,0273, \text{ м}$$

l/D – відношення довжини труби в апараті до діаметра трубної решітки, приймаємо $l/D = 8$. Тоді

$$m = 0,75 \cdot \sqrt[3]{(20 \cdot 1000 / 10182,69 \cdot 0,0273 \cdot 0,0132 \cdot 8)} = 6,6$$

Округлюючи до найближчого непарного числа, отримуємо $m = 7$.

Число горизонтальних рядів труб в апараті $n_s = m = 7$, $n_a/2 \approx 4$.

Коефіцієнт тепловіддачі з боку R134a, що конденсується, віднесений до внутрішньої поверхні труб,

$$\alpha_a = 0,72 \cdot \sqrt[4]{\Delta h \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g / (\mu \cdot d_0)} \cdot (n_s/2)^{-0,167} \cdot \beta \cdot \theta_a^{-0,25}, \quad (3.34)$$

де $\Delta h = q_h = 168$ кДж/кг – різницю ентальпій на вході та виході з конденсатора беремо властивості при середній температурі в конденсаторі:

$$\rho = 772,1 \text{ кг/м}^3 - \text{густина}$$

$$\lambda = 0,0820 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)} - \text{теплопровідність}$$

$\mu = 1,22 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}$ – динамічна в'язкість

θ_a - різницю температур конденсації та стінки труби, $^{\circ}\text{C}$

$$\alpha_a = 0.72 \cdot \sqrt[4]{168 \cdot 1000 \cdot 772.1^2 \cdot 0.0820^3 \cdot 9.81 / (1.22 \cdot 10^{-4} \cdot 0.0165)} \cdot 4^{-0.167} \cdot 3.6 \cdot \theta_a^{-0.25} = 8328.59 \cdot \theta_a^{-0.25}$$

Щільність теплового потоку фреону визначається наступним рівнянням загального виду:

$$q_a = B \cdot \theta_a^k \quad (3.35)$$

У нашому випадку

$$q_a = \alpha_a \theta_a = 8328.59 \cdot \theta_a^{-0.25} \cdot \theta_a = 8328.59 \cdot \theta_a^{0.75}$$

Отже, отримуємо рівняння визначення щільності теплового потоку.

Найбільш точне значення $q_{\text{ен}}$ знаходимо за ітераційним виразом

$$q_{\text{ен}} = [(\chi - 1)(q')^{\chi} + \theta_m \cdot B^{\chi}] / [\chi \cdot (q')^{\chi-1} + B^{\chi}/A], \quad (3.36)$$

де введено позначення $\chi = 1/k = 1/0.75 = 1.333$.

Інші параметри ітераційного виразу обчислені раніше і мають такі значення:

$$A = 2136.08$$

$$B = 8328.59$$

$$\theta_m = 6.81$$

$$q' = 10182.69 \text{ Вт/м}^2$$

Після підстановки отримаємо першого ітераційного кроку

$$q_{\text{ен1}} = [(1.333-1) \cdot (10182.69)^{1.333} + 6.81 \cdot (8328.59)^{1.333}] / [1.333 \cdot (10182.69)^{(1.333-1)} + 8328.59^{1.333} / 2136.08] = 11299.34 \text{ Вт/м}^2$$

Підставивши у вихідний ітераційний вираз замість q' значення $q_{\text{ен1}}$, отримаємо для другого ітераційного кроку

$$q_{\text{ен2}} = 11294.07 \text{ Вт/м}^2$$

Відносна похибка становить

$$\delta q = (q_{\text{ен1}} - q_{\text{ен2}}) / q_{\text{ен2}} \quad (3.37)$$

$$\delta q = (11299.34 - 11294.07) / 11294.07 = 0.00046 \cdot 10^{-3} \text{ або } 0.00046\%$$

З огляду на достатню точність ітераційний процес припиняємо та приймаємо

$$q_{\text{вн}} = 11294.07 \text{ Вт/м}^2$$

Раніше було отримано $m = 7$, тоді загальна кількість труб в апараті дорівнюватиме $n = 0,75 * m^2 + 0,25$

$$n = 0.75 * 7^2 + 0.25 = 37.$$

Число ходів в апараті по воді $z = n/n_1$

$$z = 37/16 = 2.31$$

Приймаємо $z = 2$, тоді $n = 16 * 2 = 32$.

Для того, щоб використовувати частину апарата під ресивер, звільняємо трубний пучок від трьох нижніх рядів.

Число виключених труб

$$n_{\text{иск}} = i * (m+1) / 2 + [1 + 2 + \dots + (i + 1)] \quad (3.38)$$

$$n_{\text{иск}} = 3 * (7 + 1) / 2 = 12$$

де i – число рядів труб, що виключаються.

Число труб, що залишилися

$$n_{\text{ост}} = n - n_{\text{иск}} \quad (3.39)$$

$$n_{\text{ост}} = 32 - 12 = 20.$$

Діаметр трубної решітки

$$D = m * s, \text{ м} \quad (3.40)$$

$$D = 7 * 0.0273 = 0.1911 \text{ м}$$

Площа внутрішньої поверхні теплопередачі

$$F_{\text{вн}} = Q_h / q_{\text{вн}}, \text{ м}^2 \quad (3.41)$$

$$F_{\text{вн}} = 20 * 1000 / 11294.07 = 1.77 \text{ м}^2$$

Довжина однієї труби в апараті

$$l = F_{\text{вн}} / (\pi * d_{\text{вн}} * n), \text{ м} \quad (3.42)$$

$$l = 1.77 / (3.14 * 0.0132 * 32) = 1.3 \text{ м.}$$

Ставлення $l/D = 1.3/0.1911 = 6.8$

Це прийнятно, тому що для сучасних апаратів середнє значення l/D лежать у цих межах 4 – 10.

$$F_n = F_{en} * \beta, \text{ м}^2 \quad (3.43)$$

$$F_n = 1.77 * 3.6 = 6.3 \text{ м}^2$$

Так як при перевірконому розрахунку площа зовнішньої поверхні виявилася меншою за задану, тому ми залишаємо це значення зовнішньої поверхні $F_n = 6.3 \text{ м}^2$ поверхні конденсатора.

3.4 Розрахунок регенеративного теплообмінника

Розрахуємо горизонтальний кожухотрубний регенеративний теплообмінник (додаток 5).

Вихідні дані:

Теплове навантаження на теплообмінник

$$Q_{pmo} = G_a (h_3 - h_4) \quad (3.44)$$

$$Q_{pmo} = 0.119(304 - 286) = 2.1 \text{ кВт}$$

Основні розміри, що характеризують теплопередав. поверхню апарату:

Труби мідні з накатними ребрами

Внутрішній діаметр труби - $d_{en} = 0.021 \text{ м}$;

діаметр труби по колу западин - $d_{o.en} = 0.0165 \text{ м}$;

діаметр труби по колу виступів - $d_{o.выс} = 0.021 \text{ м}$;

крок ребер - $u = 0.002 \text{ м}$;

площа зовнішньої поверхні - $F_n = 0.165464 \text{ м}^2$;

площа внутрішньої поверхні - $F_{en} = 0.041134 \text{ м}^2$;

коефіцієнт ребра (по відношенню до внутрішньої поверхні) - $\frac{F_n}{F_{en}} = 4$;

Внутрішній діаметр обичайки кожухотрубного елемента $D = 0.125 \text{ м}$.

Фізичні властивості робочої речовини рідкий R134a за середньої температури:

$$t_{ж.ср} = \frac{(t_k + t_{об})}{2} = \frac{(70 + 48)}{2} = 59 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.45)$$

густина - $\rho_{жс} = 1055 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

теплоємність - $c_{жс} = 1.618 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} * \text{К}}$

коефіцієнт теплопровідності - $\lambda_{жс} = 0.0704 \frac{\text{Вт}}{\text{м} * \text{К}}$

коефіцієнт динамічної в'язкості - $\mu_{жс} = 0.8 * 10^{-4} \text{Па} * \text{с}$

коефіцієнт кінематичної в'язкості - $\nu_{жс} = 0.758 * 10^{-7} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$

коефіцієнт температуропровідності - $a_{жс} = 0.4123 * 10^{-7} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$

число Прандтля - $\text{Pr}_{жс} = 1.84$

Фізичні властивості робочої речовини пар R134a за середньої температури

$$t_{n.ср} = \frac{(t_0 + t_1)}{2} = \frac{(0 + 53)}{2} = 26.5 \quad (3.46)$$

густина - $\rho_n = 37.89 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;

теплоємність - $c_n = 1.002 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} * \text{К}}$;

коефіцієнт теплопровідності - $\lambda_n = 1.139 * 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} * \text{К}}$;

коефіцієнт динамічної в'язкості - $\mu_n = 12.7 * 10^{-6} \text{Па} * \text{с}$;

коефіцієнт кінематичної в'язкості - $\nu_n = 0.335 * 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$;

коефіцієнт температуропровідності - $a_n = 0.3661 * 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$;

число Прандтля - $\text{Pr}_n = 0.92$.

Витрата робочої речовини $G_a = 0.119 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$

Площа трубного простору по поперечному перерізу кожухотрубного

елемента $F_{mp} = n * \pi * \frac{d^2}{4}, \text{м} \quad (3.47)$

$$F_{mp} = 18 * 3.14 * \frac{(0.0132)^2}{4} = 0.00246, \text{м}$$

Площа поперечного перерізу елемента міжтрубного простору

$$F_{\text{мтр}} = \pi * \frac{(D^2 - n * d_n)^2}{4}, \text{м} \quad (3.48)$$

$$F_{\text{мтр}} = 3.14 * \frac{(0.125^2 - 18 * 0.021^2)}{4} = 0.00603, \text{м}$$

Еквівалентний діаметр міжтрубного простору

$$d_{\text{эк}} = \frac{(D_{\text{вн}}^2 - n * d_n^2)}{n * d_n}, \text{м} \quad (3.49)$$

$$d_{\text{эк}} = \frac{(0.125^2 - 18 * 0.021^2)}{18 * 0.021} = 0.0203, \text{м}$$

Швидкість рідини у трубах

$$w_{\text{жс}} = \frac{G_a}{\rho_{\text{жс}} * F_{\text{тр}}}, \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (3.50)$$

$$w_{\text{жс}} = \frac{0,119}{1055 * 0.00246} = 0.045, \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Число Рейнольдса

$$\text{Re}_{\text{жс}} = \frac{w_{\text{жс}} * d_{\text{эк}}}{\nu_{\text{жс}}}$$

(3.51)

$$\text{Re}_{\text{жс}} = \frac{0.045 * 0.0203}{0.758 * 10^{-7}} = 12051.45$$

Число Нуссельта для режиму турбулентного перебігу рідини ($\text{Re} > 2300$, $\text{Pr} \geq 0.7$)

$$\text{Nu}_{\text{жс}} = 0.021 * \text{Re}_{\text{жс}}^{0.8} * \text{Pr}_{\text{жс}}^{0.43} \quad (3.52)$$

Число Нуссельта

$$\text{Nu}_{\text{жс}} = 0.021 * 12051.45^{0.8} * 1.84^{0.43} = 50.2$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку рідини

$$\alpha_{\text{жс}} = \frac{\text{Nu}_{\text{жс}} * \lambda_{\text{жс}}}{d_{\text{вн}}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}} \quad (3.53)$$

$$\alpha_{\text{жс}} = \frac{50,2 * 0,0704}{0,0132} = 267.7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

Міжтрубний простір теплообмінника:

Швидкість пари в міжтрубному просторі

$$w_n = \frac{G_a}{\rho_n * F_{mnn}}, \frac{m}{c} \quad (3.54)$$

$$w_n = \frac{0,119}{37.89 * 0.0603} = 0,052, \frac{m}{c}$$

Число Рейнольдса

$$Re_n = \frac{w_n * d_{эк}}{\nu_n}, \frac{m}{c} \quad (3.55)$$

$$Re_n = \frac{0.052 * 0.0203}{0.335 * 10^{-6}} = 3151.04, \frac{m}{c}$$

Число Нуссельта для турбулентного режиму перебігу пари ($Re > 2*10$)

$$Nu_n = 0.23 * Re_n^{0.65} * Pr_n^{0.33} \quad (3.56)$$

$$Nu_n = 0.23 * 3151.04^{0.65} * 0.92^{0.33} = 42.05$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку пари

$$\alpha_n = \frac{Nu_n * \lambda_n}{d_n}, \frac{Bm}{m^2 * K} \quad (3.57)$$

$$\alpha_n = \frac{42.05 * 1.139 * 10^{-2}}{0.0203} = 23.59, \frac{Bm}{m^2 * K}$$

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до площі внутрішньої поверхні труб,

$$k = \left[\frac{1}{\alpha_n} + \sum \left(\frac{\delta_i}{\lambda_i} \right) + \frac{1}{\alpha_{жс}} * \left(\frac{F_{6n}}{F_n} \right) \right]^{-1}, \frac{Bm}{m^2 * K} \quad (3.58)$$

$$k = \left[\frac{1}{23.59} + 0.3 * 10^{-3} + \frac{1}{267.7} * 4 \right]^{-1} = 17.35, \frac{Bm}{m^2 * K}$$

де $\sum \left(\frac{\delta_i}{\lambda_i} \right) = 0.3 * 10^{-3}, \frac{m^2 * K}{Bm}$ - прийнятий термічний опір стінки та забруднень.

Середня логарифмічна різниця температур

$$\theta_m = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln(\Delta t_{max} / \Delta t_{min})}, \text{ } ^\circ C \quad (3.59)$$

$$\theta_m = \frac{48 - 17}{\ln(48/17)} = 29.9 = 30 \text{ } ^\circ C$$

Площа поверхні теплообміну (внутрішньої)

$$F = \frac{Q_m}{k * \theta_m}, m^2 \quad (3.60)$$

$$F = \frac{2.1 * 10^3}{16 * 29.9} = 4.38 \text{ м}^2$$

Загальна довжина теплообмінної труби

$$L = \frac{F_{m.вн}}{\pi * d_{вн} * n}, \text{ м} \quad (3.61)$$

$$L = \frac{4.38}{3.14 * 0.0132 * 18} = 5.87 \text{ м}$$

Число елементів при прийнятій ефективній довжині труби (відстань між трубними дошками):

$$l = 1 \text{ м}, \quad m = \frac{L}{l} = \frac{5.87}{1} = 5.87$$

Приймаємо чотири елементи

$$\Delta P_{жс} = \frac{w_{жс}^2 * \rho_{жс}}{2} \left(\xi * \frac{L}{d_{вн}} \right), \text{ Па} \quad (3.62)$$

$$\Delta P_{жс} = \frac{0.045^2 * 1055}{2} \left(0.047 * \frac{5.87}{0.0132} \right) = 22.3 \text{ Па}$$

$$\text{Де } \xi = \frac{0.3164}{13390.5^{0.25}} * 1.6 = 0.047$$

Для пари

$$\Delta P_n = \Delta P_m + \Delta P_t \quad (3.63)$$

$$\Delta P_n = 0.15 + 7.21 = 7.36 \text{ Па}$$

де ΔP_m - сума місцевих опорів на вході пари в міжтрубний простір

$$\Delta P_m = 2 * \xi_1 * \frac{w_n^2 * \rho_n}{2}, \text{ Па} \quad (3.64)$$

$$\Delta P_m = 2 * 1.5 * \frac{0.052^2 * 37.89}{2} = 0.15, \text{ Па}$$

Гідравлічний діаметр міжтрубного простору

$$d_z = \frac{D_{вн}^2 - n * d_n^2}{D_{вн} + n * d_n}, \text{ м} \quad (3.65)$$

$$d_z = \frac{0.125^2 - 18 * 0.021^2}{0.125 + 18 * 0.021} = 0.01528, \text{ м}$$

Швидкість пари в патрубках

$$w_n' = \frac{4 * G}{\rho_n * \pi * D_{2en}^2} = \frac{0.119 * 4}{37,89 * 3,14 * 0,1^2} = 0.4, \frac{m}{c} \quad (3.66)$$

Опір тертя

$$\Delta P_t = 0.53 * m * Re^{-0.122} * \rho_n * w_n'^2 * 1.5, Pa \quad (3.67)$$

$$\Delta P_t = 0.53 * 4 * 3151.04^{-0.122} * 37.89 * 0.4^2 * 1.5 = 7.21, Pa$$

3.5 Розрахунок випарника

Вибираємо кожухотрубний випарник типу ТВР (додаток 6а) із мідними оребреними з боку фреону трубками.

Основні характеристики:

Внутрішній діаметр - 0.0133 м

Зовнішній діаметр - 0.0176 м

Діаметр круглих ребер - 0.0206м

Товщина ребер - 0.004 м

Крок ребер - 0.0015 м

Коефіцієнт ребра - 3.8

Поверхню випарника вибираємо по розрахунковій внутрішній поверхні

$$F = \frac{Q_m}{k * \theta_m}, m^2 \quad (3.68)$$

Коефіцієнт теплопередачі випарника - $k = 750 \text{ Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$

Температура розсолу на виході з випарника - $2 \text{ } ^\circ\text{C}$

Температура розсолу на вході у випарник - $5 \text{ } ^\circ\text{C}$

Температура кипіння фреону - $0 \text{ } ^\circ\text{C}$

Середня логарифмічна різниця температур

$$\theta_m = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln(\Delta t_{\max} / \Delta t_{\min})}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.69)$$

$$\theta_m = \frac{5 - 2}{\ln(5/2)} = 2.73 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Площа поверхні теплообміну (внутрішньої) розраховуємо за формулою (3.68) цього підрозділу:

$$F = \frac{11.9 * 10^3}{750 * 2.73} = 5,81 \text{ м}^2$$

Площа теплообміну – 6.69 м²

Довжина труб – 1525 мм

Діаметр обічайки – 219 мм

Число труб - 92

Число ходів розсолу - 4

Об'єм міжтрубного простору – 0.087 м³.

3.6 Розрахунок охолоджувачів повітря

При функціонуванні установки в режимі кондиціонування, повітря охолоджується у двох охолоджувачах повітря (додаток 4), встановлених на першому і другому поверхах будівлі. Охолоджувачі повітря є теплообмінні апарати з оребреними трубками з боку повітря, розташованими в шаховому порядку.

Температура повітря на вході у випарник – 28 °С

Температура повітря на виході – 23 °С

Температура розсолу на вході – 2 °С

Температура розсолу на виході – 5 °С

Середня логарифмічна різниця температур

$$\theta_m = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln(\Delta t_{\max} / \Delta t_{\min})}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.70)$$

$$\theta_m = \frac{22 - 19}{\ln(22/19)} = 21.4, \text{ } ^\circ\text{C}$$

Коефіцієнт теплопередачі охолоджувача повітря, віднесений до зовнішньої поверхні $k = 12 \text{ Вт/ м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$

Площа поверхні теплообміну (зовнішній)

$$F = \frac{Q_m}{k * \theta_m} = \frac{11.9 * 10^3}{21.4 * 12} = 46,3 \text{ м}^2 \quad (3.71)$$

4. АНАЛІЗ ПРОЦЕСІВ ТА ОБЛАДНАННЯ ВІДРОЖУВАЛЬНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ДЖЕРЕЛ

4.1 Розрахунок ґрунтового теплообмінника

Для виготовлення теплообмінника застосовуємо пластикові труби із зовнішнім діаметром – 60 мм, товщиною стінки 5 мм та коефіцієнтом теплопровідності. – $50 \frac{Вт}{м * °C}$.

Розрахунок лінійного коефіцієнта теплопередачі труби.

Як теплоносій вибираємо розсіл хлористий натрій з наступними теплофізичними властивостями:

концентрація - 13.6 %;

густина - $1100 \frac{кг}{м^3}$;

теплоємність - $3.588 \frac{кДж}{кг * °C}$;

коефіцієнт теплопровідності - $0.544 \frac{Вт}{м * °C}$;

коефіцієнт кінематичної в'язкості - $1.95 \frac{м^2}{с}$;

критерій Прандтля $Pr = 13.9$;

середня швидкість теплоносія 1.5 м/с.

Число Рейнольдса

$$Re_{жс} = \frac{w_{жс} * d_{эк}}{\nu_{жс}} \quad (4.1)$$

$$Re_{жс} = \frac{1,5 * 0,05}{1,95 * 10^{-6}} = 3846$$

Число Нуссельта для режиму турбулентного перебігу рідини ($Re > 2300$, $Pr \geq 0.7$)

$$Nu_{жс} = 0.021 * Re_{жс}^{0,8} * Pr_{жс}^{0,43} \quad (4.2)$$

Число Нуссельта

$$Nu_{жс} = 0.021 * 3846^{0,8} * 13,9^{0,43} = 48.05$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку рідини

$$\alpha_{жс} = \frac{Nu_{жс} * \lambda_{жс}}{d_{вн}}, \frac{Вт}{м^2 * К} \quad (4.3)$$

$$\alpha_{жс} = \frac{54.1 * 0.0683}{0.0132} = 279.93, \frac{Вт}{м^2 * К}$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку ґрунту приймаємо згідно з рекомендаціями

$$20 \frac{Вт}{м^2 * К}$$

Лінійний коефіцієнт теплопровідності

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{жс} d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} \quad (4.4)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{279.93 * 0.5} + \frac{1}{2 * 20} \ln \frac{0.6}{0.5} + \frac{1}{20 * 0.6}} = 10.52$$

де $k[\frac{Вт}{м * К}]$ – лінійний коефіцієнт теплопровідності;

де $\alpha_{жс}$ - коефіцієнт теплопровідності з боку теплоносія (розсіл)NaCl;

α_2 - коефіцієнт теплопровідності з боку ґрунту $\alpha_2 = 15...20 \frac{Вт}{м^2 * К}$;

d_2 и d_1 - зовнішній та внутрішній діаметр пластикової труби.

Розрахункова довжина труби ґрунтового теплообмінника

$$L_{гр} = \frac{Q_0}{k * \Delta T} = \frac{11.9 * 10^3}{10.52 * (8 - 2)} = 188.52 = 190 м$$

4.2 Розрахунок сонячного колектору

Схема сонячного колектору у складі комбінованої теплонасосної системи

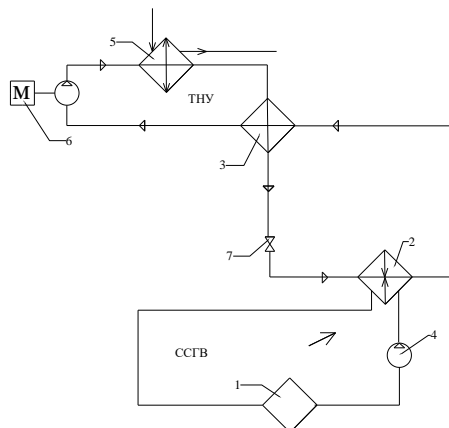


Рис 4.1. Схема сонячного колектора: 1 – бак теплоакумулятор; 2 – випарник; 3 – регенеративний теплообмінник; 4 – насос; 5 – конденсатор; 6 – електродвигун; 7-дросельний вентиль.

Розрахунок необхідної площі сонячних колекторів

Вихідні дані:

Розрахунок ведемо для липня місяця, як для місяця із найбільшою сонячною сумарною радіацією. У розрахунках використовують розроблені сонячні колектори СК-А.

Розрахунок.

Вибираємо температуру водопровідної води для липня місяця із Довідника з клімату та температуру навколишнього середовища.

$$T_{х.в.} = 17 \text{ }^{\circ}\text{C}, T_{о.с.} = 28 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Визначаємо добову витрату гарячої води. За ДБН В.2.5-64:2012 приймаємо 50 л гарячої води на одну особу на добу.

Сумарна кількість:

$$G_{\text{доб}} = 50 * 5 = 250 \frac{\text{л}}{\text{доб}} \quad (4.5)$$

Але приймаємо $G_{\text{доб}} = 350 \frac{\text{л}}{\text{доб}}$, щоб був надлишок про всяк випадок.

Температура гарячої води за ДБН В.2.5-64:2012 приймається $T_{г.в.} = 55 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Визначаємо необхідну площу сонячних колекторів

$$A = \frac{Q_{\text{НОРМ}}^{\text{СУТ}}}{\eta \sum_j q_{\text{ПАД}j}}; \quad (4.6)$$

де: A – площа сонячних колекторів м^2 ; η – ККД геліосистеми;

$q_{\text{ПАД}j}$ – годинна інтенсивність сонячної радіації (щільність теплового потоку) з найбільшою за період місячної роботи сумарною радіацією, $\text{Вт}/\text{м}^2$;

$Q_{\text{НОРМ}}^{\text{ДОБ}}$ - нормована кількість теплоти, $\text{ГДж}/\text{сут}$;

$$\begin{aligned} Q_{\text{НОРМ}}^{\text{ДОБ}} &= C_p \cdot G_{\text{ДОБ}} \cdot (T_{г.в.} - T_{х.в.}) = \\ &= 4,19 \cdot 350 \cdot (50 - 17) \cdot 10^{-6} = 0,0484 \text{ГДж} \end{aligned} \quad (4.7)$$

де C_p – теплоємність води, $\text{кДж}/\text{кг}^{\circ}\text{C}$.

Для знаходження $\sum_j q_{ПАД,j}$ визначаємо кут нахилу колекторів до

горизонтальної поверхні:

$$\beta = 45 - 15 = 30^0 \quad (4.8)$$

де: 45 – широта території, 15 – коефіцієнт, що залежить від широти.

Вибираємо $q_{ПАД}$ із Довідника по клімату, що залежить від широти місцевості, часу доби та від кута нахилу колектора до горизонтальної поверхні, і складаємо таблицю 4.1.

Таблиця 4.1 – $q_{ПАД}$ для добової роботи у липні

Параметр	Години дня									
	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
$Q_{ПАД}, \text{Вт/м}^2$	383	546	674	767	801	778	720	627	499	360

$$\begin{aligned} \sum_j q_{ПАД,j} &= 383 + 546 + 674 + 767 + 801 + \\ &+ 778 + 720 + 627 + 499 + 360 = 6155 \text{ Вт} / \text{м}^2 = 22,15 \text{ МДж} \end{aligned} \quad (4.9)$$

$\sum_j q_{ПАД,j}$ - сонячна сумарна добова радіація, Вт/м^2 .

Обчислюємо ККД установки

$$\begin{aligned} \eta &= 0,8 \left\{ \Theta - \frac{iU [0,5(T_{Г.В} + T_{Х.В}) - T_{О.С.}] }{\sum_j q_{ПАД,j}} \right\} = \\ &= 0,8 \left\{ 0,73 - \frac{10 \cdot 8,77 [0,5(50 + 17) - 28]}{6155} \right\} = 0,521 \end{aligned} \quad (4.10)$$

де: Θ – оптичний ККД сонячного колектора;

i – кількість сонячних годин;

$T_{О.С.}$ – середня температура повітря у липні, $^{\circ}\text{C}$; вибирається із Довідника з клімату.

U – коефіцієнт теплових втрат у СК.

Обчислюємо площу сонячних колекторів за формулою (4.6)

$$A = \frac{0,0484}{0,522 \cdot 0,022} = 4,22 \text{ м}^2$$

приймаємо $A = 5 \text{ м}^2$

Визначаємо сумарний об'єм баків-акумуляторів

$$V = 0.08 \cdot A = 0.08 \cdot 5 = 0.4 \text{ м}^3 \quad (4.11)$$

де V - об'єм баків-акумуляторів, м^3 .

При проектуванні приймаємо один бак – 0.4 м^3 .

Визначаємо місячне вироблення установки, $Q^{\text{ЛИПЕНЬ}}$, ГДж

$$\begin{aligned} Q^{\text{ЛИПЕНЬ}} &= \eta \cdot A \cdot \sum_j q_{\text{ПАД},j} \cdot n_1 = \\ &= 0,522 \cdot 5 \cdot 22,15 \cdot 31 = 1.79 \text{ ГДж} \end{aligned} \quad (4.12)$$

де: n_1 – число днів у липні.

Проводимо аналогічний розрахунок для червня та серпня місяців.

Розрахунок для червня.

З Довідника з клімату вибираємо

$T_{\text{х.в.}} = 16 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_{\text{о.с.}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$

$$Q_{\text{НОРМ}}^{\text{ДОБ}} = 4.19 \cdot 350 \cdot (50 - 16) \cdot 10^{-6} = 0.05 \text{ ГДж} \quad (4.13)$$

складаємо таблицю 4.2

Таблиця 4.2 – $q_{\text{ПАД}}$ для добової роботи у червні

Параметр	Години дня									
	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
$q_{\text{ПАД}}, \text{Вт/м}^2$	395	553	651	744	779	755	697	618	488	360

$$\begin{aligned} \sum_j q_{\text{ПАД},j} &= 6040 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} = 21,74 \text{ МДж} \\ \eta &= 0,8 \left\{ 0,73 - \frac{10 \cdot 8,77 \cdot [0,5 \cdot (50 + 16) - 25]}{6040} \right\} = 0,4910 \end{aligned} \quad (4.14)$$

Площа геліосистеми колишня – $A = 5 \text{ м}^2$.

$$Q^{\text{ЧЕРВЕНЬ}} = 0.4910 \cdot 5 \cdot 21,74 \cdot 30 = 1.601 \text{ ГДж} \quad (4.15)$$

Розрахунок для серпня.

З Довідника по клімату вибираємо

$T_{\text{х.в.}} = 16 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_{\text{о.с.}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$

$$Q_{НОРМ}^{ДОБ} = 4.19 \cdot 350 \cdot (50 - 16) \cdot 10^{-6} = 0.05 \text{ ГДж} \quad (4.16)$$

складаємо таблицю 4.3

Таблиця 4.3 – $q_{ПАД}$ для добової роботи у серпні

Параметр	Години дня									
	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
$Q_{ПАД}, \text{Вт/м}^2$	302	465	593	686	721	697	639	558	430	290

$$\sum_j q_{ПАД,j} = 5381 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} = 19,37 \text{ МДж} \quad (4.17)$$

$$\eta = 0.8 \left\{ 0.73 - \frac{10 \cdot 8.77 \cdot [0.5 \cdot (50 + 16) - 25]}{5381} \right\} = 0.479 \quad (4.18)$$

Площа геліосистеми колишня – $A = 5 \text{ м}^2$.

$$Q^{СЕРПЕНЬ} = 0.479 \cdot 5 \cdot 19.37 \cdot 31 = 1.438 \text{ ГДж} \quad (4.19)$$

Результати розрахунків зводимо до таблиці 4.4

Таблиця 4.4 – Порівняння результатів

Параметр	Місяць		
	Червень	Липень	Серпень
$T_{Г.В.}, ^\circ\text{C}$	50	50	50
$T_{Х.В.}, ^\circ\text{C}$	16	17	16
$T_{О.С.}, ^\circ\text{C}$	25	28	25
$Q_{НОРМ}^{ДОБ}, \text{ГДж}$	0.05	0.0484	0.05
$\sum_j q_{ПАД,j}, \text{Вт/м}^2$	6040	6155	5381
η	0.491	0.521	0.479
$Q^{МІС}, \text{ГДж}$	1.601	1.79	1.438

Визначаємо сезонне вироблення геліосистеми, що складається з двох модулів, розташованих на даху житлового будинку.

$$Q_{СЕЗОН}^{РОЗР.} = Q^{ЧЕРВЕНЬ} + Q^{ЛИПЕНЬ} + Q^{СЕРПЕНЬ} = 1.601 + 1.79 + 1.438 = 6.267 \text{ ГДж} \quad (4.20)$$

5. ОРГАНІЗАЦІЙНО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ РОБОТИ

5.1 Техніко-економічне обґрунтування

В якості базового варіанту в дипломному проекті розглянута комбінована система тепло- та холодозабезпечення індивідуального житлового будинку на базі теплового насосу (рис.5.1). Дана комбінована система призначена для отримання "тепла" (гарячого водопостачання і опалювання) житлового будинку взимку, а також гарячого водопостачання та отримання "холоду" (кондиціонування повітря) літом.



Рис 5.1 Комбінована система тепло- та холодозабезпечення

Основний нахил в економічній частині диплома, як і в усьому дипломному проекті, робимо на отримання тепла, а одержання холоду, як можливий додатковий варіант роботи теплового насоса. Джерелами низькопотенційної теплоти є ґрунтовий теплообмінник і сонячний колектор.

Розглянемо причини створення комбінованої системи тепло- і холодозабезпечення.

Споживання електроенергії в найближчі 10 років буде зростати випереджальними темпами в порівнянні зі споживанням інших видів енергії. Для цього є кілька причин. Більше 50% вартості електроенергії визначається капітальними витратами. Отже, зміна ціни на неї менш чутлива до коливань цін на органічні палива. Якщо зростання цін на паливо буде більше зростання цін на основне обладнання, то, в результаті, збільшення ціни на

електричну енергію буде все-таки меншим, ніж збільшення цін на інші види енергії.

Суспільство, стаючи багатшими, вважає за краще використовувати більш зручні види енергії. Проблема глобального потепління стає визначальною в перспективному плануванні та розвитку традиційної енергетики.

Головною причиною переходу до використання нетрадиційних джерел теплоти для України, є дуже низька ефективність енерговикопних технологій, що веде до нераціонального використання енергоресурсів та швидкого виснаження їхніх запасів. Поряд із забрудненням навколишнього середовища, виснаження природних енергоресурсів є одними з головних проблем сучасної енергетики.

Поштовхом до активізації проблем енергозбереження та енергоефективності (у тому числі і для розвитку теплонасосних технологій) були світові енергетичні кризи 1973 і 1978 років. На початку свого розвитку ТН системи встановлювалися в будинках вищої цінової категорії, але за рахунок застосування сучасних технологій геотермальні теплові насоси стали більш доступними. Вони встановлюються в нових будівлях або замінюють застаріле обладнання зі збереженням або незначною модифікацією колишньої опалювальної системи.

В даний час велика частина теплоспоживання міст і селищ міського типу України забезпечується від великих джерел централізованого теплопостачання.

Кожному із зазначених джерел теплоти на певних етапах властива досить чітка зона ефективного застосування, яка визначається низкою зовнішніх умов: теплове навантаження, вартість палива та електроенергії, екологічні вимоги і т.п.

Виходячи з майбутньої стратегії розвитку теплопостачання комунально-побутових споживачів і згідно з результатами техніко-економічних досліджень, впровадження теплових насосів доцільно, як в системах

централізованого та децентралізованого теплопостачання, так і в системах цілорічного кондиціонування повітря.

Для системи опалення об'єкту нашого проекту, крім ТНУ також можна використовувати наступне обладнання:

- газовий котел;
- котел на твердому паливі (дрова, вугілля, пелети);
- котел на рідкому паливі (мазут, дизель та ін.);
- електричний котел.

Оскільки поблизу нашого об'єкта відсутня магістраль газопостачання, а опалення за допомогою дров приносить труднощі певного характеру (закупівля дров, підготовка, сушіння, зберігання та постійний контроль), було прийнято рішення провести порівняння ТНУ з роботою від електричного котла. Обидві установки працюють від електромережі та не вимагають додаткових витрат на проектування, як для газового обладнання або будівництва окремої будівлі у вигляді топкової (ДБН В.2.5-77:2014).

У цьому пункті необхідно порівняти собівартості тепла нашої комбінованої теплонасосної системи з собівартістю тепла, отриманого від електричного котла (рис 5.2), та порахувати наведені витрати та річну продуктивність тепла.

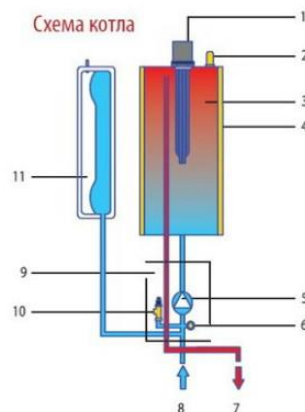


Рисунок 5.2 – Схема електрокотла

1 –ТЕН; 2 - повітрявідвідник; 3 - теплообмінник; 4- теплоізоляція; 5 – циркуляційний насос; 6 – датчик тиску 7- подавальна магістраль опалюваної води; 8 - зворотня магістраль опалюваної води; 9 - гідрогрупа; 10-запобіжний клапан;11 - розширюючий бак;

На даному прикладі можна наочно переконатися, наскільки багатогранним і складним може бути якісний економічний аналіз обґрунтованості впровадження нового агрегату або технічного рішення.

Класифікаційна оцінка різновиду проекту:

клас - монопроект;

тип - технічний;

вид - дослідницько-освітній

тривалість - довгостроковий;

складність - складний;

рівень - галузевий.

Мета - створення системи опалювання і кондиціонування повітря на базі теплового насоса.

Результати:

а) розрахунок наведених витрат для нашої проектованої системи та системи опалення за допомогою електричного котла, охолодження кондиціонерами та підігрів води електричним бойлером;

б) розрахунок річної продуктивності тепла для нашої проектованої системи і електричного котла;

в) врахувати при цьому наявність системи автоматизації для роботи теплового насоса;

г) розрахунок собівартості попелу для обох варіантів.

5.2 Техніко-економічні розрахунки

Розрахунок річної продуктивності комбінованої системи

Річну теплопродуктивність ТНС визначаємо за наступною залежністю:

$$Q_p^{\text{ТНС}} = Q_h \cdot T \cdot 3600 = 20 \cdot 7000 \cdot 3600 = 504 \cdot 10^6 \text{ кДж/рік} \quad (5.1)$$

Q_p^{TNC} - річна теплопродуктивність ТНС, кДж.

Q_h - необхідна розрахункова теплопродуктивність, кВт;

T - кількість годин роботи в рік, год;

3600 - переведення годинників в секунди.

Розрахунок річної теплопродуктивності для електричного котла:

$$Q_p^K = Q_h \cdot T \cdot 3600 = 20 \cdot 7000 \cdot 3600 = 504 \cdot 10^6 \text{ кДж/рік} \quad (5.2)$$

Q_p^K - Річна теплопродуктивність електричного котла, кДж.

Розрахунок капітальних вкладень

При визначенні капітальних вкладень враховуються:

- Вартість обладнання технологічного;
- Вартість монтажних робіт і автоматику.

Розрахунок капітальних вкладень комбінованої теплонасосної системи наведено в таблиці 5.1

Таблиця 5.1 – Капітальні витрати на ТНУ

Перелік витрат	Кількість	Вартість, грн
Тепловий насос [26]	1	561000
Ґрунтовий теплообмінник (190 м) [28]	1	19716
Сонячний колектор[27] 2,8 м ²	2	61280
Монтаж та автоматика	8%	51502
Загальні витрати		695282

Розрахунок капітальних вкладень (покупка та встановлення) електричного котла, системи кондиціонування та бойлера наведено в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 – Капітальні витрати на електричний котел, кондиціонери та бойлер

Перелік витрат	Кількість	Вартість, грн
Електричний котел [29]	1	36604
Кондиціонер [30]	2	72000
Бойлер [31]	1	20076
Монтаж	10%	12860
Загальні витрати		141540

Розрахунок витрат на електроенергію

Річні витрати на електроенергію ТНС:

$$C_e^{\text{ТНС}} = q_e^{\text{ТНС}} \cdot a_e = 9660 \cdot 1.68 = 16228 \quad (5.3)$$

де

a_e - тариф на 1 кВт*год. електроенергії

$q_e^{\text{ТНС}}$ - річне споживання електроенергії кВт · год;

$$q_e = N_k \cdot T \cdot n \cdot \beta = 4.6 \cdot 7000 \cdot 0.4 \cdot 0.75 = 9660 \quad (5.4)$$

Враховується тільки працююче обладнання.

N_k - потужність компресорів, кВт;

n - коефіцієнт використання потужності;

β - коефіцієнт одночасності роботи обладнання.

Річні витрати на електроенергію електричного котла

$$q_e^K = 20 \cdot 7000 = 140000 \text{ кВт} \cdot \text{год.} \quad (5.5)$$

$$C_e^K = q_e^K \cdot a_e = 140000 \cdot 1.68 = 235200 \quad (5.6)$$

Розрахунок собівартості тепла

Собівартість МДж тепла теплового насоса розраховуємо за такою формулою:

$$C_{1000}^{\text{ТНС}} = C_{\text{сб}}^{\text{ТНС}} \cdot \frac{1000}{C_p^{\text{ТНС}}} = 16228 \cdot \frac{1000}{504 \cdot 10^6} = 0,032 \text{ грн/МДж} \quad (5.7)$$

де

$C_{1000}^{\text{ТНС}}$ - собівартість МДж тепла теплового насоса;

$C_{\text{сб}}^{\text{ТНС}} = C_e^{\text{ТНС}}$ - річні експлуатаційні витрати електроенергії тепловим насосом.

Собівартість МДж тепла електричного котла розраховуємо за такою формулою:

$$C_{1000}^K = C_{\text{сб}}^K \cdot \frac{1000}{C_p^K} = 235200 \cdot \frac{1000}{504 \cdot 10^6} = 0,46 \text{ грн/МДж} \quad (5.8)$$

Розрахунок наведених витрат

Економічно доцільний варіант системи опалення визначається по мінімуму приведених затрат:

$$Z_i = C_i \cdot E_n \cdot K_i \quad (5.9)$$

Розрахунок наведених витрат для ТНС:

$$V_{\text{ТНС}} = C_e^{\text{ТНС}} + E_n \cdot K_{\text{ТНС}} = 16228 + 0.15 \cdot 695282 = 120520 \text{ грн}$$

де

$V_{\text{ТНС}}$ - приведені витрати для теплонасосної системи, грн;

$C_e^{\text{ТНС}}$ - річні експлуатаційні витрати ТНС, грн;

E_n - нормативний коефіцієнт порівняльної економічної ефективності;

$K_{\text{ТНС}}$ - капітальні вкладення для ТНС, грн.

Розрахунок наведених витрат для електричного котла:

$$V_K = C_e^K + E_n \cdot K_K = 235200 + 0.15 \cdot 141540 = 256431 \text{ грн} \quad (5.10)$$

де

V_K - приведені витрати для електричного котла, грн;

C_e^K - річні експлуатаційні витрати електричного котла, грн;

E_n - нормативний коефіцієнт порівняльної економічної ефективності;

K_K - капітальні вкладення для електричного котла, бойлера та інш, грн.

Річний економічний ефект

$$E_p = (C_e^K + E_n \cdot K_K) - (C_e^{\text{ТНС}} + E_n \cdot K_{\text{ТНС}}) = 256431 - 120520 = 135911 \text{ грн} \quad (5.11)$$

де

C_e^K - річні експлуатаційні витрати електричного котла, грн;

$C_e^{\text{ТНС}}$ - річні експлуатаційні витрати ТНС, грн;

K_K - капітальні витрати електричного котла, грн;

$K_{\text{ТНС}}$ - капітальні витрати ТНС, грн;

E_n - галузевий коефіцієнт ефективності капіталовкладень, $E_n = 0.15$;

Розрахунок терміну окупності ТНС

Розрахунок терміну окупності проводиться за формулою:

$$T = \frac{K_{\text{ТНС}} - K_{\text{К}}}{C_{\text{К}} - C_{\text{ТНС}}}; \quad (5.12)$$

$$T = \frac{695282 - 141540}{256431 - 120520} \approx 3.8$$

Нормативний термін окупності $T_{\text{н}} = 6,7$ років [32]. $T < T_{\text{н}}$.

Для наглядності зведемо дані, по техніко-економічному обґрунтуванню проекту установки на об'єкті дослідження в таблицю 5.3

Таблиця 5.3 – Підсумкові дані по техніко-економічному обґрунтуванню

Техніко-економічні показники	ТНС	Електричний котел
1. Теплова продуктивність Q_{h} , кВт	20	20
2. Приведені витрати, грн	120520	256431
3. Річне споживання електроенергії, кВт·ч/год	16228	235200
4. Капітальні вкладення, грн	695282	141540
5. Собівартість ГДж тепла, грн	0,3	46
6. Річний економічний ефект, грн	135911	
7. Термін окупності, рік	3,8	

6. ОХОРОНА ПРАЦІ

В даному дипломному проекті розробляється індивідуальна система тепlopостачання житлового будинку. Система тепlopостачання побудовано для забезпечення будинку гарячою водою для системи опалення та підігріву води. У даній дипломній роботі запроектовано основне обладнання для тепlopостачання:

- тепловий насос;
- циркуляційні та подаючі насоси системи опалення;
- геліосистема для гарячого водопостачання

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

6.1 Захист від ураження електричним струмом

З метою виникнення можливих електротравм при експлуатації електрообладнання тепlopункту проектом його реконструкції передбачено:

- ізоляція нормально струмоведучих частин з опором $R_{зг} \geq 1$ кОм; допускається експлуатація електроустановок при зниженні опору ізоляції до 0,5 кОм [33];
- блокуюче та огорожуюче обладнання виконане так, щоб знімати чи відкривати його можна тільки за допомогою ключів чи інструменту[33];
- живлення ламп накаливання загального освітлення здійснюється від трифазної мережі перемінного струму 380/220 В з глухо заземленою нейтраллю, та занулення висота підвішування ламп 3,5м[33];
- передбачено мережу розеток 12 В для переносного освітлення[33];
- для захисту людей від помилкових дій та випадкового дотику до струмоведучих частин застосована різнокольорова ізоляція провідників окремих елементів електросхем, таблички та написи з позначенням робочих

напруг, попереджувальні знаки, використання напруги до 42 В для підключення електроінструменту [33];

- для захисту людей від ураження електричним струмом, від дії електричної дуги, всі установки забезпечуються засобами захисту, а також засобами забезпечення першої медичної допомоги відповідно до «Правила використання и випробування засобів захисту, які використовуються в електроустановках»;

- наявність надійного та швидкодіючого автоматичного відключення частин електрообладнання, яке випадково виявилось під напругою та пошкоджених частин електромереж[33].

6.1.1 Розрахунок системи заземлення

При пробі фазы на корпус електроустановки створюється коротке замикання, яке викликає відключення електроустановки від мережі.

Заземлювач – провідна частина (провідник) або сукупність з'єднаних між собою провідних частин (провідників), які перебувають в електричному контакті із землею безпосередньо або через проміжне провідне середовище, наприклад, бетон [34] .

Заземленню підлягає обладнання із струмовідними частинами з напругою 380/220 В, частота 50 Гц. Грунт – чорнозем, питомий опір якого визначається при сухому ґрунті, який дорівнює 20 Ом·м. Заземлюючий контур – прямокутник 5×15 м. Для вертикальних стрижнів взята кутова сталь №4, 40×40 мм. Довжина стрижнів 2,5 м. Відстань між стрижнями 5 м. Глибина закладки стрижнів 0,6 м. Природних заземлювачів немає.

Згідно нормативним значенням опору заземлювального пристрою в електроустановках напругою 220 В, максимальне допустиме значення опору становить:

$$R_3 \leq 4 \text{ Ом}$$

Визначаємо потрібний опір штучного заземлювача:

$$R_{\text{шт}} = \frac{R_{\text{п}} \cdot R_3}{R_{\text{п}} - R_3}, \quad (6.1)$$

Так як опір природного заземлювача відсутній, можемо записати:

$$R_{\text{ш}} = R_3$$

$$R_{\text{ш}} \leq 4 \text{ Ом}$$

Розраховуємо питомий опір землі за формулою:

$$\rho = \rho_{\text{вим}} \cdot \psi, \quad (6.2)$$

де: $\rho_{\text{вим}}$, - питомий опір землі що визначається при сухому ґрунті,

ψ , - коефіцієнт сезонності що враховує замерзання або висихання ґрунту

$$\rho = 30 \cdot 1.35 = 40.5 \text{ Ом} \cdot \text{м}$$

Визначаємо опір розтікання струму одиночного вертикального заземлювача становить:

$$R_B = \frac{\rho}{2\pi \cdot l_B} \cdot \left(\lg \cdot \frac{2 \cdot l_B}{d} + \frac{1}{2} \cdot \lg \cdot \frac{4t_B + l_B}{4t_B - l_B} \right), \quad (6.3)$$

Де ρ – розрахунковий питомий опір землі

d – діаметр стрижня заземлення, у разі використання матеріалів не круглого перерізу шукається еквівалентний діаметр

$$d = d_{\text{ЕКВ}}$$

$$d_{\text{ЕКВ}} = 0,95 \cdot b$$

$d_{\text{ЕКВ}}$ – еквівалентний діаметр стрижня заземлення

b – довжина сторони кутника

l_B – довжина стрижня заземлення

t_B – відстань від поверхні ґрунту до середини вертикального стрижня

$$t_B = t_0 + \frac{l_B}{2}, \quad (6.4)$$

t_0 – відстань від поверхні до початку заземлюючого стрижня

$$d_{\text{ЕКВ}} = 0,95 \cdot 0.004 = 0.038 \text{ м}$$

$$d = 0.038 \text{ м}$$

$$t_B = 0.6 + \frac{2.5}{2} = 1.85 \text{ м}$$

$$R_B = \frac{27}{15.708} \cdot \left(\lg \cdot \frac{2 \cdot 2.5}{0.038} + 0.5 \cdot \lg \cdot \frac{4 \cdot 1.85 + 2.5}{4 \cdot 1.85 - 2.5} \right) = 8.99 \text{ Ом}$$

Знаходимо приблизну кількість стрижнів:

$$n' = \frac{R_B}{R_{ш}}, \quad (6.5)$$

$$n' = \frac{8.99}{4} = 2.25 \approx 2 \text{ шт}$$

Виходячи з розмірів контуру:

$$n = \frac{P}{a}, \quad (6.6)$$

де: P - периметр квадрата заземлення

a - відстань між стрижнями

$$n = \frac{40}{5} = 8 \text{ шт}$$

Отже отримуємо, що кількість стрижнів 8.

Коефіцієнт використання вертикальних стрижнів розміщених по контуру при кількості 8 штук становить:

$$\eta_B = 0.78$$

Знаходимо розрахунковий опір розтікання струму при прийнятті кількох стрижнів:

$$R_{Роз}^B = \frac{R_B}{n \cdot \eta_B}, \quad R_{Роз}^B = \frac{8.99}{8 \cdot 0.78} = 1.44 \text{ Ом} \quad (6.7)$$

Знаходимо опір розтікання струму у з'єднувальній смужці за формулою:

$$R_{Гор} = 0.366 \cdot \frac{\rho}{l_{Гор}} \cdot lg \cdot \frac{2 \cdot l_{Гор}^2}{t_{Гор} \cdot b'}, \quad (6.8)$$

де:

$l_{Гор}$ - довжина стрічки

$$l_{Гор} = P = 40 \text{ м}$$

$t_{Гор}$ - відстань від поверхні до середини стрічки

$$R_{Гор} = 0.366 \cdot \frac{27}{40} \cdot lg \cdot \frac{2 \cdot 40^2}{0.7 \cdot 0.04} = 1.88 \text{ Ом}$$

Знаходимо опір розтікання струму у з'єднувальній смужці із врахуванням коефіцієнта екранування:

$$R_{Роз}^{Гор} = \frac{R_{Гор}}{n_{Гор} \cdot \eta_{Гор}},$$

(6.9)

де

$n_{\text{Гор}}$ – кількість горизонтальних стрижнів

$\eta_{\text{Гор}}$ – коефіцієнт використання горизонтальних стрижнів розміщених по контуру

$$R_{\text{Поз}}^{\text{Гор}} = \frac{1.88}{1 \cdot 0.6} = 3.128 \text{ Ом}$$

Розраховуємо еквівалентний опір ґрунтового заземлення:

$$R = \frac{1}{\frac{1}{R_{\text{Поз}}^{\text{Гор}}} + \frac{1}{R_{\text{Поз}}^{\text{В}}}}, \quad (6.10)$$

$$R = \frac{1}{\frac{1}{3.128} + \frac{1}{1.44}} = 0.986 \text{ Ом}$$

Отримане значення опору задовольняє нерівності $R \leq R_3$, оскільки $0,986 \leq 4$, то розрахунок проведений правильно.

6.2 Протипожежні заходи

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

За пожежною безпекою, згідно ДСТУ Б В.1.1-36:2016, приміщення овочесховища відноситься до категорії "В".

Будівля та приміщення забезпечуються необхідною кількістю вогнегасників, згідно з вимогами загальнодержавних Правил пожежної безпеки в Україні, які встановлюються в легкодоступних та помітних місцях (коридорах, біля входів або виходів з приміщень) таким чином, щоб вони не заважали під час евакуації.

Відстань від можливого осередку пожежі (найбільш віддаленого місця у приміщенні) до місця розташування вогнегасника не повинна

перевищувати 20 м. Місця знаходження вогнегасників позначаються вказівними знаками, згідно з чинними державними стандартами.

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

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

Встановлюється охоронно-пожежна сигналізація автономного типу [35].

6.3 Освітлення

Для нормальної зорової роботи в підвальному приміщенні передбачено такі умови, за яких не виникають професійні захворювання або виробничий травматизм. Освітлення має відповідати встановленим нормативам та характеру зорової виробничої діяльності.

6.3.1 Розрахунок штучного освітлення

Для роботи з обладнанням забезпечується відповідне освітлення підвального приміщення, а саме місця, де розташовано обладнання сонячної електростанції (інвертор, АКБ) та тепловий насос. Для цього визначаємо вид зорових робіт, які будуть виконуватися при нормальній роботі обладнання, ремонті та аварійному режимі. Норми освітленості і КПО підвалу, відповідно до ДБН В.2.5.28:2018 занесемо до таблиці 6.1.

Таблиця 6.1. – Норми освітленості і КПО підвалу, згідно ДБН В.2.5-28:2018

Розряд і підрозряд здорової роботи	Освітлення, лк		КПО, %	
	Штучне		Природне	Суміщене
	Комбіноване	Загальне	Верхнє і бічне	Верхнє і бічне
IV в	400	200	4 і 5	2.4 і 0.9

Критерієм природного освітлення прийнятий коефіцієнт природної освітленості (КПО):

$$E = \frac{E_{\text{вн}}}{E_{\text{зов}}} \cdot 100, \quad (6.11)$$

де $E_{\text{вн}}$ – внутрішня природна освітленість, яка вимірюється відповідно в контрольній точці усередині приміщення і зовні, лк;

$E_{\text{зов}}$ – зовнішня природна освітленість дифузійним світлом усього неба, значення якої визначається одночасно з $E_{\text{вн}}$, лк;

Загальні роботи, які виконуються в приміщеннях, відносяться до IV в розряді зорових робіт. Нормативне значення коефіцієнта природної освітленості для III-го поясу світлового клімату дорівнює e^{III} - 1,28% для бічного освітлення по [36].

Для світлового клімату:

$$e^{\text{IV}} = e^{\text{III}} \cdot m \cdot c, \quad (6.12)$$

де $m = 0,9$ і $c = 0,95$ – відповідно коефіцієнт світлового клімату і коефіцієнт сонячності клімату, значення яких приводиться в [36].

$$e^{\text{IV}} = 1.28 \cdot 0.9 \cdot 0.95 = 1.09 \%$$

Штучне освітлення здійснюється системами загального (рівномірного або локалізованого) і комбінованого освітлення (до загального додається місцеве).

В адміністративних приміщеннях освітлення передбачається таким, щоб працюючі люди могли без напруги зору виконувати свої обов'язки.

Нормується величина освітленості $E_{\text{в}}$ люксах, згідно [36].

Вибір мінімальної освітленості виконано у відповідності до ПУЕ. Вибір джерел освітлення виконано відповідно до призначення приміщень.

Систему освітлення прийнято загальну рівномірну, припустиме значення величини освітленості для адміністративних приміщень – 300 лк. Світильники – люмінесцентні ЛБ, нормального типу виконання.

Для контролю освітленості передбачено люксметр типу Ю-117 раз на рік та після ремонту світильників та заміни ламп.

6.4 Вентиляція

Мікрокліматичні умови виробничих приміщень характеризуються наступними показниками: температурою повітря, відносною вологістю повітря,

швидкістю руху повітря та інтенсивністю теплового (інфрачервоного) опромінення, температурою поверхні.

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

Джерелами додаткового підвищення температури повітря є: технологічне устаткування, яке має високі температури нагріву; нагріті до високих температур деталі і розплавлені матеріали. Для підтримання нормативних параметрів мікроклімату в обчислювальному комплексі додатково впроваджено систему вентиляції та кондиціонування повітря.

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

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

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

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

Розрахунок габаритів витяжного зонта

Припливні відсмоки активуються плоскими і компактними припливними струменями, які захоплюють навколишнє повітря і направляють його до місцевого відсмоку. Припливний потік повинен проходити в зоні шкідливих виділень і направлятися до центру всмоктуючого отвору, до того ж кількість відсмоктуючого повітря повинна перевищувати кількість повітря, що поступає з припливним потоком.

Зонти активуються піддувом по периметру, як показано на рисунку 6.1.



Рисунок 6.1 - Зображення витяжного зонта

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

За [37] виконаємо наступні розрахунки.

Вважаємо відсмоктування круглого перерізу.

Відстань від припливного отвору до критичного перерізу:

$$x_{кр} = 0,848 \cdot B, \quad (6.13)$$

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

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

Осьову швидкість припливного потоку в критичному перерізі приймаємо $v_{мін} = 2$ м/с.

Середню швидкість в п припливному отворі приймаємо $v_1 = 6$ м/с.

Швидкість всмоктування:

$$v_2 = 2,5 \cdot v_{кр} = 5 \text{ м/с.}$$

Звідси, діаметр припливного отвору

$$d_1 = 0,138 \cdot B \cdot v_{мін} / v_1, \quad (6.14)$$

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

Діаметр всмоктуючого отвору

$$d_1 = 0,196 \cdot B \cdot (v_{мін} / v_2)^{1/2}, \quad (6.15)$$

$$d_1 = 0,196 \cdot 1,5 \cdot (2/5)^{1/2} = 0,058 \text{ м.}$$

Об'єм припливного повітря

$$L_1 = 55 \cdot B^2 \cdot v_{\text{мін}}^2 / v_1, \quad (6.16)$$

$$L_1 = 55 \cdot 1,5^2 \cdot 2^2 / 6 = 82,5 \text{ м}^3 / \text{год.}$$

Об'єм всмоктуючого повітря

$$L_2 = 100 \cdot B^2 \cdot v_{\text{мін}}, \quad (6.17)$$

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

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

6.5 Долікарська допомога

При ураженні електричним струмом необхідно якомога швидше звільнити потерпілого від струмопровідних частин обладнання[33].

Дотик до струмопровідних частин (мережі під напругою) у більшості випадків призводить до судом м'язів, людина самотійно не в змозі відірватися від провідника. Тому необхідно швидко відключити ту частину електрообладнання, до якої доторкається людина.

При звільненні потерпілих від струмопровідних частин або проводу в електроустановках напругою до 1000 В відключають струм, використовуючи сухий одяг, палицю, дошку, шапку, сухі рукавиці, рукав одягу, діелектричні рукавиці. Провідники перерізають інструментом з ізольованими ручками, перерубують сокирою з дерев'яним сухим топорищем. Потерпілого можна також відтягнути від струмопровідних частин за одяг, уникаючи дотику до навколишніх металевих предметів та до відкритих частин тіла потерпілого. Відтягуючи потерпілого за ноги, не можна торкатися його взуття, оскільки воно може бути сирим і стає провідником електричного струму. Той, хто надає допомогу, повинен одягнути діелектричні рукавиці або обмотати їх шарфом, натягнути на них рукав піджака або пальта. При звільненні потерпілих в електроустановках з напругою понад 1000 В слід користуватися діелектричними рукавицями і взути діелектричні боти; діяти ізолюючою штангою або ізолюючими кліщами. Можна замкнути або заземлити провідники (замкнути дроти накоротко, накинувши на них попередньо заземлений провід). Після звільнення потерпілого від струмопровідних частин слід винести його з

небезпечної зони. Без засобів захисту пересуватися в зоні розтікання струму по землі слід не відриваючи ноги одна від одної.

Кожен працівник, обслуговуючий оперативний персонал повинні знати правила долікарської допомоги, способи штучного дихання і масажу серця. Долікарську допомогу потерпілому надають на місці нещасного випадку.

Способи штучного дихання бувають: ручні та апаратні. Ручні менш ефективні, але можуть застосовуватись негайно при порушенні дихання у потерпілого. При виконанні штучного дихання “з рота в рот”, та “з рота в ніс” в рот або в ніс потерпілого рятівник видихає зі своїх легенів в легені потерпілого об’єм повітря в кількості 1000-1500 мл. Цей метод найбільш ефективний, однак можлива передача інфекції, тому використовують носовичок, марлю, спеціальну трубку.

Підготовка до штучного дихання.

1. Звільнити потерпілого від одягу – розв’язати галстук, розстебнути комір.
2. Покласти потерпілого на спину на горизонтальну поверхню.
3. Відвести голову потерпілого максимально назад, доки його підборіддя не стане на одній лінії з шиєю. При цьому положенні язик не затуляє вхід до гортані, вільно пропускає повітря до легенів. Разом з тим при такому положенні голови рот розкривається. Для збереження такого положення голови під лопатки кладуть валик із згорнутого одягу.

4. Пальцями обслідувати порожнину рота і якщо там є кров, слиз тощо, їх необхідно видалити, вийнявши також зубні протези; за допомогою носовичка або краю сорочки вичистити порожнину рота. Обов’язково провести штучне дихання.

Виконання штучного дихання

Голову потерпілого відводять максимально назад і пальцями затискають ніс (або губи). Роблять глибокий вдих, притискають свої губи до губ потерпілого і швидко роблять глибокий видих йому до рота. Вдування повторюють кілька разів, з частотою 12-15 разів на хвилину. З гігієнічною метою рекомендується рот потерпілого прикрити шматками тканини

(носовичок, бинт тощо). Якщо пошкоджене обличчя, проводити штучне дихання із «легенів у легені» неможливо, треба застосувати метод стиснення і розширення грудної клітки шляхом складання і притискання рук потерпілого до грудної клітки з їх наступним розведенням у боки. Контроль за надходженням повітря з легенів потерпілого здійснюється за розширенням грудної клітки при кожному вдиханні. Якщо після вдихання грудна клітка потерпілого не розправляється – це ознака непрохідності шляхів дихання. Найкраща прохідність шляхів дихання забезпечується за наявності трьох умов: максимального відведення голови назад; відкривання рота; висування вперед нижньої щелепи.

При появі у потерпілого перших слабких вдихів слід поєднати штучний вдих з початком самостійного вдиху. Штучне дихання слід проводити до відновлення глибокого ритмічного дихання.

Штучне дихання у більшості випадків треба робити одночасно з масажем серця.

Зовнішній масаж серця

Зовнішній масаж серця – це ритмічне стиснення серця між грудниною та хребтом. Треба знайти розпізнавальну точку – мечоподібний відросток груднини, – він знаходиться знизу грудної клітини над животом. Стати треба з лівого боку від потерпілого і покласти долоню однієї руки на нижню третину груднини, а поверх – долоню другої руки. Ритмічними рухами треба натискати на груднину (з частотою 60 разів на хвилину). Сила стиснення має бути такою, щоб груднина зміщувалась в глибину на 4-5 см. Масаж серця доцільно проводити паралельно зі штучним диханням, після чого після 2-3 штучних вдихів роблять 15 стискань грудної клітки. При правильному масажі серця під час натискання на груднину відчуватиметься легкий поштовх сонної артерії і звуться протягом кількох секунд зіниці, а також порожевіє шкіра обличчя і губи, з'являться самостійні вдихи.

ОСНОВНІ ВИСНОВКИ

Даний дипломний проект бакалавра являє собою реальний проект систем опалення та кондиціонування повітря індивідуального житлового будинку з використанням ґрунтового теплового насосу у селі Кошари Одеської області, і складається з низки теплотехнічних розрахунків і технічних рішень, направлених на реалізацію інженерних систем будівлі, що розглядається. Система опалення відповідає всім сучасним нормам з енергозбереження, автоматизації роботи інженерних систем та охорони праці експлуатації інженерних систем.

У даній дипломному проекті було виконано наступний обсяг робіт:

1. Розраховано теплові втрати приміщення;
2. Розраховано надходження теплоти до приміщень об'єкта проектування;
3. Розраховано ґрунтовий теплообмінник та СК;
4. Виконано розрахунок опалення і кондиціонування будинку;
5. Вибрано обладнання системи опалення та ГВП;
6. У розділі з охорони праці розглянуті питання по забезпеченню безпеки в надзвичайних ситуаціях.

Технічні рішення, прийняті в роботі, відповідають умовам екологічних, санітарно-гігієнічних та інших діючих норм і забезпечують безпечну для життя та здоров'я людей, експлуатацію будівлі. Для отриманих теплових втрат приміщення, враховуючи оптимальні умови роботи ґрунтових теплообмінників, було розраховано вертикальний теплообмінник для теплонасосної системи опалення. При розробці проекту були витримані вимоги таких керівних та нормативних документів:

ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування»;

ДБН В.1.1-7-2002 «Пожежна безпека об'єктів будівництва»;

ДБН В.2.6-31:2006 «Конструкції будинків і споруд. Теплова ізоляція будівель».

Список літературних джерел

1. Закон України про енергозбереження: №74/94 від 1.07.1994 р. [Текст] / Закони України. – Київ, 1997. – Т. 7. – С. 281–291.
2. Про стимулювання споживачів природного газу і теплової енергії до переходу на електричне опалення та гаряче водопостачання [Текст] / Постанова кабінету міністрів від 9.07.2014.
3. Степаненко В. А., Афанасьєв А. С. «Теплові насоси в системах теплопостачання та кондиціонування міст та будівель України у 21 столітті»// Міжнародна конференція "Теплові насоси", 2013 г.
4. Мацевітій Ю. М., Чиркин Н. Б., Остапчук В. Н., Богданович Л. С., Клепанда А. С. «Альтернативна система теплопостачання на базі теплового насоса із ґрунтовим теплообмінником»// Енергозбереження, енергетика, енергоаудит, № 8, 2007 г.
5. Мацевітій Ю. М., Чиркин Н. Б., Богданович Л. С., Клепанда А. С. Про раціональне використання теплонасосних технологій в економіці України. // Енергозбереження
6. Ткаченко С. Й. Парокомпресійні теплонасосні установки в системах теплопостачання: монографія / С. Й. Ткаченко, О. П. Остапенко. – Вінниця: ВНТУ, 2009. – 176 с.
7. Низькопотенційна енергетика : навч. посіб. / А. О. Редько, М. К. Безродний, М. Г. Загорученко та ін. ; під ред. акад. НАНУ А. А. Долинського. - Харків : ТОВ «Друкарня Мадрид», 2016. 44 - 46 с
8. Арсеньєв В. М. Теплові насоси: основи теорії і розрахунку : навчальний посібник / В. М. Арсеньєв, С. С. Мелейчук. – Суми : Сумський державний університет, 2018. – 364 с.
9. Будівельна кліматологія: ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 – [Чинний від 2011-11-01]. / Мінрегіонбуд України. – К.: Укрархбудінформ, 2011. – 123 с. – (Національний стандарт України)

10. Боженко М.Ф. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти: Навч. посіб./ М.Ф.Боженко, В.П.Сало, – К.: ІВЦ „Видавництво «Політехніка»”, 2004. – 192 с.

11. Розпорядження Одеського міського голови № 937 від 27.10.2021 р. <https://www.omr.gov.ua/ru/acts/mayor/186619/>; <https://omr.gov.ua/ua/news/227172/>

12. М.А. Мартиняк «Тепловий насос» М.: «Інфра-М», 2006г., с.- 416.

13. Э.В. Гурусов, С.Н. Бобылев, А.Л. Новоселов, Н.В. Чепурних «Екологія та економіка теплоносних установок» М.: «ЮНІТІ-ДАНА», 2007г., с.-519.

14. Перхуткіна В.П. «Довідник інженера з охорони навколишнього середовища (еколога)»М.: «Інфра - Інженерія», 2006г.с.-864.

15. В.И. Кучигин «Моделювання процесів роботи гарячого водопостачання» М.:АСВ, 2003г.с.- 228.

16. Буркинський В. Екологічно чисте тепло обладнання. Наукові засади впровадження та розвитку // Вісн. НАН України. — 2006. — № 5. — С. 11—17. Журнал «Екологічні системи та прилади» №2, 2006г., с.-48.

17. Довідник за системами опалення / Л.Л. Паль, Я.Я. Кару, Х.А. Мельдер, Б.Н. Репин и др. М.: «Вища школа», 1994г.с. - 336.

18. Kostikov A. O.. The influence of the thermal state of the soil on the efficiency of a heat pump installation with an underground heat exchanger./A. O. Kostikov// Power engineering: economics, technology, ecology. - 2009. - pp. 32-40.

19. Безродний М.К. Енергоефективність теплонасосно-рекуператорної системи водяного опалення і вентиляції з використанням теплоти ґрунту та вентиляційних викидів/М.К.Безродний, С.О.Ословський//Енергетика: економіка, технології, екологія.- 2018.-№ 3.-С.95-103.

20. Безродний М. К. Аналіз комбінованої теплонасосної схеми опалення з використанням теплоти атмосферного повітря і стічних вод будівлі / М. К. Безродний, Н. А. Притула С. А. Ословський, // Енерготехнолог і ресурсозбереження. - 2018. -№ 5. - С. 12-20.

21. J. Lund. Geothermal (ground-source) heat pumps a world overview / В.

Sanner, L. Rybach, R. Curtis, G. Hellstrom // GHC BULLETIN. - September 2004. - P. 1 - 10.

22. Зімін Л.Б. Аналіз ефективності теплоносорних систем утилізації теплоти каналізаційних стоків для теплопостачання соціальних об'єктів / Л.Б. Зімін, Н.М. Фіалко // Промислова теплотехніка. - 2008. - №1. - С. 142 - 160.

23. Кордас О. Моделювання енергетичних характеристик геотермальних систем / О. Кордас, Е.И. Никифорович // Прикладна гідромеханіка. - 2014. - № 1. -С. 211-243.

24. Carvalho A.D. Ground source heat pump carbon emissions and primary energy reduction potential for heating in buildings in Europe - results of a case study in Portugal./ A.D. Carvalho, D. Mendrinós, A.T. De Almeida// Renewable and Sustainable Energy Reviews. - 2015. - pp. 755-768.

25. Випробування сонячного колектора / Метод. вказівки до виконання лабораторної роботи з курсу „Нетрадиційні та поновлювані джерела енергії” для студ. спец. „Енергетичний менеджмент”, „Екологія та охорона навколишнього середовища”, / Уклад: В.В. Дубровська, В.І. Шкляр, Є.О. Северин – К., 2014.- 28с

26. <https://romstal.ua/ru/product/9347-modulnyj-teplovyj-nasos-flexotherm-exclusive-vwf-197-4-teplova-pot-19-7kvt-kholodpot-22-3-kvt>

27. <https://home-energy.com.ua/alternativnaya/solar-collectors/vacuum-solar-collectors/axioma-energy-ax-30hp24.html>

28. <https://aquatoria.kiev.ua/prajs>

29. <https://kermi.net.ua/product/viessmann-vitotron-100-VLN3-24/>

30. <https://it-climate.com.ua/shop/product/konditsioner-leberg-ls-18brn-lu-18brn-brannen>

31. <https://vencon.ua/products/tesy-gcv-2005624c-d06-s2rc>

32. Капінос Г. І. Операційний менеджмент / Г. І. Капінос, І. В. Бабій. – К. : Центр навчальної літератури, 2013. – 352 с

33. ДСТУ ІЕС 61140:2015 «Захист проти ураження електричним струмом. Загальні аспекти щодо установок та обладнання»

34. Правила улаштування електроустановок. Розд. 1. Загальні правила. Гл. 1.7 Заземлення і захисні заходи електробезпеки. – К.: ОЕП "ГРІФРЕ", 2017. – 91с.

35. ДБН В.1.1.7-2002. Пожежна безпека об'єктів будівництва. – Чинні від 2013-05-01 – К.: Держбуд України, 2003. – 42 с.

36. ДБН В2.5.–28–2018 «Природне і штучне освітлення»;

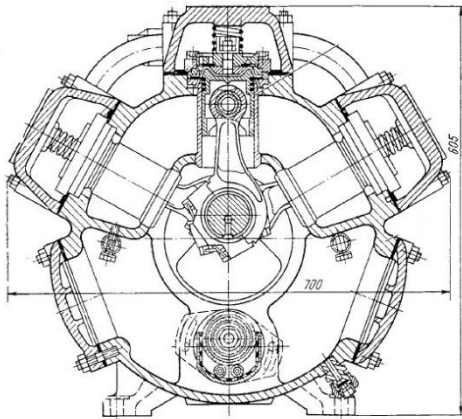
37. ДСН 3.3.6.042–99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень»;

ДОДАТКИ

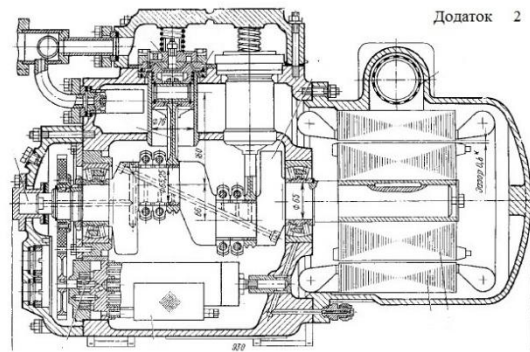
Характеристики електродвигунів для
безсальникових компресорів

Додаток 1

Електродвигун	Потужність, кВт	Частота обертів, с ⁻¹ (об/мин)
4ABP112A4БФ	1,5	—
4ABP1126БФ	2,2	—
4ABP1124БФ	3,0	24(1440)
4ABP112В4БФ	4,0	—
4ABP1122БФ	5,5	—
4ABP1326БФ	4,0	—
4ABP132A4БФ	5,5	24(1440)
4ABP1326БФ	5,5	—
4ABP1324БФ	7,5	—
4ABP1804БФ	11,0	—
4ABP180A4БФ	15,0	24,7(1480)
4ABP180A4БФ	22,0	24,6(1475)
4ABP180В4БФ	30,0	24,2(1455)
4ABP180В4БФ	45	—
4ABP2504БФ	55	—
4ABP2504БФ	75	—
4ABP2504БФ	110	—
4ABP2502БФ	90	—
4ABP2002НБФМ	30	—

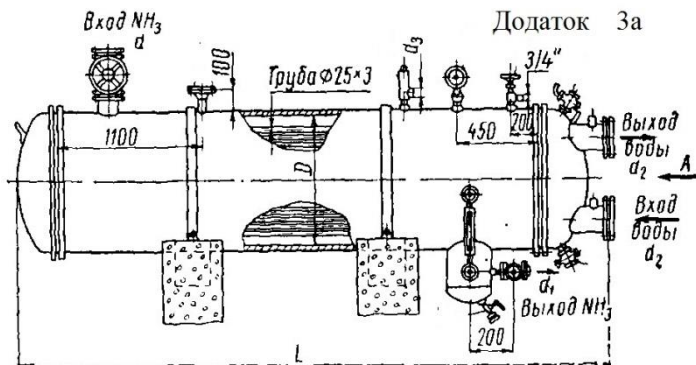
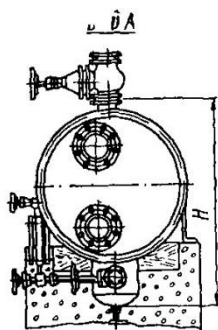


Конструктивні параметри компресора



Додаток 2

Марка компресора	Кількість циліндрів	Діаметр циліндра, мм	Хід поршня, мм	Частота обертів, с ⁻¹	Об'єм, списуваний поршнем, м ³ /ч	Холодопроемна здатність, кВт	Потребляемая мощность, кВт
ПГ5	2	42	32	48	14,8	5,8	2,6
ПГ7	3	42	32	48	22,2	8,7	3,9
ПГ10	4	42	32	48	29,6	11,6	5,2
ПБ5	1	67,5	45	24	13,9	6,5	2,5
ПБ7	1	67,5	65	24	20	9,5	3,5
ПБ10	2	67,5	45	24	27,7	13	5
ПБ14	2	67,5	65	24	40	19	6,9
ПБ14	2	67,5	65	24	40	30,5	6,7
ПБ20	4	67,5	45	24	55,4	26	10
ПБ20	4	67,5	45	24	55,4	28,4	9,1
ПБ28	4	67,5	65	24	79,9	38	13,8

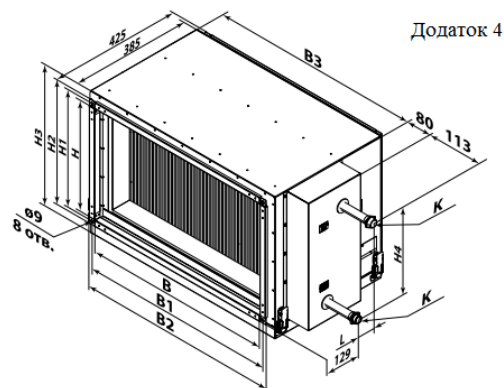


Додаток 3а

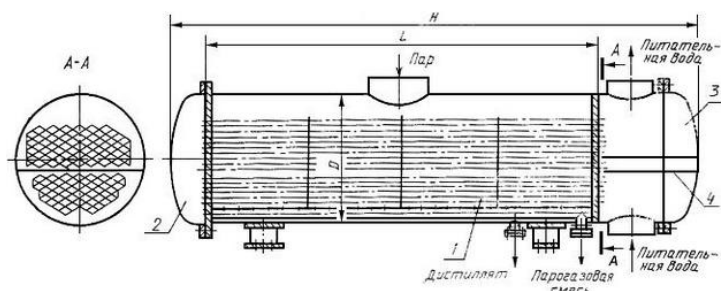
Кожухотрубний горизонтальний конденсатор

Додаток 3
Конденсатори кожухотрубні горизонтальні фреонові

Марка	Площадь действительной наружной поверхности $F_{\text{н}}$, м ²	Диаметр обечайки D , мм	Число труб $n_{\text{тр}}$	Довжина труб l , м	Число ходов z
КТР-4	4,8	194	23	1,0	4; 2
КТР-6	6,8	219	29	1,5	4; 2
КТР-9	9,0	273; 377	46; 53	1,0; 1,3	4; 2
КТР-12	12,8	377; 325	86	1,0; 1,2	4; 2
КТР-18	18,0	377; 325	86	1,8	4; 2
КТР-25	30,0	404	135	1,5	4
КТР-35	40,0	404	135	2,0	4
КТР-50	49,6	404	135	2,5	4
КТР-65	62,0	500	210	2,0	4; 2
КТР-85	92,5	500	210	3,0	4; 2
КТР-110	107	600	293	2,5	4
КТР-150	150	600	293	3,5	2
КТР-200	200	800	455	3,0	4; 2
КТР-260	260	800	455	4,0	2
КТР-380	407	900	680	4,0	-

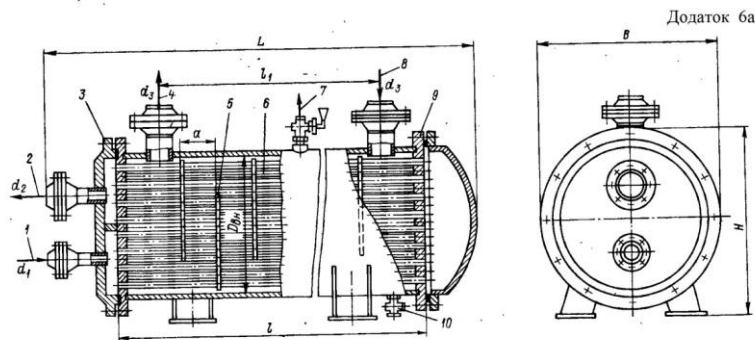


Охладжувач повітря каналний ОКВ



Горизонтальний кожухотрубний регенеративний теплообмінник

Додаток 5



Кожухотрубний випарник типу ТВР

1, 2 - вхід та вихід хладогенту; 3 - кришка; 4, 8 - вхід та вихід розсолу; 5 - поперечні перегородки для розсолу; 6 - теплообмінні труби; 7 - кран для спуску повітря; 9 - груба дошка; 10 - вентиль для зливу розсолу