

ДВНЗ «Донецький національний технічний університет»
Факультет комп'ютерно- інтегрованих технологій, автоматизації,
електроінженерії та радіоелектроніки
Кафедра електричної інженерії

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри

(підпис) О. Ю. Колларов
(ініціали, прізвище)
«__» _____ 2021 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
БАКАЛАВРА

на тему Модернізація системи опалення та вентиляції теплової мережі
Modernization of the heating and ventilation system of the heating network

Виконав: студент 4 курсу, групи ТЕП-17
(шифр групи)

напряму підготовки 144 «Теплоенергетика»
(спеціальності)

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Юхименко Вікторія Віталіївна
(прізвище та ініціали)

(підпис)

Керівник доц. к.ф.м..н, доц., Любименко О. М.
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Рецензент Доц, к.т.н., доц, Штепа О.А.
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Нормоконтроль:

Засвідчую, що у цій випускній кваліфікаційній роботі немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Любименко О. М.

Студент

(підпис)

(підпис)

.06.2021

.06.2021

(дата)

(дата)

Покровськ – 2021 р.

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
«ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»**

Факультет комп'ютерно- інтегрованих технологій, автоматизації,
електроінженерії та радіоелектроніки

Кафедра електричної інженерії

Освітній ступінь: бакалавр

Спеціальність: (144) теплоенергетика

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Завідувач кафедри

_____ (Колларов О. Ю.)

« » _____ 2021 р.

**ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

Юхименко Вікторія Віталіївна

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: _____

Модернізація системи опалення та вентиляції теплової мережі

Modernization of the heating and ventilation system of the heating network

керівник роботи Любименко Олена Миколаївна, к.ф.-м.н. наук, доц.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від _____ № 2

2. Строк подання студентом роботи 02 червня 2021 року.

3. Вихідні дані до роботи: _____

Теплова мережа відкритого типу, температура 95/70С, температура в приміщенні 22С, навколишнього середовища -21С

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

1. Дослідження шляхів модернізації системи вентиляції та опалення в літературі

2. Характеристика системи опалення та вентиляції теплової мережі

3. Тепловий розрахунок теплового насоса для опалення та вентиляції

4. Розробка заходів з охорони праці

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

Вісім слайдів презентаційного матеріалу.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розділи 1 – 3	Любименко О. М.		
Розділ 4	Колларов О. Ю.		
Нормоконтроль	Любименко О. М.		

7. Дата видачі завдання 05 травня 2021 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Розділ 1	03.05.21 – 12.05.21	
2.	Розділ 2	13.05.21 – 23.05.21	
3.	Розділ 3	24.05.21 – 27.05.21	
4.	Розділ 4	28.05.21 – 04.06.21	
5.			
6.			

Студент _____
(підпис)

Юхименко В.В.
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____
(підпис)

Любименко О. М.
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Юхименко Вікторія Віталіївна. Модернізація системи опалення та вентиляції теплової мережі / Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «бакалавр» за спеціальністю (144) «Теплоенергетика». – ДВНЗ ДонНТУ, Покровськ, 2021.

Дипломна робота складається зі вступу, основної частини, яка включає три розділи, висновків, списку використаних джерел та додатку з розділом по охороні праці та додатку с зауваженнями нормо контролера.

У першому розділі наведено теоретичний огляд де представлено, що можна модернізувати стару систему опалення за рахунок впровадження в систему опалення повітряного опалення з використанням теплового насосу або з двома джерелами тепла.

У другому розділі наведено характеристику системи опалення та вентиляції теплової мережі, де описано місця знаходження об'єкту, представлено розрахунок теплової схеми та проведено визначення температури води для опалення в тепловій мережі.

У третьому розділі наведено представлено тепловий розрахунок теплового насосу для опалення та вентиляції, описано умови його роботи, та наведено як само його включати до теплової мережі.

В додатках описано заходи з охорони праці.

Ключові слова: ТЕПЛОВИЙ НАСОС, ТЕМПЕРАТУРА, ВИТАРАТИ, ВОДА, ПАЛИВО, ОПАЛЕННЯ, ВЕНТИЛЯЦІЯ

SUMMARY

Yukhimenko viktoriya vitaliïvna. Modernization of the system and scorching and ventilation of thermal flue / Graduation qualification work for the degree of "bachelor" in the specialty (144) ""Heat power engineering". - DVNZ DonNTU, Pokrovsk, 2021.

Thesis consists of an introduction, the main part, which includes three sections, conclusions, a list of sources used and an appendix with a section on labor protection and an appendix with comments of the norm controller.

The first section provides a theoretical overview where it is presented that it is possible to modernize the old heating system by introducing air heating into the heating system using a heat pump or with two heat sources.

The second section describes the heating and ventilation system of the heating network, which describes the location of the object, presents the calculation of the heating scheme and determines the temperature of water for heating in the heating network.

The third section presents the heat calculation of the heat pump for heating and ventilation, describes the conditions of its operation, and describes how to connect it to the heating network.

The appendices describe labor protection measures.

Keywords: HEAT PUMP, TEMPERATURE, VITARATES, WATER, FUEL, HEATING, VENTILATION

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1. ДОСЛІЖЕННЯ ШЛЯХІВ МОДЕРНИЗАЦІЇ СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА ОПАЛЕННЯ.....	9
1.1. Особливості роботи систем вентиляції та опалення.....	9
1.2. Висновки по розділу 1	18
2. ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ ТА ВЕНТИЛЯЦІЇ ТЕПЛОВОЇ МЕРЕЖІ	20
2.1. Характеристика місця знаходження об'єкту	20
2.2. Розрахунок теплової схеми	23
2.3. Визначення температури води для опалення в тепловій мережі	32
2.4. Висновки по розділу 2	40
3. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОГО НАСОСУ ДЛЯ ОПАЛЕННЯ ТА ВЕНТИЛЯЦІЇ.....	41
3.1. Описання теплового насосу	41
3.2. Умови роботи теплового насосу в системі опалення та вентиляції	44
3.3. Висновок по розділу 3	57
ВИСНОВОК	58
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	60
ОДАТОК А. ОХОРОНА ПРАЦІ	62
ДОДАТОК Б. ПЕРЕЛІК ЗАУВАЖЕНЬ НОРМОКОНТРОЛЕРА ДО РОБОТИ.....	66

ВСТУП

На даний час більшість людей проживає в містах це призводить до того що всі вимагають кращих умов життя. Це в свою чергу створює умови для інтенсивного розвитку інфраструктури та розвитку комунальних послуг. Надання комунальних послуг базується на забезпечення населення водою, гарячою водою, опаленням в зимовий період, як житлових так і промислових будівель. Надання якісного опалення та вентиляції приміщень є на даний час дуже актуально вдається дотриматися оптимальних умов в подачі теплоносія до споживача. Причиною цьому можуть бути як і низькі температури, так і зношене старе обладнання мереж, старі котли, дороге паливо, несправні теплові трубопроводи. Тому модернізація система опалення та вентиляції при загальній тенденції економія може полягати в використанні альтернативні джерела енергії наряду з традиційними джерелами енергії. але щоб точно сказати що треба модернізувати треба знати витрати теплоносія, гарячі води, пари. Тому перед тим як перейти до надання рекомендацій по модернізації системи опалення та вентиляції теплової мережі ходять розрахунки для цієї теплової мережі.

Мета даної роботи провести розрахунок параметрів системи опалення та вентиляції теплової мережі.

Завдання роботи визначити ефективні параметри при роботі системи опалення та вентиляції теплової мережі

Предмет дослідження – витати теплоносія для опалення та вентиляції

Об'єктом дослідження є система опалення та вентиляції теплової мережі.

Методи дослідження в роботі - математичний аналіз, комп'ютерне моделювання, розрахунок параметрів, графа-аналітичний.

В випускній кваліфікаційній роботі бакалавра особистий внесок полягає в проведенні розрахунків теплового насоса для опалення та вентиляції, описанню умови його роботи, та наведенню як само його включати до

теплової мережі.

Випускна кваліфікаційна робота складається з основної частини, яка містить три розділи, висновки та розділ з охорони праці.

1. ДОСЛІЖЕННЯ ШЛЯХІВ МОДЕРНИЗАЦІЇ СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА ОПАЛЕННЯ

1.1. Особливості роботи систем вентиляції та опалення

В роботі [1] щоб зменшити споживання енергії системою опалення, вентиляції та кондиціонування було розроблено нову систему теплового повітря з подвійним джерелом тепла (DWAHS), представлено на рис.1.1.

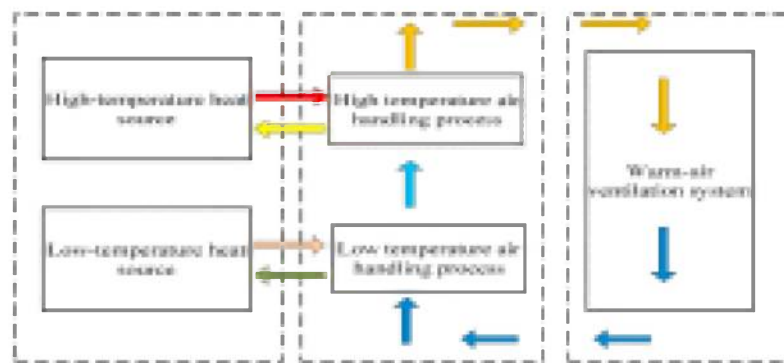


Рисунок 1.1 - Система теплового насосу з подвійним джерелом тепла (DWAHS)

Тепловий насос із подвійним джерелом тепла застосовувався для того, щоб вперше задовольнити процес сегментованого теплового повітря. Створено теоретичну модель системи, а екологічно чисті холодоагенти, такі як R290, R600, R134a, R600a та R1234yf, були прийняті в якості робочих рідин. Показники ефективності роботи системи, включаючи коефіцієнт енергоефективності (EER), об'ємну теплову потужність нагріву (q_v) та втрати ексергії (Ex_d), досліджувались та порівнювались із показниками звичайної теплової системи опалення з одним джерелом тепла (SWAHS). Результати показали, що DWAHS суттєво зменшує Ex_d , обробляючи припливне повітря,

сегментоване за допомогою гарячої води 35 і 60 ° С, яка одночасно подається від подвійного теплового насоса джерела тепла. Серед холодоагентів екологічні холодоагенти R290 та R600 демонстрували найкращі показники відповідно за низьких та високих температур повітря. Більше того, DWANS досягли приросту EER та q_v на 13,3% – 64,3% у порівнянні з SWANS при різних робочих температурах. Крім того, DWANS зменшив E_{hd} на 13,8% – 42,7% порівняно з SWANS. Нарешті, E_{hd} теплового насоса споживав значну частину теплової системи опалення E_{hd} при низьких температурах навколишнього середовища. Однак відсоток E_{hd} у процесі обробки повітря суттєво зростає із збільшенням температури навколишнього середовища.

В роботі [2] описано, що тепла енергія при температурі 75–100 ° С все частіше використовується в житлових та промислових сферах. Однак звичайні одноступінчасті теплові насоси повітряного джерела страждають від низької ефективності та поганих умов експлуатації при подачі такої високотемпературної теплової енергії. Для вирішення складних проблем був розроблений і експериментально досліджений новий одноступеневий рекуперативний високотемпературний тепловий насос із тепловим насосом для прямого нагріву водопровідної води, представлений на рис.1.2.

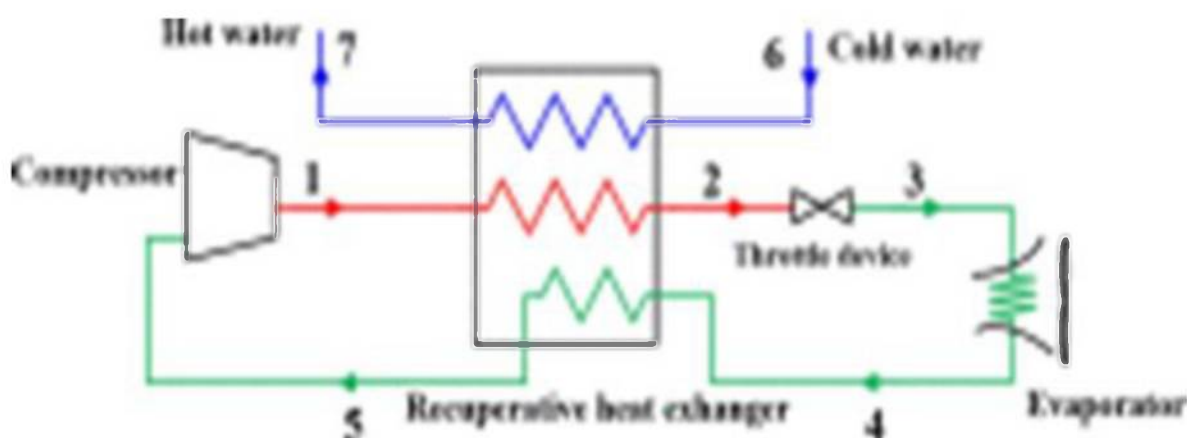


Рисунок 1.2 - Одноступінчастий рекуперативний високотемпературний повітряний тепловий насос

Внутрішня характеристика рекуперативного теплового насоса робить прототип простим, а компоненти легко отримати. Виявлено та проаналізовано ключові впливи відкриття дросельної заслінки, концентрації холодоагенту та витрати води на продуктивність системи за допомогою суміші холодоагенту н-гексану та пропілену. Результати показують чудову термодинамічну ефективність та робочий стан розробленого теплового насоса.

При нагріванні води від $23,70^{\circ}\text{C}$ до $91,68^{\circ}\text{C}$ система показує свою оптимальну продуктивність з коефіцієнтом продуктивності, ефективністю ексергії та коефіцієнтом стиснення 2,83, 27,97% та 2,86, відповідно, рис.1.3, та рис.1.4.

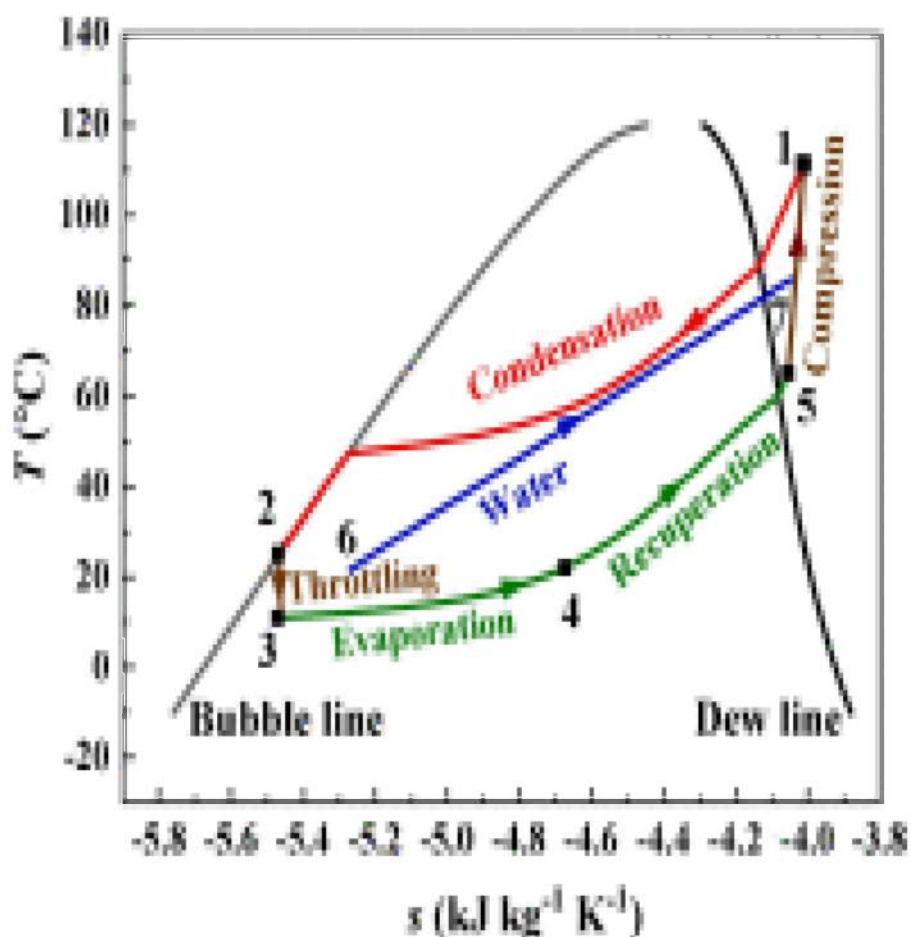


Рисунок 1.3 – Залежності для коефіцієнта продуктивності високотемпературного теплового насосу

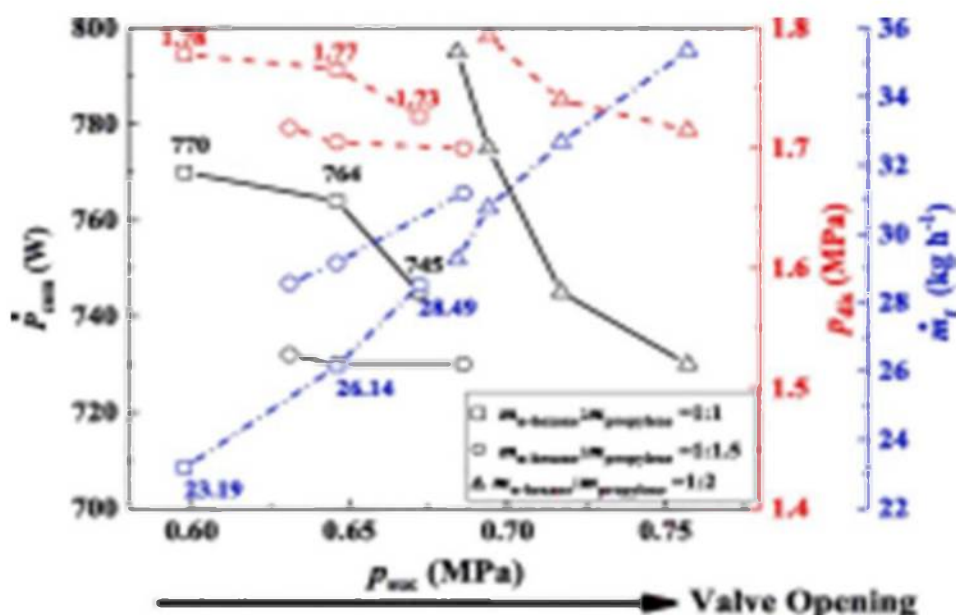


Рисунок 1.4 – Залежності від тиску коефіцієнта продуктивності високотемпературного теплового насосу

Крім того, на основі даних експерименту систематичний термодинамічний аналіз в оптимальних умовах показав, що масова частка н-гексану в циклі становить приблизно 52,36%, зсунута проти початкової частки завантаження 36%.

Нарешті, після порівняння продуктивності системи з транскритичним тепловим насосом CO₂ та автокасадним тепловим насосом, рекуперативний високотемпературний тепловий насос демонструє чудову ефективність та гарний робочий стан, що доводить розроблений тепловий насос успішною та перспективною перспективою застосування.

В роботі [3] теплові насоси для поглинання та розсмоктування аміаку та води мають великий потенціал для ефективного використання низькотемпературного тепла для опалення приміщень або постачання гарячої води. Однак одноступінчасті абсорбційно-резорбційні теплові насоси мають недоліки поганої пристосованості до низької температури навколишнього середовища та низької температури подачі тепла в порівнянні зі звичайними

абсорбційними тепловими насосами, що обмежує їх застосування в холодних регіонах. У цій роботі пропонується новий двоступеневий цикл поглинання-резорбції теплових насосів на основі GAX з багаторазовою внутрішньою рекуперацією тепла, спрямований на розширення сфери застосування при нижчих температурах навколишнього середовища, підвищення температури подачі тепла та більш значне використання сонячного тепла для опалення приміщення для тривалого сонячного робочого часу з більшим внеском. Були досліджені можливі комбінації робочих тисків для забезпечення циклу. Коефіцієнт продуктивності, обмеження температури навколишнього повітря, потреба в температурі джерела тепла, рівень температури теплопостачання, вхід / вихід тепла та коефіцієнти циркуляції розчину генераторів з точки зору різних комбінацій робочого тиску були виявлені шляхом порівняння з показниками одностадійного циклу. За певних умов експлуатації можна отримати максимальне значення COP 1,376 і температуру подачі тепла $46,1^{\circ}\text{C}$, а цикл можна експлуатувати при температурі навколишнього повітря вище $-15,6^{\circ}\text{C}$, рис.1.5.

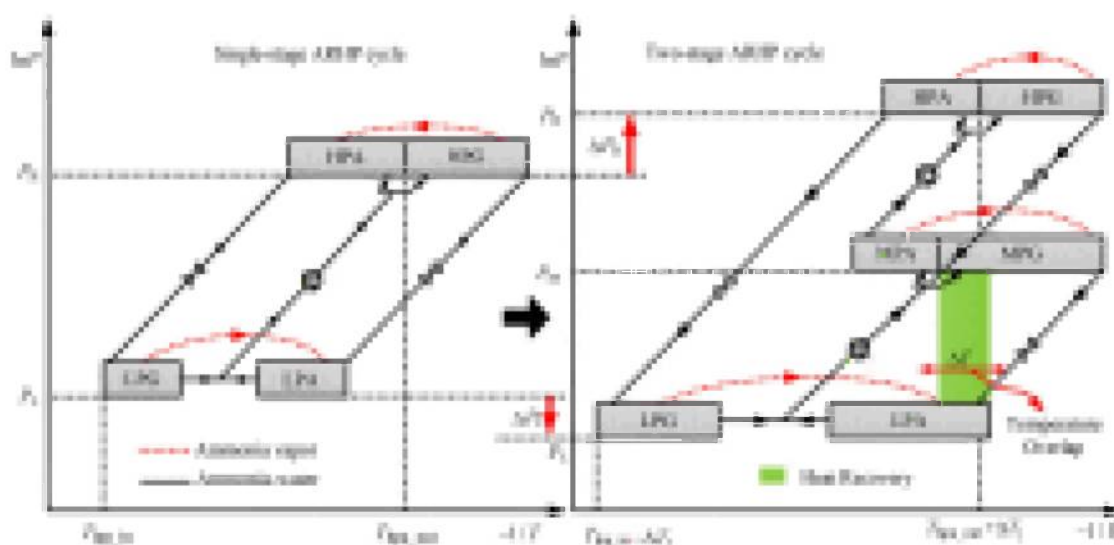


Рисунок 1.5 - Цикл при температурі навколишнього повітря

Температура теплопостачання, як правило, перевищує 42°C , що підходить для опалення підлоги в будівлі або опалення у фанкойлах. Цикл

може керуватися джерелом тепла вище 73°C , підкреслюючи можливість інтеграції його з більш економічними сонячними колекторами для високоефективного опалення приміщення.

В роботі [4] використання відновлюваної енергії є важливим технічним способом досягнення енергозбереження будівель та захисту навколишнього середовища. У цьому дослідженні запропоновано новий тип системи тепlopостачання з подвійним джерелом енергії з тепловими насосами та накопичувачем енергії, що може вирішити проблеми нестабільної роботи та низької надійності системи з однією енергією та високих інвестицій та експлуатаційних витрат існуючих джерел енергії запропоновано енергетичні системи, представлена на рис.1.6.

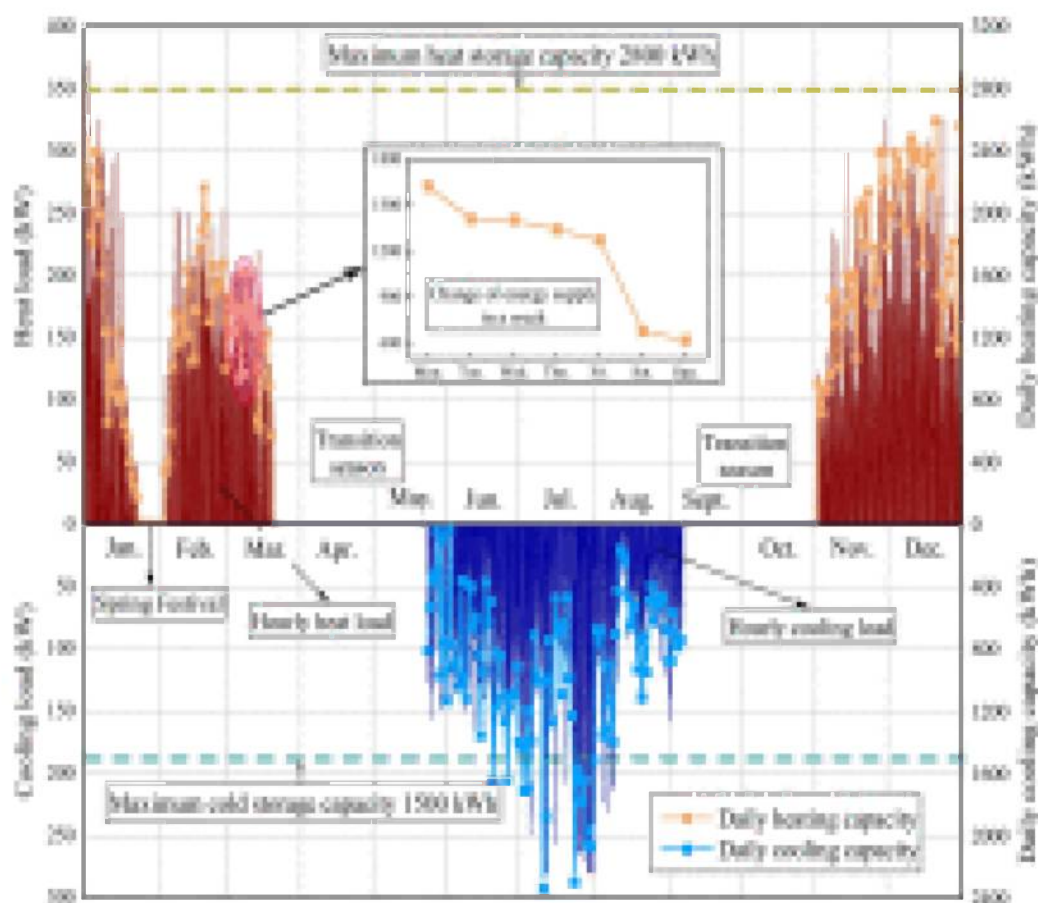


Рисунок 1.6 - Моделі прогнозування навантажень та систем продуктивності

У цій системі фотоелектрична термальна вода використовується як низькотемпературне джерело тепла теплового насоса джерела води, а тепловий насос джерела повітря як допоміжний пристрій енергопостачання для реалізації каскадного використання енергії. «Переміщення пікового навантаження» та мінімізація споживання енергії та експлуатаційних витрат в будівлі здійснюються шляхом накопичення енергії (холоду та тепла) вночі, коли ціни на електроенергію низькі. На основі даних довгострокового моніторингу системи енергопостачання для офісної будівлі встановлюються моделі прогнозування навантаження та продуктивності системи, а також оптимізується стратегія експлуатації взимку та влітку. Потім моделюється і аналізується цілорічна робота системи. Результати показують, що оптимізована система працює ефективно і може заощадити приблизно 10% операційних витрат порівняно з ситуацією до оптимізації. Експлуатаційна вартість системи становить 55% від вартості звичайної системи теплових насосів із джерелом повітря, а її динамічний термін окупності становить 3,66 року. Запропонована система є формою побудови системи теплопостачання, гідною популяризації та застосування в холодних регіонах.

В роботі [5] теплові насоси загалом визнані ефективним методом енергозбереження та широко використовуються в промислових та житлових приміщеннях. Завдяки ратифікації Кіотського протоколу, використання холодоагентів із високим ПГП поступово обмежується, і вони будуть поступово припинені для систем теплових насосів. В даний час холодоагенти з низьким ПГП, такі як R718, R1234ze (Z), R600, R600a, R1233zd (E), були оцінені для високотемпературних теплових насосів. Однак все ще бракує вибору та досліджень щодо холодоагентів із низьким ПГП для звичайних теплових насосів.

Отже, беручи до уваги коефіцієнт корисного випромінювання системи, об'ємну нагрівальну потужність, коефіцієнт тиску та температуру

нагнітання, R1234ze (E) обрано для дослідження в цій роботі завдяки відносно чудовій продуктивності системи для більш широких діапазонів робочих температур, представлено на рис.1.7.

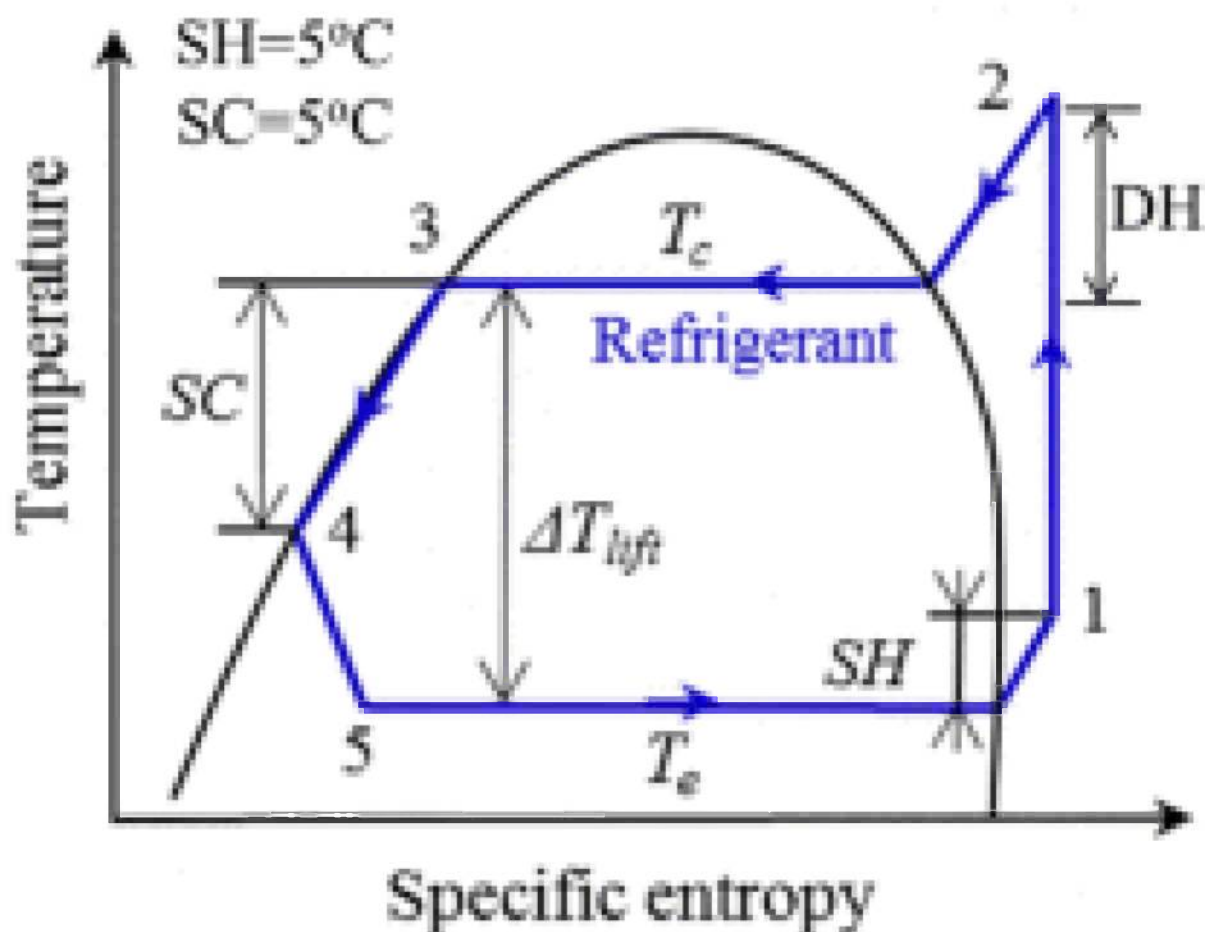


Рисунок 1.7 - Залежність ентропії від температури для R1234ze (E)

Крім того, був змодельований, побудований та випробуваний тепловий насос із джерелом води з використанням R1234ze (E) як робочої рідини. Експериментальні результати показали, що КС теплового насоса R1234ze (E) може досягати 3,5 при джерелі тепла, що змінюється від 10 °C до 30 °C і температурі на виході з води вище 60 °C. Результати моделювання добре узгоджуються з експериментальними даними. Більше того, характеристики компонентів порівнювали між R1234ze (E) та R134a.

Результати показують, що R1234ze (E) має очевидні переваги для житлового використання та економічно порівнянний з R134a.

В роботі [6] проводиться термодинамічний аналіз системи ORC-FTVCR, керованої гібридними джерелами тепла, з використанням п'яти різних вуглеводневих рідин, таких як гексан, гептан, октан, нонан та декан. Гібридне джерело тепла складається з сонячного колектора та системи спалення біомаси.

Коефіцієнт продуктивності системи (COP), загальна ексергетична ефективність (η_{ex}) приймаються за показники теплових характеристик системи. Також досліджується вплив робочих параметрів, таких як інтенсивність сонячної радіації, температури на вході в розширювач та випарник, ентропічна ефективність компресора та розширювача, а також температура насиченої пари конденсатора на продуктивність системи. Результати на рис.1.8 вказують на те, що система працює краще, використовуючи гептан як робочу рідину.

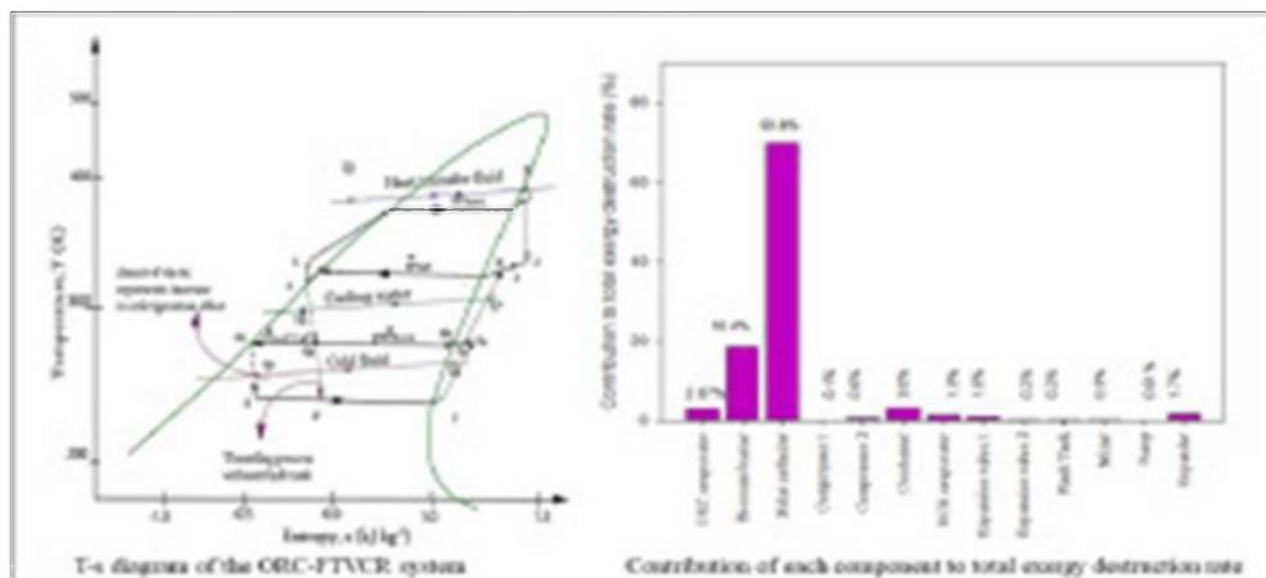


Рисунок 1.8 – Залежність від температури ентропії та КОП

Значення COP, η_{ex} , для системи ORC-FTVCR з використанням гептану становлять 0,551 та 4,21% відповідно. Сонячний колектор та система спалювання біомаси вносять 88% у загальне руйнування системи ексергії.

В роботі [7] високотемпературний тепловий насос залучає все більше уваги дослідників завдяки ефективному теплопостачанню для промислових потреб, яке включає відходи джерел тепла, джерел води та джерел повітря. Хоча повітряне джерело тепла має нижчий енергетичний клас, його чудова доступність є привабливою. Однак необхідний великий підйом температури, щоб заповнити щілину між низькотемпературним навколишнім повітрям і подачею високої температури, що не може бути виконане поточними тепловими насосами. У цьому дослідженні для вирішення цієї проблеми пропонується новий гібридний тепловий насос із абсорбційно-компресійним тепловим насосом, в якому підцикл стиснення та підцикл поглинання термічно поєднані для ступінчастого підвищення температури. Порівняно із звичайним тепловим насосом повітряного джерела, отримано великий підйом температури (понад 90°C) та відносно хорошу термодинамічну досконалість (0,34). При підвищенні температури з 70°C до 110°C коефіцієнт ефективності змінюється з 1,7 до 1,2. Більше того, рекуперація тепла між двома під циклами досягається для зменшення теплообмінної здатності з повітрям, тим самим заощаджуючи площу теплообмінника повітря-рідина та витрати. Завдяки інтеграції відносно зрілих технологій, запропонована система забезпечує реальний та ефективний спосіб модернізації навколишнього тепла для промислових потреб, і вона технологічно доступна в різних потужностях.

1.2. Висновки по розділу 1

По результатам літературного обзору пропонується модернізувати стару систему опалення за рахунок впровадження в систему опалення

повітряного опалення використанням теплового насосу або з двома джерелами тепла.

Рекомендовано застосовувати в старій системі одноступінчатий рекуперативний високотемпературний повітряний теплообмінник, який буде підігрівати воду, та додатково запитувати систему опалення яка розташована на дальніх відстанях від джерела тепла.

В обзорі наведено використання хладагентів з низьким ПГП для звичайних теплових насосів, де стиснення і абсорбція використовуються для збільшення підйому температури.

2. ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ ТА ВЕНТИЛЯЦІЇ ТЕПЛОВОЇ МЕРЕЖІ

2.1. Характеристика місця знаходження об'єкту

Умовне розташування теплової мережі це місто Добропілля. Основне паливо для котельної – природний газ. Котельня призначена для виробництва води на опалення будинку і забезпечення його потреб у гарячій воді. Температурний графік мережі – 95/70 °C.

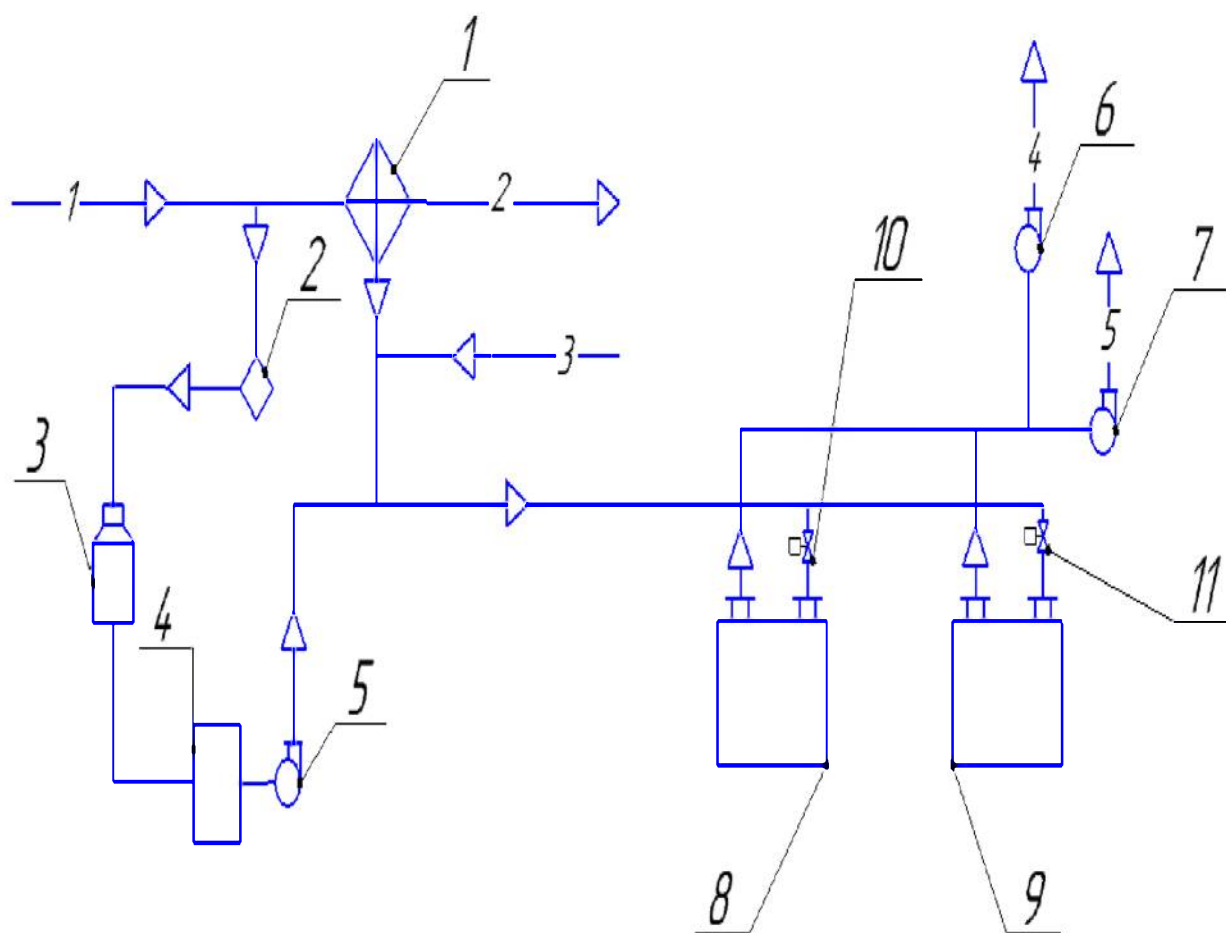
Представлена принципова тепла схема котельні з постачанням води на опалювання, на гаряче водопостачання у системі житлового будинку та на вентиляцію на рис.2.1.

Потоком 1 вода надходить до приміщення котельної, де розділяється на два потоки, один з них йде до підігрівача ,1 де нагрівається до температури 60 °C і йде на гаряче водопостачання будинку, а інший йде на хімічну водоочистку.

Вода проходячи через фільтр грубої очистки 2, йде до деаератора де в свою чергу очищається від домішок газів, після цього направляється до катіонного фільтру з якого насосом 5 подається до котлів 8 і 9, змішуючись з водою з підігрівача, а також з оборотною водою системи опалювання.

Нагріта вода після котлів 8 і 9 трубопроводом 5 і за допомогою насоса 7 направляється до системи опалювання житлового будинку. Потоком 4 вода направляється до системи вентиляції.

Вихідні данні, які використовуються для розрахунку та необхідні для модернізації наведено в табл.2.1.



1 – Підігрівач; 2 – Фільтр грубої очистки; 3 – Деаератор; 4 - Катіонний фільтр;
5, 6, 7 – Насоси; 8, 9 – Котел; 10, 11 – Вентиль з регулятором.

Потоки: 1 – Водопровід; 2 – До системи ГВП; 3 – Від системи опалювання; 4 – До вентиляції; 5 – До системи опалювання.

Рисунок 2.1 – Принципова схема теплової мережі

Таблиця 2.1 – Вихідні данні для розрахунку теплової схеми.

Фізична величина	Позначення	Величина	Од. вимірювання
Максимальна зимова температура	t_z	-21	°C
Середня температура за місяць	t_{cp}	-4.7	°C

Розрахункова внутрішня температура	$t_{\text{вн}}$	22	°C
Зовнішня температура	$t_{\text{зовн}}$	-21	°C
Теплове навантаження на опалювання і вентиляцію	$Q_{\text{оп}}$	4.75	МВт
Теплове навантаження на ГВП	$Q_{\text{ГВП}}$	0.575	МВт
Температура води після котлів	t_1	95	°C
Температура оборотної води опалення і вентиляції	t_2	70	°C
Температура ГВП	$t_{\text{ГВ}}$	60	°C
Коефіцієнт хімічного очищення	$k_{\text{х.о.}}$	1.23	-
Питома теплоємність води	$C_{\text{в}}$	4187	Дж/кг×град
Температура води на ГВП	T	60	°C
Питомий об'єм води в системі	g	30 000	кг

2.2. Розрахунок теплової схеми

При зміні температури зовнішнього повітря знайдемо для теплоти, та опалення, та вентиляції коефіцієнт зниження витрат

$$k = \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{зовн}}}{t_{\text{вн}} - t_3}$$

де $t_{\text{вн}}$, $t_{\text{зовн}}$, t_3 – температура: розрахункова внутрішня, зовнішня, максимальна зимова температура.

Для опалення і вентиляцію сумарний відпуск теплоти:

$$Q_{o.в} = Q_{ov.n} \times k$$

де $Q_{ov.n}$ – теплове навантаження для опалювання і вентиляцію;

Теплове навантаження на сумарний відпуск теплоти ГВП:

$$Q_{св} = Q_{свн}$$

Для опалення та вентиляції розрахункова витрата мережевої води:

$$G_{p.в} = \frac{Q_{o.в} \times 10^6}{C_v \times (t_1 - t_2)}$$

На гаряче водопостачання витрата води для споживачів:

$$G_{cn.в} = \frac{Q_{г.в} \times 10^6}{C_в \times T}$$

На виході з котельні розрахована витрата мережевої води:

$$G_m = G_{p.в}$$

В тепловій мережі витрати води для заповнення витікань:

$$G_{вум.в} = \frac{0.75}{100 \times 3600} \times (Q_{он} + Q_{гвн}) \times g \times k$$

На вході до котельної витрата мережевої води, яка повертається:

$$G_{в.м.п.} = G_m - G_{вум.в}$$

Для проведення хімічної очистки витрата сирі води:

$$G_{х.о.} = k_{х.о.} \times G_{вум.в}$$

де $k_{х.о.}$ – коефіцієнт для хімічного очищення;

Сумарний потік тепла з котельні:

$$Q_{в.к.} = Q_{о.в} + Q_{гв}$$

Тому навантаження на котельню складе :

$$N_3 = \frac{Q_{в.к.}}{Q_{кот.н.}} \times 100\%$$

де $Q_{в.к.}$ - сумарний потік тепла що відпускається водогрійними котлами;

$Q_{кот.н.}$ - номінальна потужність котлів.

Таблиця 2.2 – Розрахункові данні теплової схеми.

Фізична величина	Позначення	Розмірність	Од. вимірювання
Для опалення та вентиляції сумарний відпуск теплоти	$Q_{o.v}$	4,75	МВт
Коефіцієнт зниження витрати теплоти	k	1	-
На гаряче водопостачання сумарний відпуск теплоти	$Q_{гв}$	0,575	МВт
Розрахункова витрата мережевої води для опалення і вентиляції	$G_{р.в}$	45,4	Кг/с
На гаряче водопостачання для споживачів витрата води	$G_{сп.в}$	2,28	Кг/с
Розрахункова витрата мережевої води на виході з котельні	G_m	45,4	Кг/с
в тепловій мережі витрати води для заповнення витікань	$G_{вит.в}$	0,3	Кг/с

Витрата води на вході до котельної, яка повертається з мережі	$G_{\text{в.м.п.}}$	1,98	Кг/с
Витрата сирої води що надходить на хімічну очистку	$G_{\text{х.о.}}$	0,37	Кг/с
Сумарний потік тепла що відпускається водогрійними котлами	$Q_{\text{в.к.}}$	5,325	МВт
Кількість котлів	$n_{\text{к}}$	1	комплект
Завантаження водогрійних котлів	$N_{\text{з}}$	95,09	%

В Добропіллі система опалення запускається тільки в опалювальний період з жовтня по квітень. Кількість необхідних годин для опалювального періоду наведено в табл.2.3.

Таблиця 2.3 – Характеристика опалювального періоду

$T, ^\circ\text{C}$	-									
	21	-16	-11	-6	-1	0	6	11	16	21
$n, \text{год}$	18	72	212	441	720	1113	1472	1483	1538	1387
$\Sigma n, \text{год}$	18	90	303	744	1463	2576	4048	5531	7069	8456

Данні про кількість випрацюваних годин в табл. 2.1, а характеристика мікрорайону де здійснюємо опалення в табл. 2.2.

Опалення працює по температурному графіку з температурами 95°C та 70 °C, при найнижчій температурі. Данні по розрахованому температурному графіку наведено в табл.2.4.

Таблиця 2.4 –Температура в системі опалення

Навантаження теплової мережі, %	Температура, °C		
	повітря	Води при прямому тоці	Води в зворотній лінії
28%	10	46	39
30%	9	48	41
33%	8	50	42
35%	7	52	43
38%	6	54	45
40%	5	56	46
43%	4	57	46
45%	3	59	48
48%	2	61	49
50%	1	63	51
53%	0	64	51
55%	-1	66	52
58%	-2	68	54
60%	-3	69	54
63%	-4	71	55
65%	-5	73	57
68%	-6	74	57

70%	-7	76	59
73%	-8	78	60
75%	-9	79	60
78%	-10	81	62
80%	-11	82	62
83%	-12	84	63
85%	-13	86	65
88%	-14	87	65
90%	-15	89	67
93%	-16	90	67
95%	-17	92	68
98%	-18	93	69
100%	-19	95	70

Опалення та вентиляція забезпечуються котлом 8 на рис.2.1, котел 9 використовують в випадку аварії, або відсутності газу, бо він працює на твердому паливі.

При включенні опалення варто знати витрати на опалення, вентиляцію та гаряче водопостачання по місцям опалювального сезону, отримані данні занесемо до табл.2.5, та представимо графічно на рис.2.2 та рис.2.3.

Таблиця 2.5 – Данні витрат по місяцям

Місяць	Тем-ра, °C	$Q_{отax}$	$Q_{втаx}$	$Q_{гвс}^{cp}$	$Q_{сум}$
Січень	-17	445,16	50,90	4,51	500,57
лютий	-15	418,86	47,89	4,51	471,27
березень	-7	326,14	37,29	4,51	367,95
квітень	2	199,51	22,82	4,51	226,84

жовтень	1	214,05	24,47	4,51	243,03
листопад	-7	324,76	37,13	4,51	366,40
грудень	-14	411,94	47,10	4,51	463,55

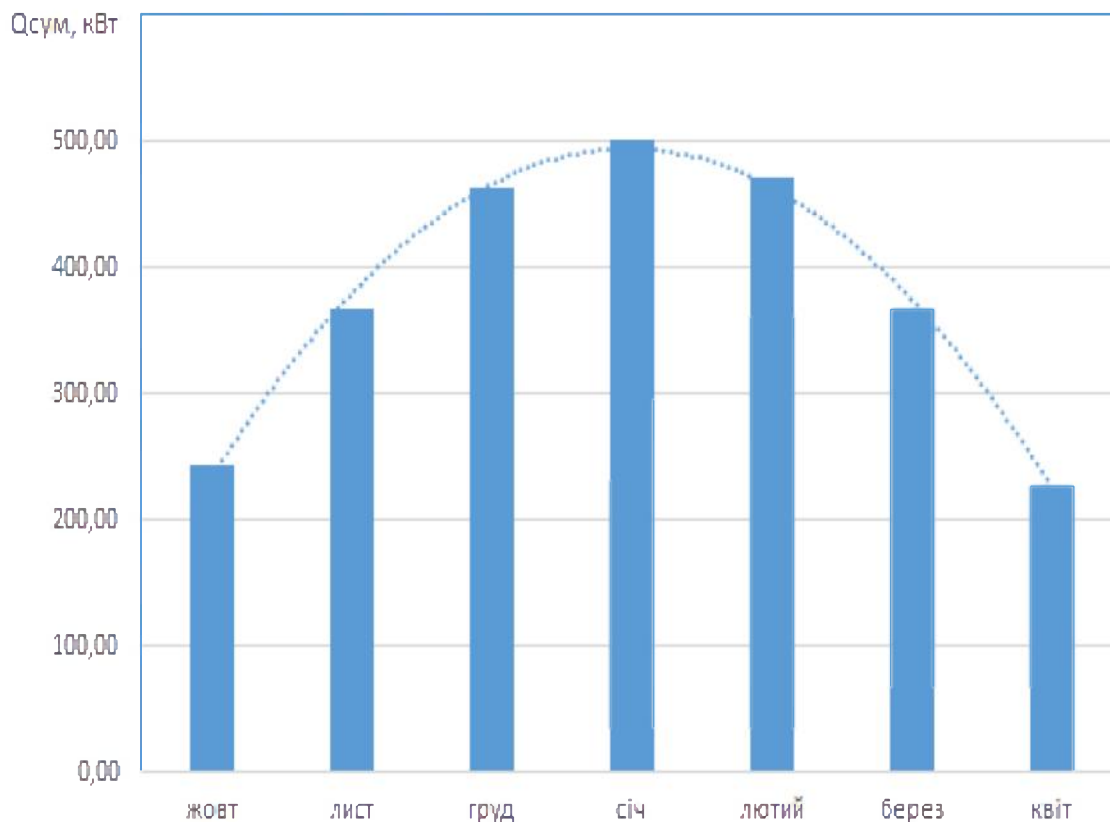


Рисунок 2.2 - Витрати по місяцям сумарні

Сумарні витрати протягом опалювального періоду змінюються, можна спостерігати що зі зниженням температури витрати зростають, та як бачимо пік максимальних витрат приходить на грудень- лютий.

З рис.2.2 після проведення математичного моделювання можна отримати залежність зміни теплових витрат (y) від місяця(x) на протязі року:

$$y = -29,255x^2 + 232,69x + 31,419$$

$$R^2 = 0,9945$$

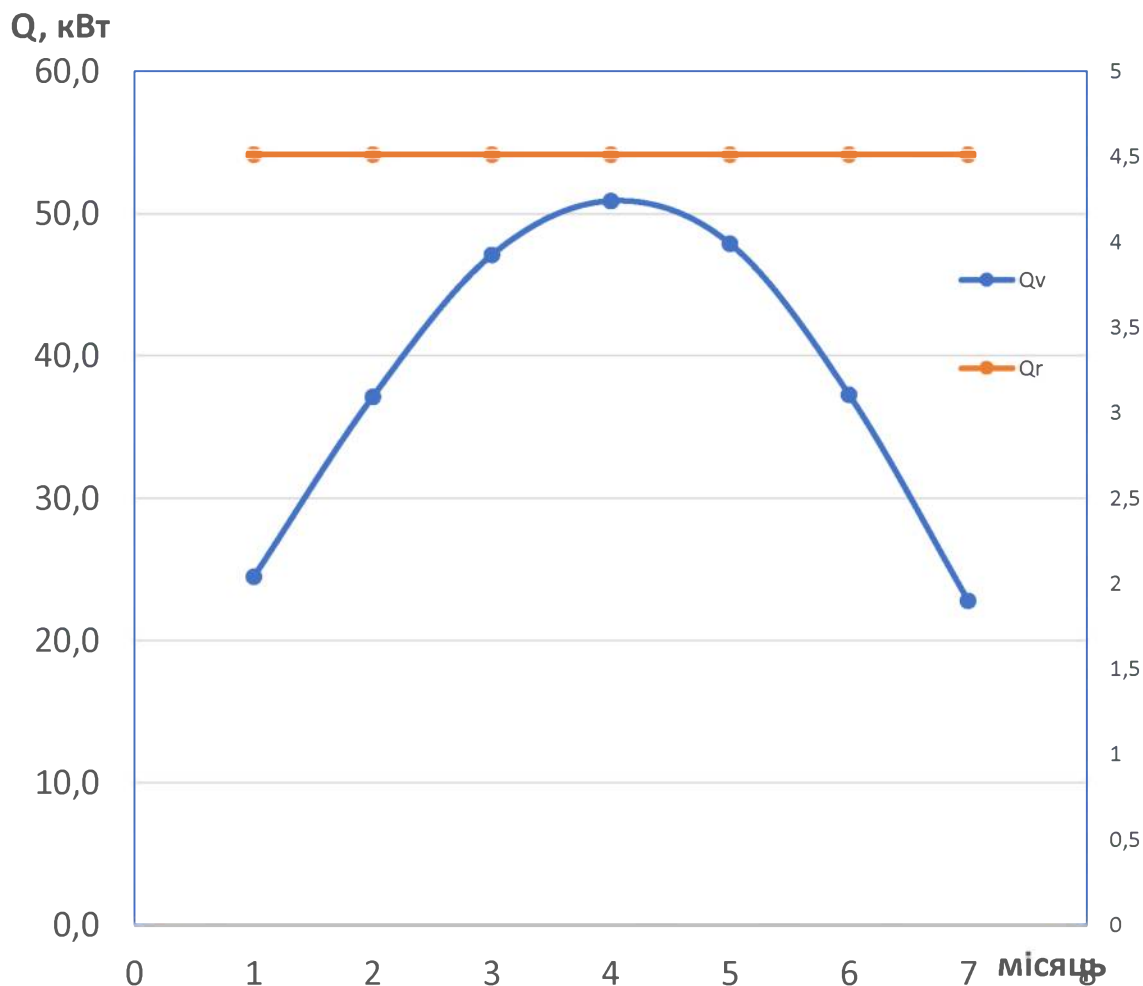


Рисунок 2.3 - Витрати на вентиляцію та гаряче водопостачання по місяцям

Проведемо розрахунок для знаходження витрат на опалення та вентиляцію тепла:

$$Q_o = Q_{o\max} \cdot (t_B - t_H) / (t_B - t_{H0})$$

Після проведених розрахунків можна отримати графік зміни теплових витрат на протязі року , та представити його на рис.2.4

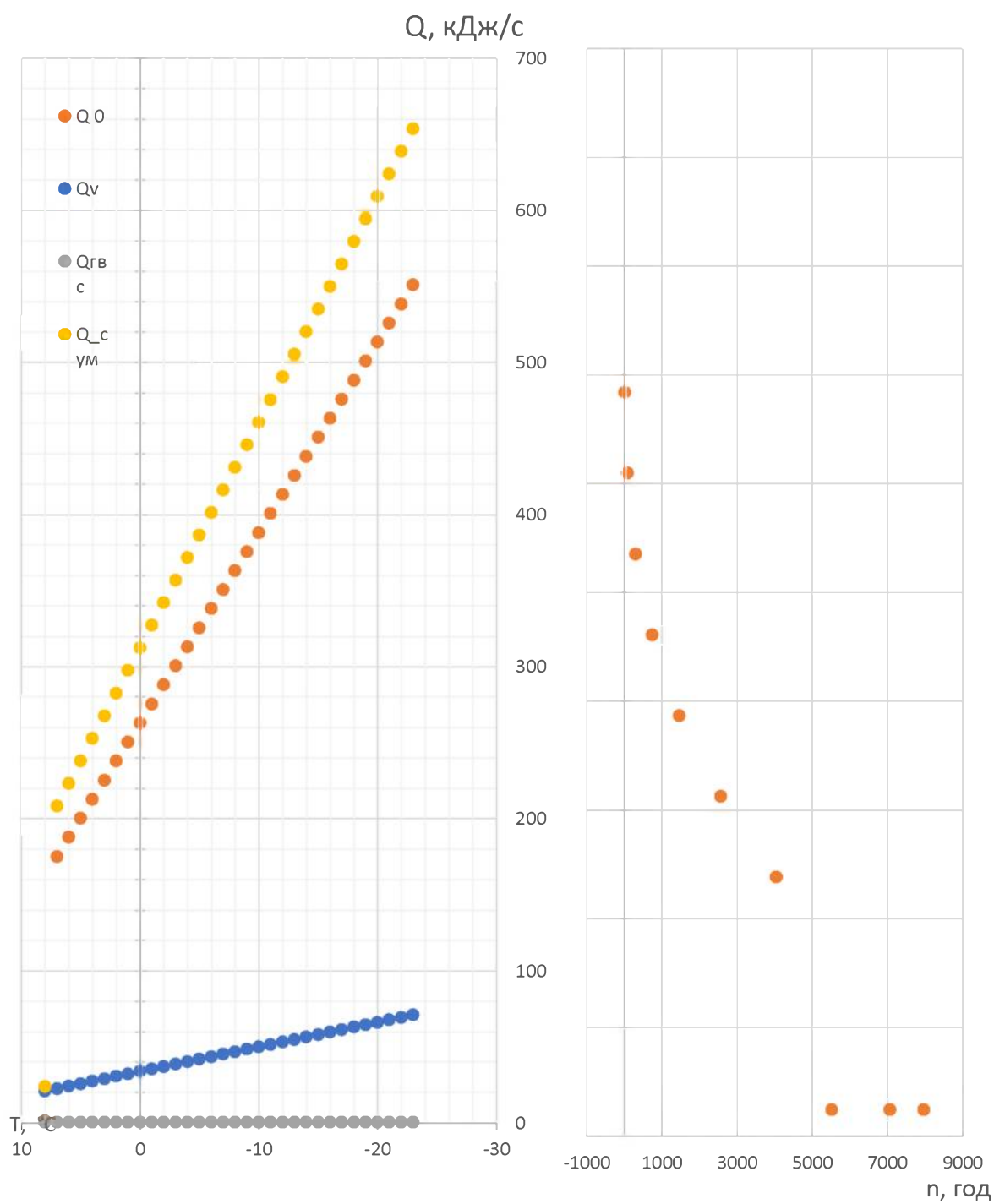


Рисунок 2.4 - Витрати тепла протягом року

Для вентиляції витрати тепла знаходяться як

$$Q_v = Q_{vmax} \cdot (t_b - t_H) / (t_b - t_{Hb})$$

Для гарячого водопостачання знаходимо витрати теплоти, як

$$Q_{\text{ГВС}}^{\text{ср}} = q_{\text{Г}} m$$

Розрахуємо загальні витрати на опалення:

$$Q_{\text{сум}} = 1,05(Q_{\text{оmax}} + Q_{\text{вmax}} + Q_{\text{ГВС}}^{\text{ср}})$$

З рисунку видно, що на гаряче водопостачання використовується постійна величина, але витрати на гаряче водопостачання та вентиляцію зростають.

2.3. Визначення температури води для опалення в тепловій мережі

Під'єднання системи опалення до теплової мережі відбувається по відкритому типу з комбінованою схемою, коли з трубопроводів які подають гарячу воду можна робити відбори.

Використання такої схеми дозволяє зменшити на 38 % об'єм водо підготовки, а при температурі нижче 70 С, гаряче водозабезпечення мешканців здійснюють за допомогою води з водопроводу.

Так як в нас система працює при 95 в лінії, ка подає та 70 в зворотному напрямку, різниця температур складе

$$\Delta t = \tau_1 - \tau_2 = 95 - 70 = 25^{\circ}\text{C}$$

Для води з водопроводу також знайдемо різницю температур:

$$\theta = \tau_3 - \tau_2 = 78 - 70 = 8^\circ \text{C}$$

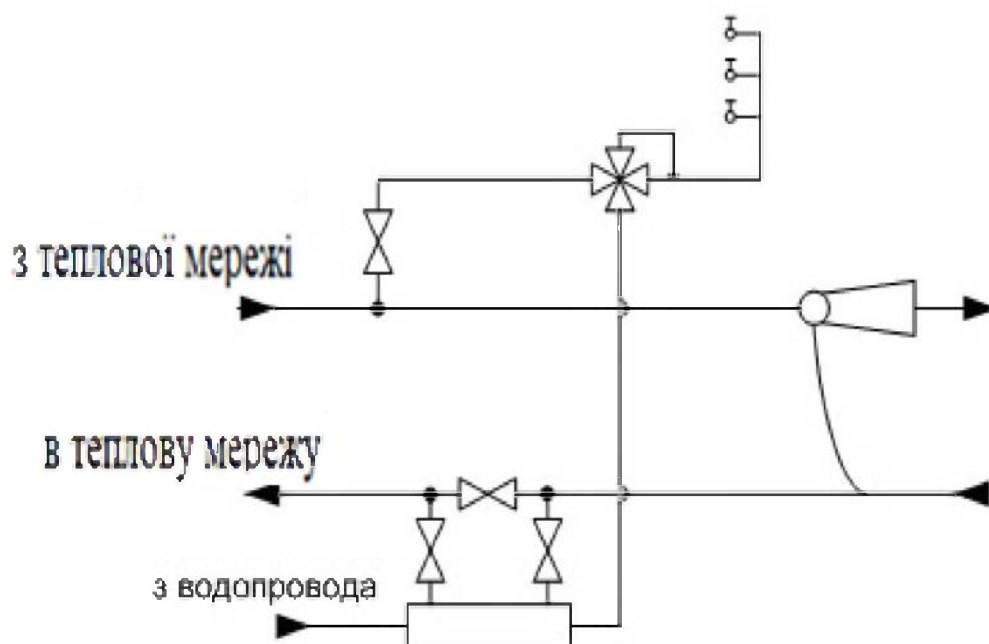


Рисунок 2.5 – Схема підключення опалення до теплової мережі

Проведемо розрахунок температури води для періоду з жовтня по квітень при +21 до -21 °С по наступним формулам

Вода рухається до споживача:

$$\tau_1 = t_{\text{вн}} + \Delta t \left(\frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{нро}}} \right)^{0,8} + (\Delta \tau - 0,5\theta) \left(\frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{нро}}} \right)$$

Вода рухається від споживача:

$$\tau_2 = t_{\text{вн}} + \Delta t \left(\frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{нро}}} \right)^{0,8} - 0,5\theta \left(\frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{нро}}} \right)$$

Обчислімо при + 21 °C:

$$t_1 = 21 + 25 \left(\frac{21 + 21}{21 - 21} \right)^{0,8} + (25 - 0,5 \cdot 8) \left(\frac{21 + 21}{21 - 21} \right) = 21,35^{\circ}\text{C}$$

$$t_2 = 21 + 25 \left(\frac{21 + 21}{21 - 21} \right)^{0,8} + (0,5 \cdot 8) \left(\frac{21 + 21}{21 - 21} \right) = 19,97^{\circ}\text{C}$$

Обчислімо при + 16 °C:

$$t_1 = 21 + 25 \left(\frac{21 + 21}{21 - 16} \right)^{0,8} + (25 - 0,5 \cdot 8) \left(\frac{21 + 21}{21 - 16} \right) = 31,48^{\circ}\text{C}$$

$$t_2 = 21 + 25 \left(\frac{21 + 21}{21 - 16} \right)^{0,8} + (0,5 \cdot 8) \left(\frac{21 + 21}{21 - 16} \right) = 29,23^{\circ}\text{C}$$

Обчислімо при + 11 °C:

$$t_1 = 21 + 25 \left(\frac{21 + 21}{21 - 11} \right)^{0,8} + (25 - 0,5 \cdot 8) \left(\frac{21 + 21}{21 - 11} \right) = 42,98^{\circ}\text{C}$$

$$t_2 = 21 + 25 \left(\frac{21 + 21}{21 - 11} \right)^{0,8} + (0,5 \cdot 8) \left(\frac{21 + 21}{21 - 11} \right) = 37,91^{\circ}\text{C}$$

Обчислімо при + 5 °C:

$$t_1 = 21 + 25 \left(\frac{21 + 21}{21 - 5} \right)^{0,8} + (25 - 0,5 \cdot 8) \left(\frac{21 + 21}{21 - 5} \right) = 53,57^{\circ}\text{C}$$

$$\tau_2 = 21 + 25 \left(\frac{21 - 5}{21 + 21} \right)^{0,8} + (0,5 \cdot 8) \left(\frac{21 - 5}{21 + 21} \right) = 45,70^{\circ}C$$

Обчислимо при 0 °C:

$$\tau_1 = 21 + 25 \left(\frac{21 - 0}{21 + 21} \right)^{0,8} + (25 - 0,5 \cdot 8) \left(\frac{21 - 0}{21 + 21} \right) = 52,51^{\circ}C$$

$$\tau_2 = 21 + 25 \left(\frac{21 - 0}{21 + 21} \right)^{0,8} + (0,5 \cdot 8) \left(\frac{21 - 9}{21 + 21} \right) = 38,30^{\circ}C$$

Обчислимо при -6 °C:

$$\tau_1 = 21 + 25 \left(\frac{21 + 6}{21 + 21} \right)^{0,8} + (25 - 0,5 \cdot 8) \left(\frac{21 + 6}{21 + 21} \right) = 60,34^{\circ}C$$

$$\tau_2 = 21 + 25 \left(\frac{21 + 6}{21 + 21} \right)^{0,8} + (0,5 \cdot 8) \left(\frac{21 + 6}{21 + 21} \right) = 43,16^{\circ}C$$

Обчислимо при -11 °C:

$$\tau_1 = 21 + 25 \left(\frac{21 + 11}{21 + 21} \right)^{0,8} + (25 - 0,5 \cdot 8) \left(\frac{21 + 11}{21 + 21} \right) = 66,64^{\circ}C$$

$$\tau_2 = 21 + 25 \left(\frac{21 + 11}{21 + 21} \right)^{0,8} + (0,5 \cdot 8) \left(\frac{21 + 11}{21 + 21} \right) = 47,21^{\circ}C$$

Обчислимо при -16 °C:

$$\tau_1 = 21 + 25 \left(\frac{21 + 16}{21 + 21} \right)^{0,8} + (25 - 0,5 \cdot 8) \left(\frac{21 + 16}{21 + 21} \right) = 72,79^{\circ}C$$

$$\tau_2 = 21 + 25 \left(\frac{21 + 16}{21 + 21} \right)^{0,8} + (0,5 \cdot 8) \left(\frac{21 + 16}{21 + 21} \right) = 51,25^{\circ}C$$

Обчислимо при $-21^{\circ}C$:

$$\tau_1 = 21 + 25 \left(\frac{21 + 21}{21 + 21} \right)^{0,8} + (25 - 0,5 \cdot 8) \left(\frac{21 + 21}{21 + 21} \right) = 78,81^{\circ}C$$

$$\tau_2 = 21 + 25 \left(\frac{21 + 21}{21 + 21} \right)^{0,8} + (0,5 \cdot 8) \left(\frac{21 + 21}{21 + 21} \right) = 55,29^{\circ}C$$

Обчислені результати зведмо до табл.2.6.

Таблиця 2.6 – Дані з температурами води в прямому та зворотніх лініях

t, °C	t1, °C	t2, °C
-21	55,29	78,81
-16	51,25	72,79
-11	47,21	66,64
-6	43,16	60,34
-1	39,11	53,83
0	38,3	52,51
6	33,43	44,28
11	29,36	36,95
16	25,28	28,79
21	22,35	20,5

Побудуємо для отриманих даних з табл.2.6 з температурами води в прямому та зворотних лініях графіки (рис.2.6), які будуть характеризувати залежності температури води від температури навколишнього середовища.

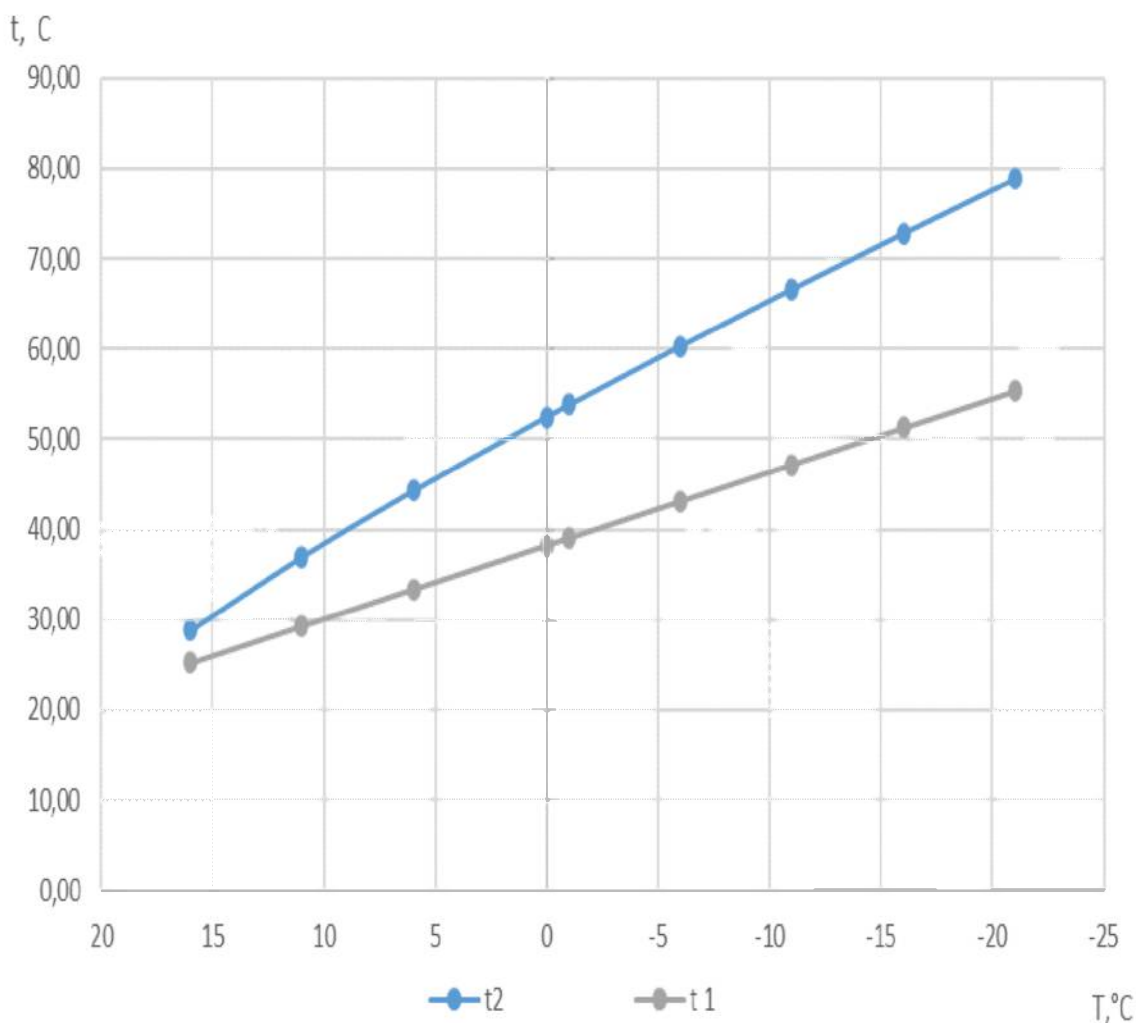


Рисунок 2.6 – Характеристика температури води в прямій (2) та зворотній (1) лінії

Як бачимо з рис.2.6 зі зниженням температури навколишнього середовища спостерігається зростання температури води в прямому напрямі до 80 °C, та в зворотному до 55 °C, проведемо уточнюючий розрахунок необхідної кількості тепла, для того щоб можливо було використати для модернізації теплової мережі, по наступному виразу:

$$Q_1 = Q_0 + C \cdot \cos\left(\frac{t}{4380} \cdot \pi\right) + D \cdot \cos\left(\frac{t}{2190} \cdot \pi\right)$$

де Q_0 - теплові витрати в літні місяці;

C, D - коефіцієнти;

t – час (крок 168 годин дорівнює неділі).

Результати зобразимо графічно на рис.2.7.

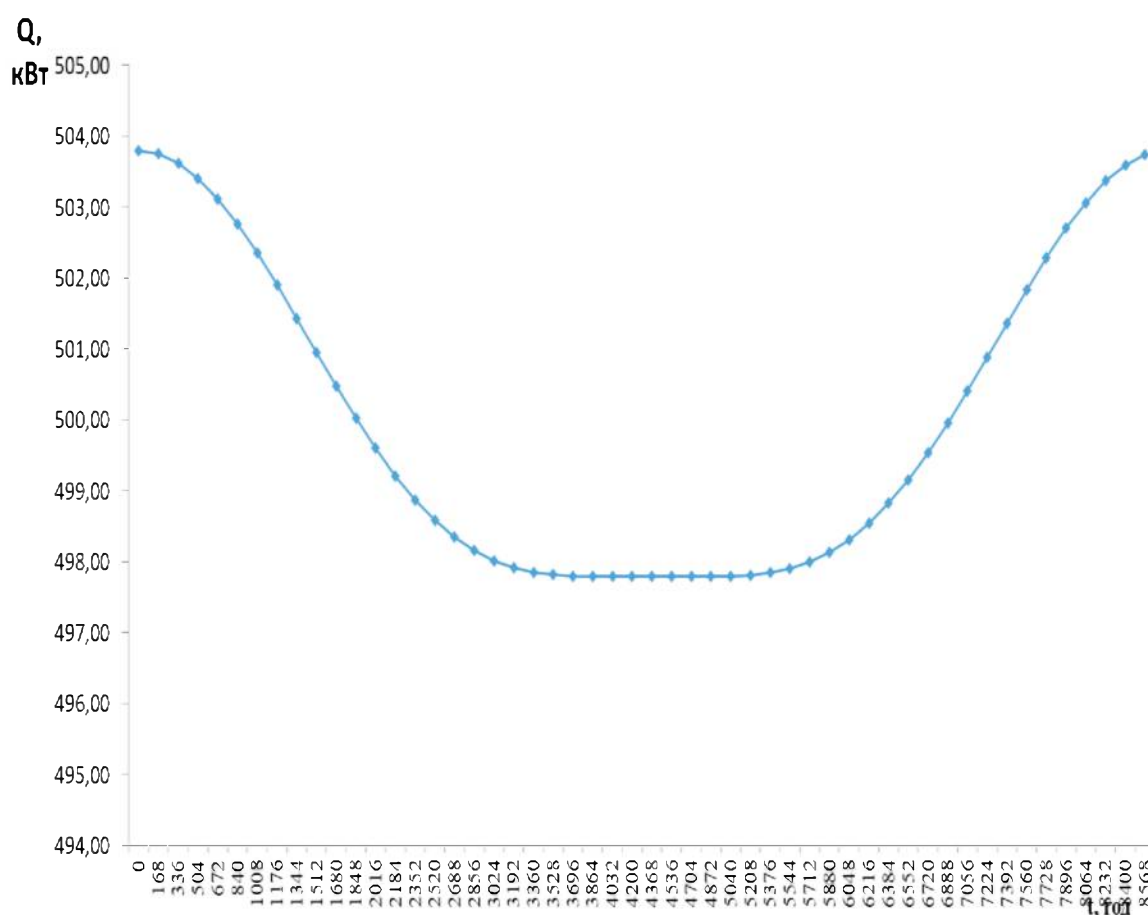


Рисунок 2.7 – Сумарні витрати для опалення та вентиляції

З рис.2.7 можна побачити, що на протязі опалювального періоду пік навантаження приходить на початок та кінець року, тому раціонально використовувати тепловий насос коли температура повітря в районі 0°C .

Обчислимо витрата води в тепловій мережі на опалення:

$$G_0' = \frac{Q_0'}{C_B \cdot (\tau_{01}' - \tau_{02}')}$$

де Q_0' - витрата водопровідної води,

Обчислимо витрата води в тепловій мережі на вентиляцію

$$G_B = W_{\Pi} / c_B,$$

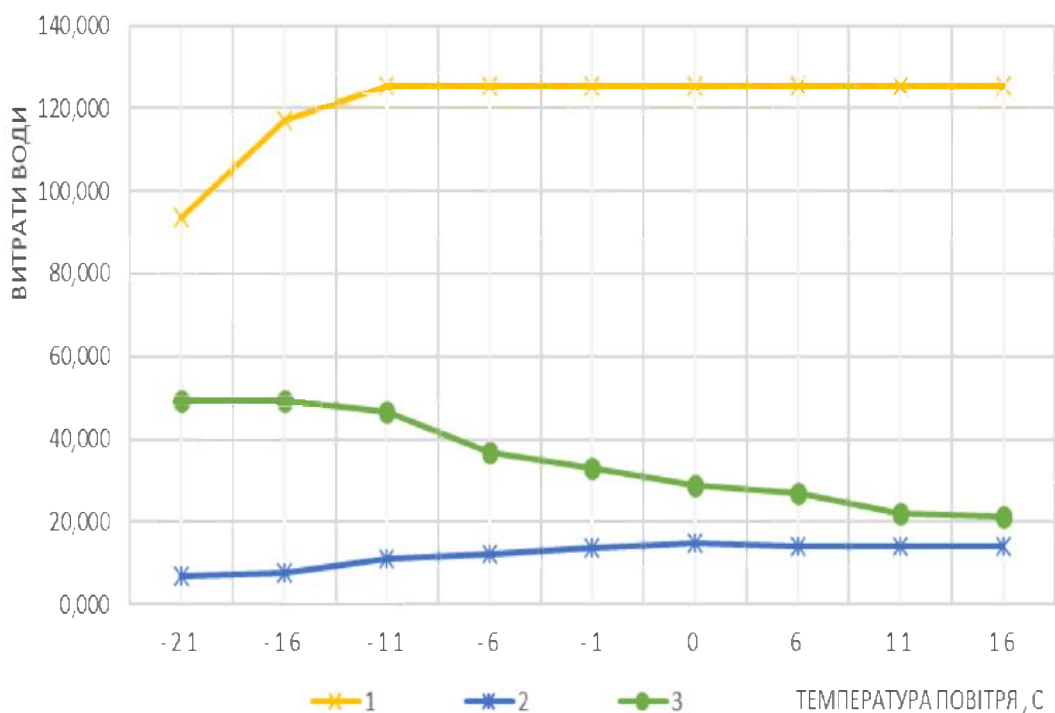
Обчислимо витрата води в тепловій мережі на гаряче водопостачання

$$G_{ГВС} = \frac{W_{\Pi}}{c_p},$$

Обчислені результати зведемо до табл.2.7. та представимо на рис. 2.8.

Таблиця 2.7 – Данні по витраті води в системі вентиляції та опалення

Витрата, Дж/кг	Температура повітря, °C								
	-21	-16	-11	-6	-1	0	6	11	16
G_0	93,7	117	125,3	125,3	125,3	125,3	125,3	125,3	125,
G_B	6,8	7,7	10,9	12,1	13,5	14,8	14,0	14,0	14,0
$G_{ГВС}$	49,5	49,5	46,7	36,7	33,0	29,0	27,0	22,0	21,4



1 – сумарна витрата води; 2 – витрата на вентиляцію; 3 – витрата води на гаряче водопостачання

Рисунок 2.8 – Залежність витраті води в системі вентиляції та опалення від температури навколишнього середовища

2.4. Висновки по розділу 2

Витрати води на опалення та вентиляцію в тепловій мережі в період з -21 °C до -16 °C, складають 93-125 Дж/кг.

Модернізація системи опалення та вентиляції полягає в використанні теплового насоса повітря-повітря, в системі тепlopостачання, або його встановлення для індивідуальних споживачів.

3. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛООВОГО НАСОСУ ДЛЯ ОПАЛЕННЯ ТА ВЕНТИЛЯЦІЇ

3.1. Описання теплового насосу

Робота теплового насосу базується на передачі внутрішньої енергії від більш холодного енергоносія до енергоносія, що має більший температурний рівень. Принцип дії такого насосу, представлено на рис.3.1.

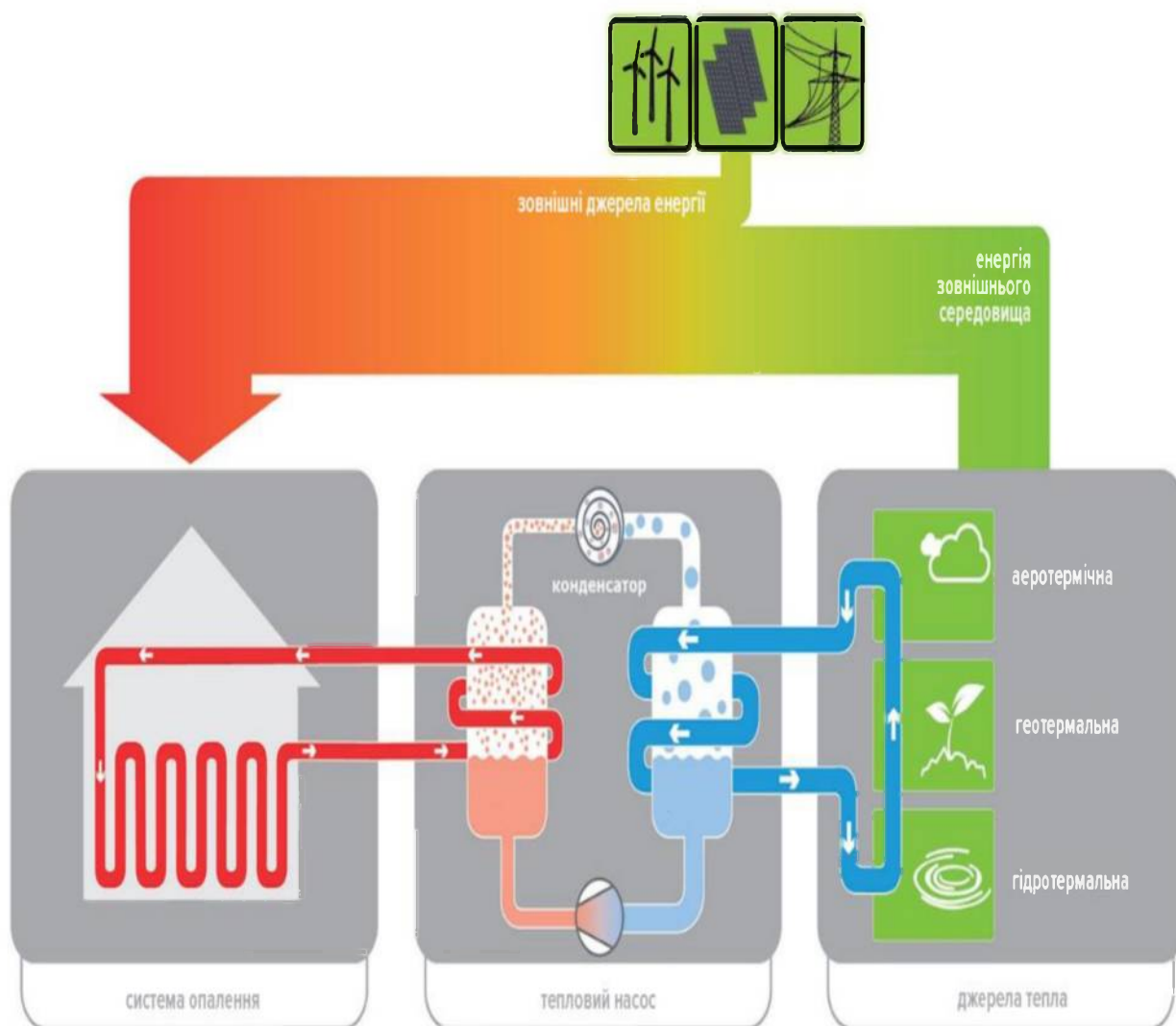


Рисунок 3.1 - Принцип дії теплового насосу

Тому, для здійснення тепловим насосом циклу доводиться використовувати енергію приводу компресора. Процес передачі енергії в тепловому насосі здійснюється в круговому термо- динамічному циклі. Основними енергоносіями в теплових насосах застосовуються холодоагенти, схема руху по контурам насосу для такого циклу наведена на рис.3.2.

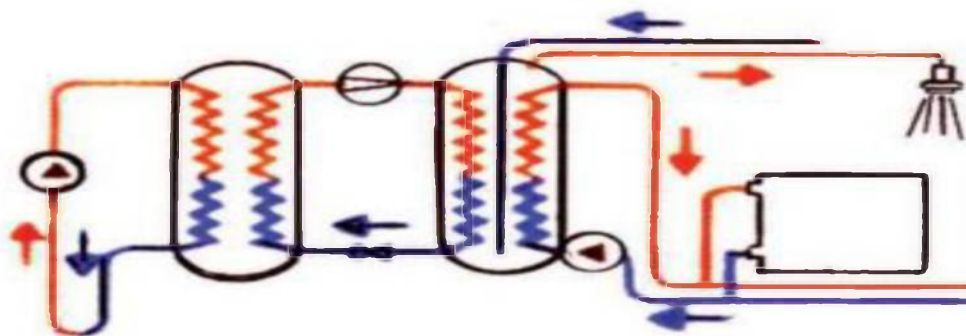
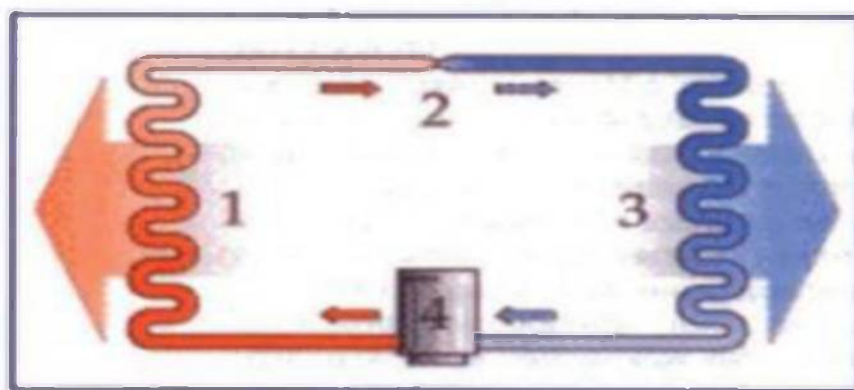


Рисунок 3.2 - Схема руху теплоносіїв в тепловому насосі

До теплового насосу входить три контури : перший це звідки отримуємо тепло, та де відбувається його відбір, другий контур виконує функції по передачі тепла, в ньому циркулює хладагент, та постачає його в третій контур, який видає тепло споживачеві за допомогою робочого тіла, а саме хладагента, така схема представлена на рис.3.3.



1 - конденсатор; 2 - дросельний вентиль, 3 - випарник; 4 - компресор.

Рисунок 3.3 - Схема руху теплоносіїв по контурам в тепловому насосі

Під тиском холодоагент крізь дросель потрапляє в випарник, де отримує тепло, а це в свою чергу призводить до охолодження випарника.

Холодоагент потрапляє до компресору, де відбувається над ним процес стискання, а далі його направляють до конденсатору. Саме тут в конденсаторі холодоагент віддає отримане тепло. Після проведення літературного аналізу та порівняння цін та умов роботи раціональніше використовувати два типи теплових насосів, а саме повітря- повітря, або вода- повітря, проте перші є найбільш економнішими, та мають менше вимог при монтуванні, схема представлена на рис.3.4.

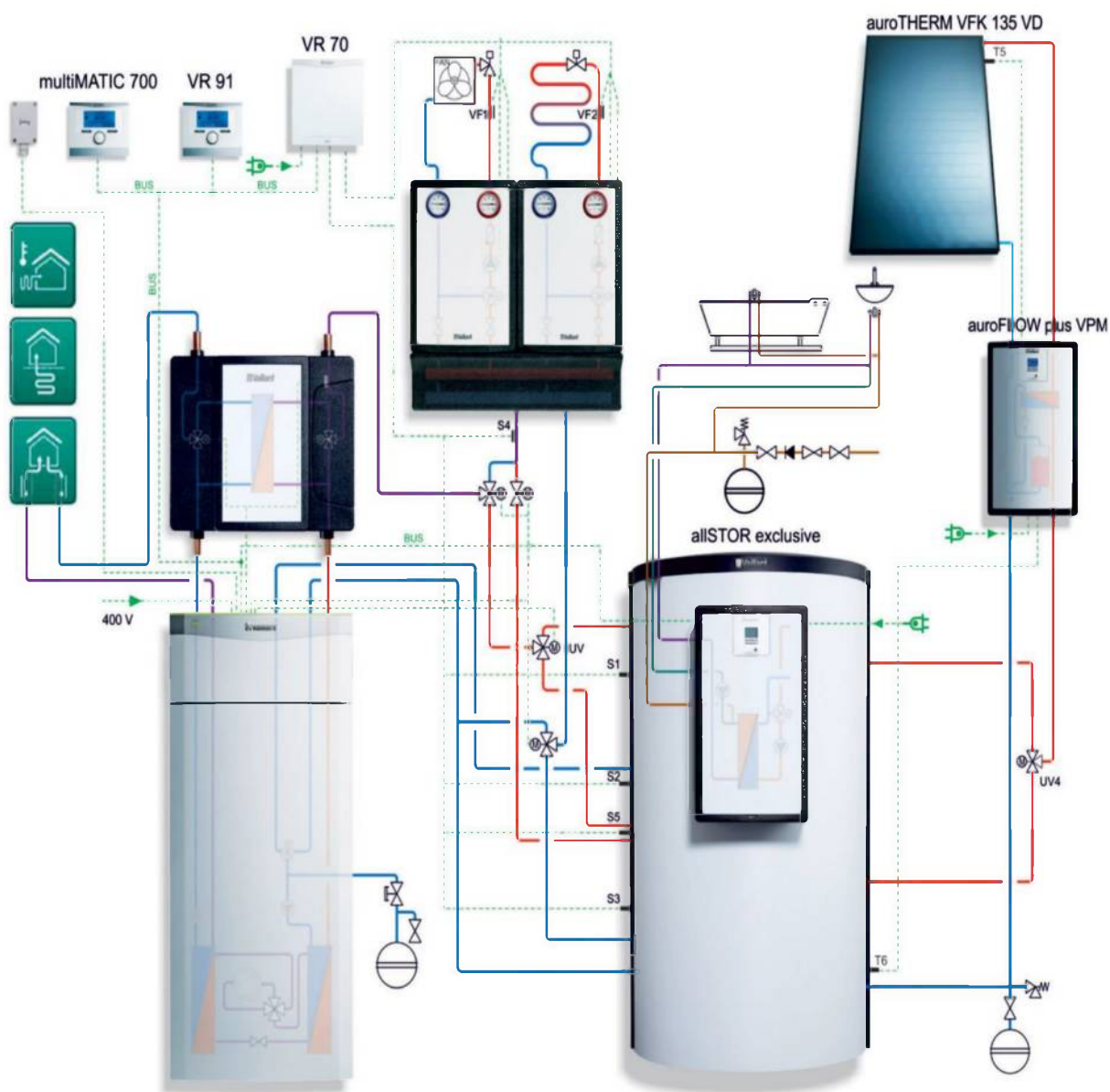


Рисунок 3.4 – Схема включення в систему опалення теплового насосу

3.2. Умови роботи теплового насосу в системі опалення та вентиляції

Тому треба визначити чи достатньо буде сонячної активності для такої системи опалення з жовтня по квітень (табл.3.1), бо рекомендовано включати тепловий насос в систему опалення коли температура за вікном не нижче 0 градусів, для того що заощадити природні ресурси.

Таблиця 3.1 – Характеристика сонячної активності з жовтня по квітень

Місяці	Сонячна радіація на добу, Н ,МДж/м ² ·до бу	Сонячна радіація , Н д МДж/м ² ·до бу	коефіціє нт ясності повітря атм. К _я	тривалість сонячного випромінюва ння протягом дня $\eta_{\text{міс}}^{\text{сс}}$	температу ра повітря Т _в , °С.
жовтень	1,579333	0,310667	4,87	93,89667	13
листопад	1,781333	0,345333	4,80	78,5475	5
грудень	1,944	0,428667	4,93	66,582	-12
січень	1,799333	0,416	4,80	65,202	-15
лютий	1,649333	0,354667	4,87	60,08	-10
березень	1,314	0,255333	4,80	85,68667	-2
квітень	1,028667	0,239333	5,07	122,625	6

Приведемо розрахунок долі радіації, що можна отримати з жовтня по квітень, обчислені значення занесемо до табл.3.2

$$\bar{H}_T = \bar{R} \cdot \bar{H}$$

де $\bar{H}$ - середньомісячна величина денного надходження сумарної радіації на горизонтальну поверхню, МДж/(м²·добу).

$\overline{R}$ – коефіцієнт для сонячної радіації:

Таблиця 3.2 – Характеристика долі сонячної радіації з жовтня по квітень

	H_T , МДж / м ² · міс	$\overline{R}$	$K_{\text{я}}$	$\overline{H}_T$, МДж/м ² · добу	$\eta_{\text{міс}}^{\text{cc}}$, год/міс	$\overline{H}_{T \text{ міс}}$, МДж/м ² · добу	I_a , Вт/м ²
жовтень	165	1,05	0,68	25,15	165	10,40	252,25
листопад	103,6	0,94	0,67	25,59	103,6	16,23	281,36
грудень	128,6	0,90	0,70	26,73	128,6	20,64	298,12
січень	124,8	0,91	0,67	25,08	124,8	23,37	291,94
лютий	106,4	1,00	0,68	25,00	106,4	23,19	269,01
березень	166,6	1,15	0,67	22,85	166,6	19,49	230,20
квітень	177	1,32	0,72	20,66	177	14,90	219,62

$$\overline{R}_{\phi=50,5^\circ}^1 = \overline{R}_1 + \frac{\overline{R}_2 - \overline{R}_1}{\phi_2 - \phi_1} \cdot (\phi_X - \phi_1)$$

ϕ_1, ϕ_2 – кути нахилу сонця.

Визначення долі сонячної радіації за кожний місяць

$$\overline{H}_{T \text{ міс}} = \overline{H}_T \cdot n_{\text{міс}}^{\text{дiб}}, \text{ МДж / м}^2 \cdot \text{міс}$$

де $n_{\text{міс}}^{\text{дiб}}$ - кількість днів в кожному місяці.

Обчислимо значення густини для потоку сонячного надходження:

$$I_a = \frac{\overline{H}_T}{n_{\text{міс}}^{\text{cc}} \cdot 3600}$$

Будемо проводити обчислення параметрів теплового насосу, та визначимо, а саме температуру рідини, що охолоджує

$$T_i = T_e - \frac{\eta_{CK}^{TH} - F_R (\tau\alpha)_n}{F_R U_L} \cdot I_a, ^\circ C$$

Також знайдемо температуру для колектору по наступному виразу:

$$T_x = T_i + 2, ^\circ C$$

Знайдемо значення температури в центрі самого насосу

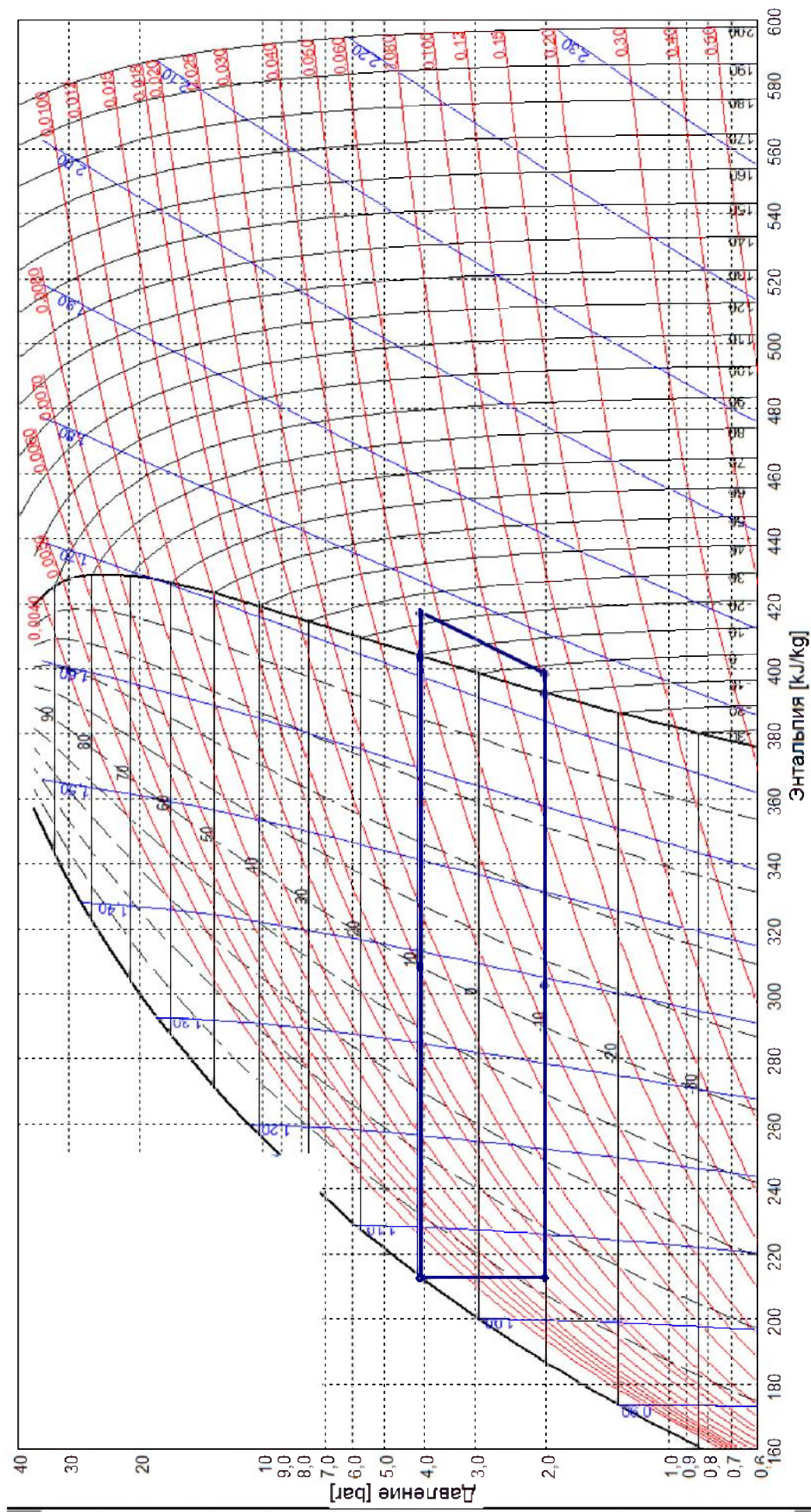
$$T_o = T_i - 5, ^\circ C$$

Усі обчислені значення занесемо у табл. 3.3.

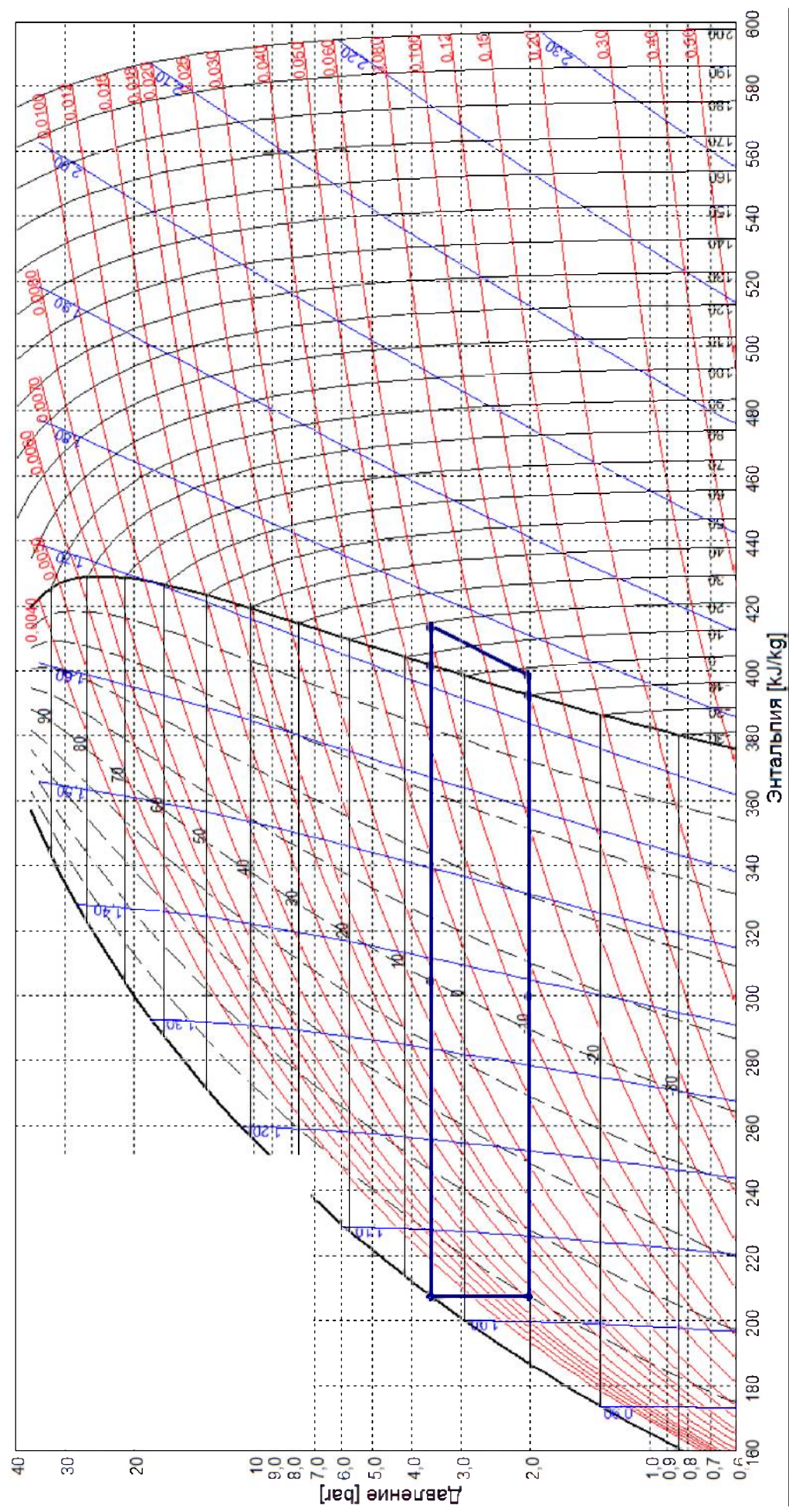
Таблиця 3.3 – Данні по температурам в тепловому насосі

Температура				
	$T_B, ^\circ C$	$T_i, ^\circ C$	$T_x, ^\circ C$	$T_o, ^\circ C$
жовтень	13	11,5158	9,5158	6,5158
листопад	5	10,64155	8,64155	5,64155
грудень	-12	9,3682	7,3682	4,3682
січень	-15	8,361	6,361	3,361
лютий	-10	7,4543	5,4543	2,4543
березень	-2	8,936	6,936	3,936
квітень	6	10,2048	8,2048	5,2048

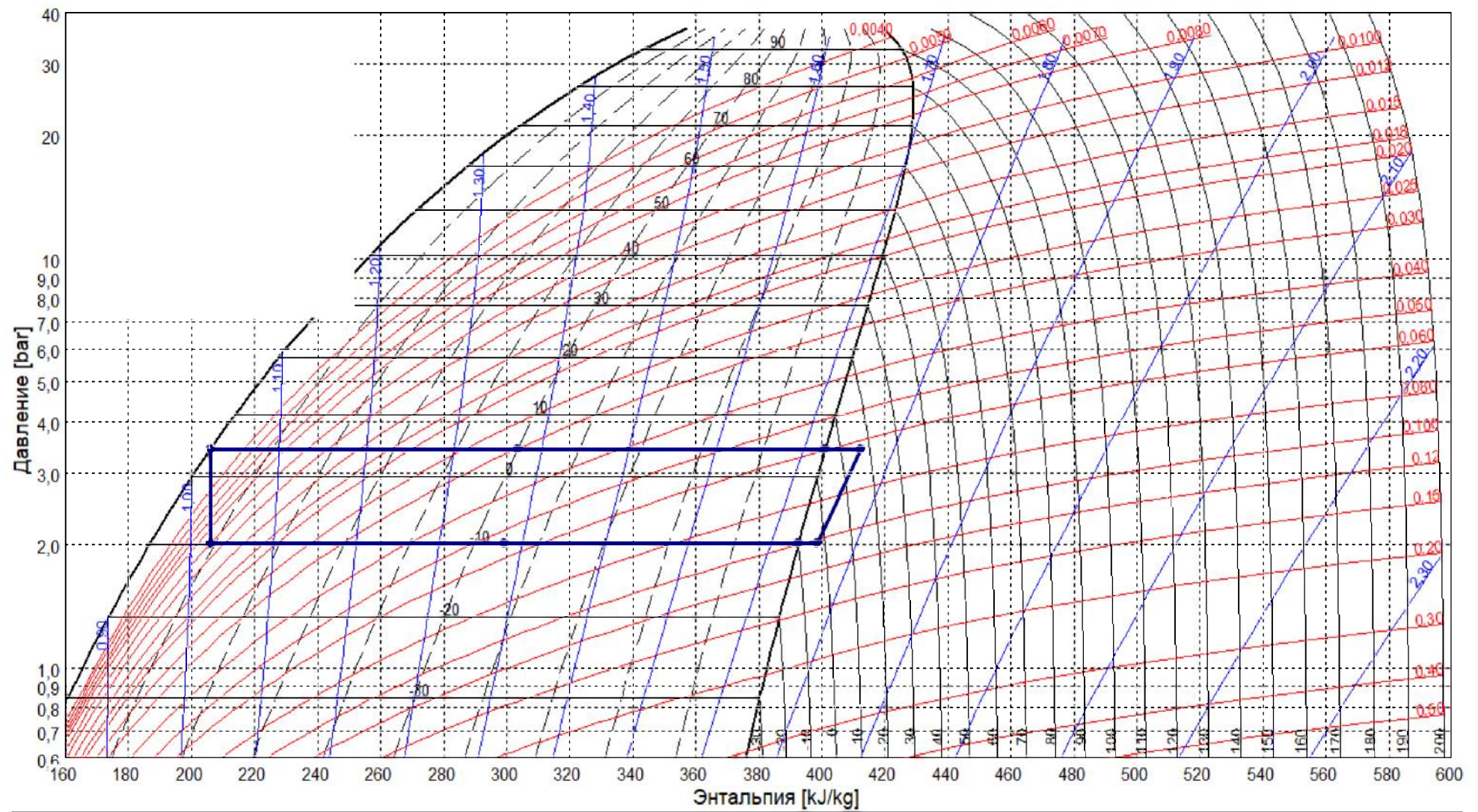
Для кожного місяця побудуємо цикл теплового насосу (рис. 3.5), та визначимо коефіцієнт перетворення тепла та коефіцієнт трансформації, що знати на скільки ефективна наша модернізація.



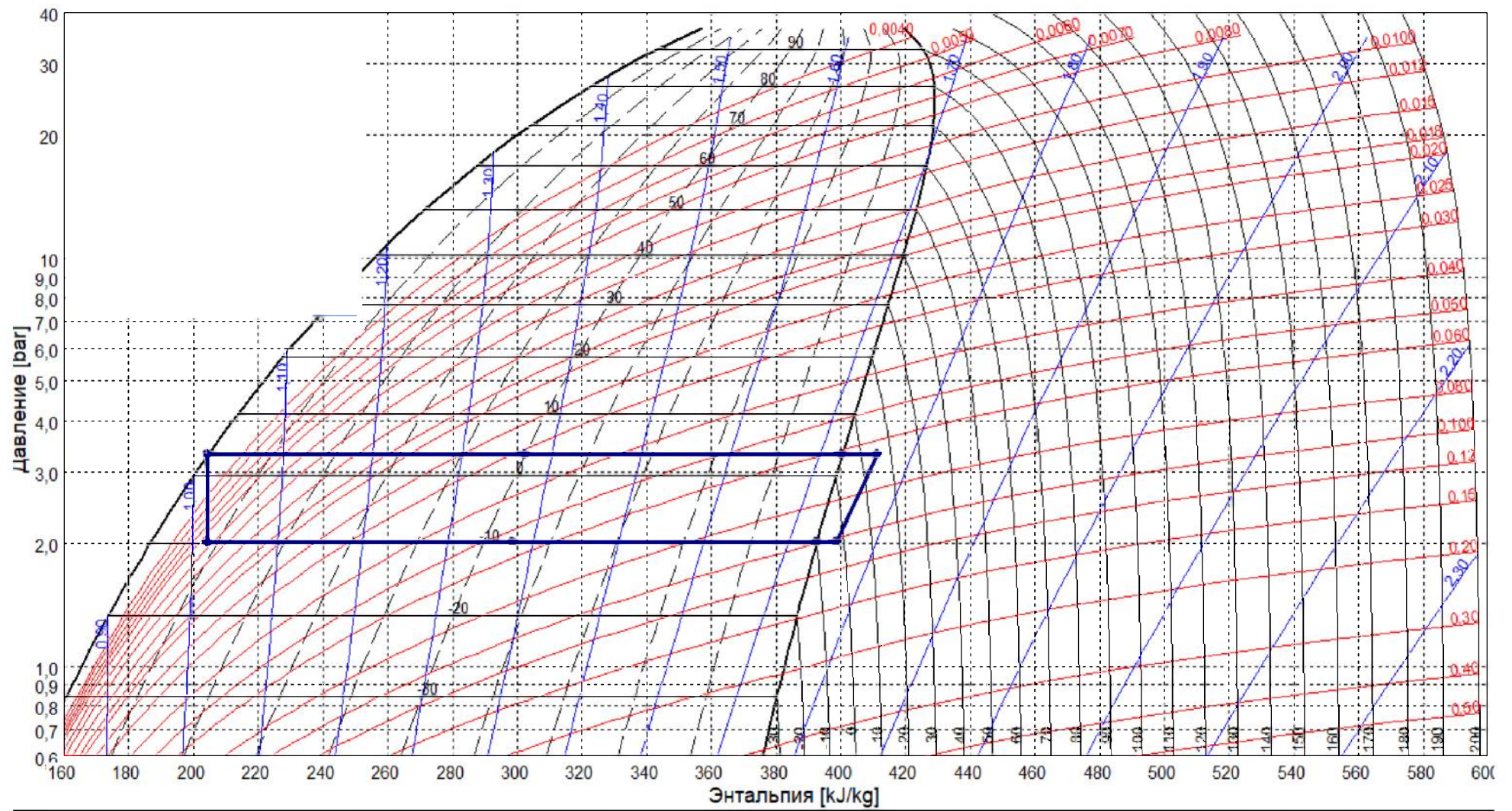
а) ЖОВТЕНЬ



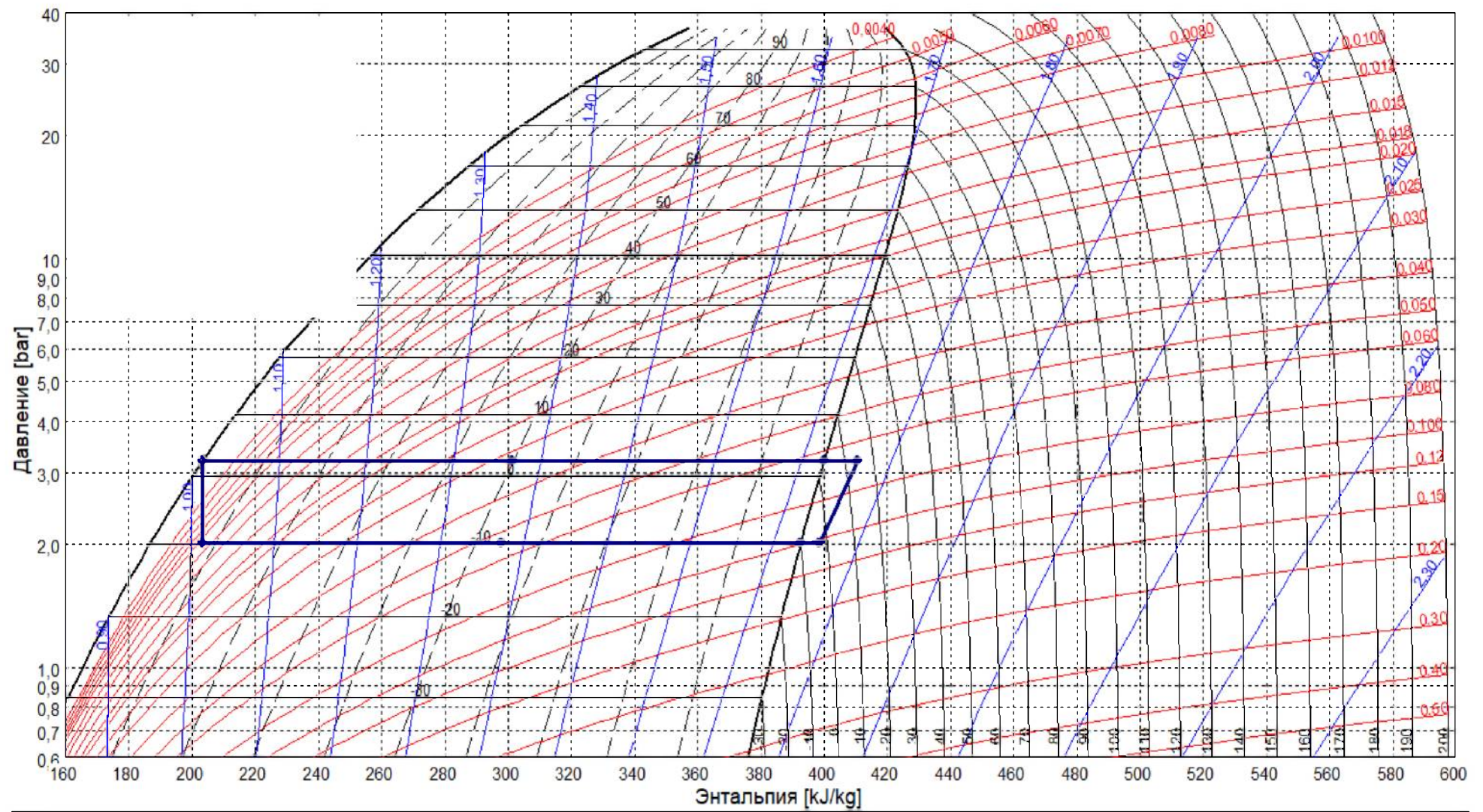
б) листопад



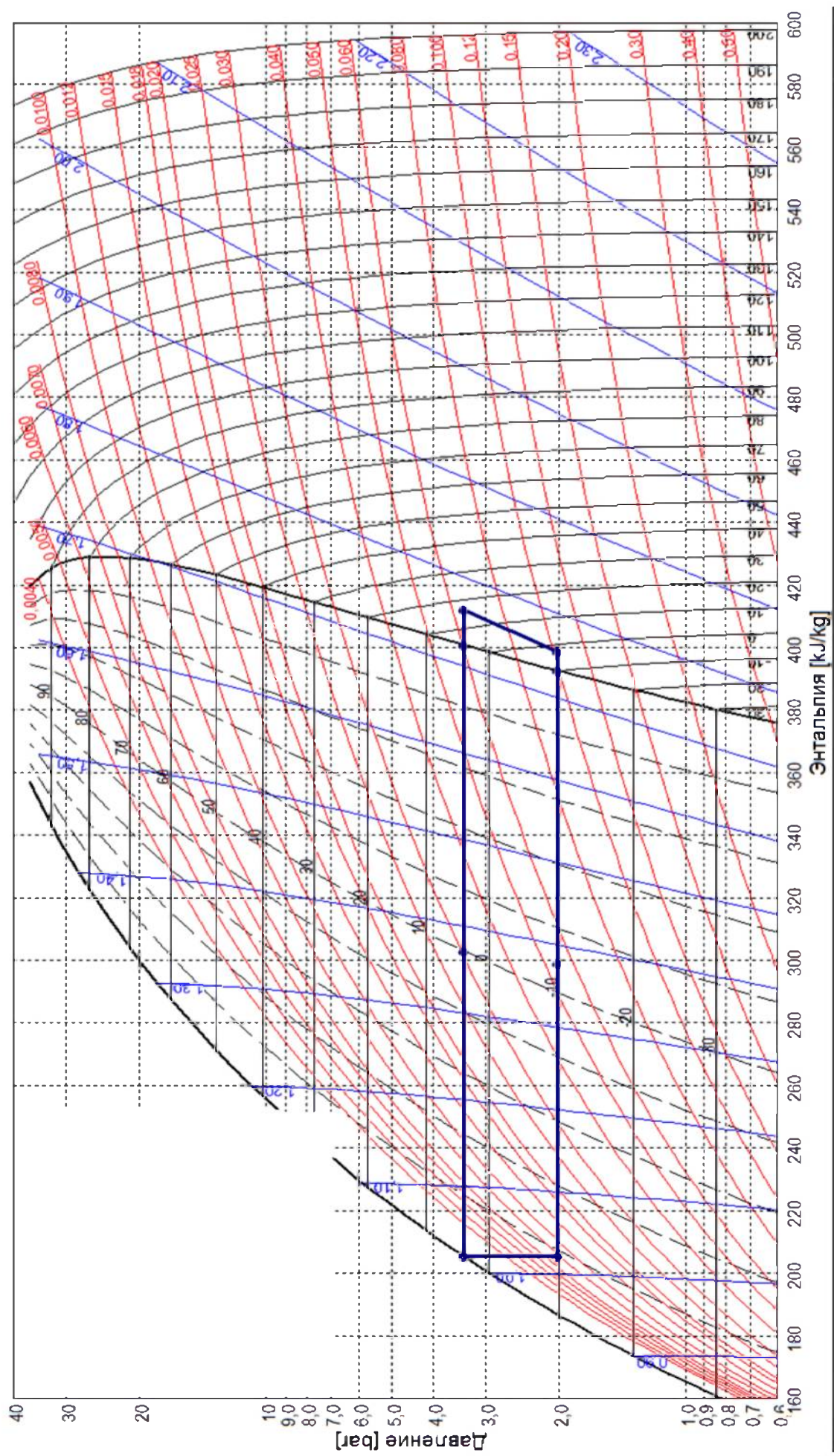
в) грудень



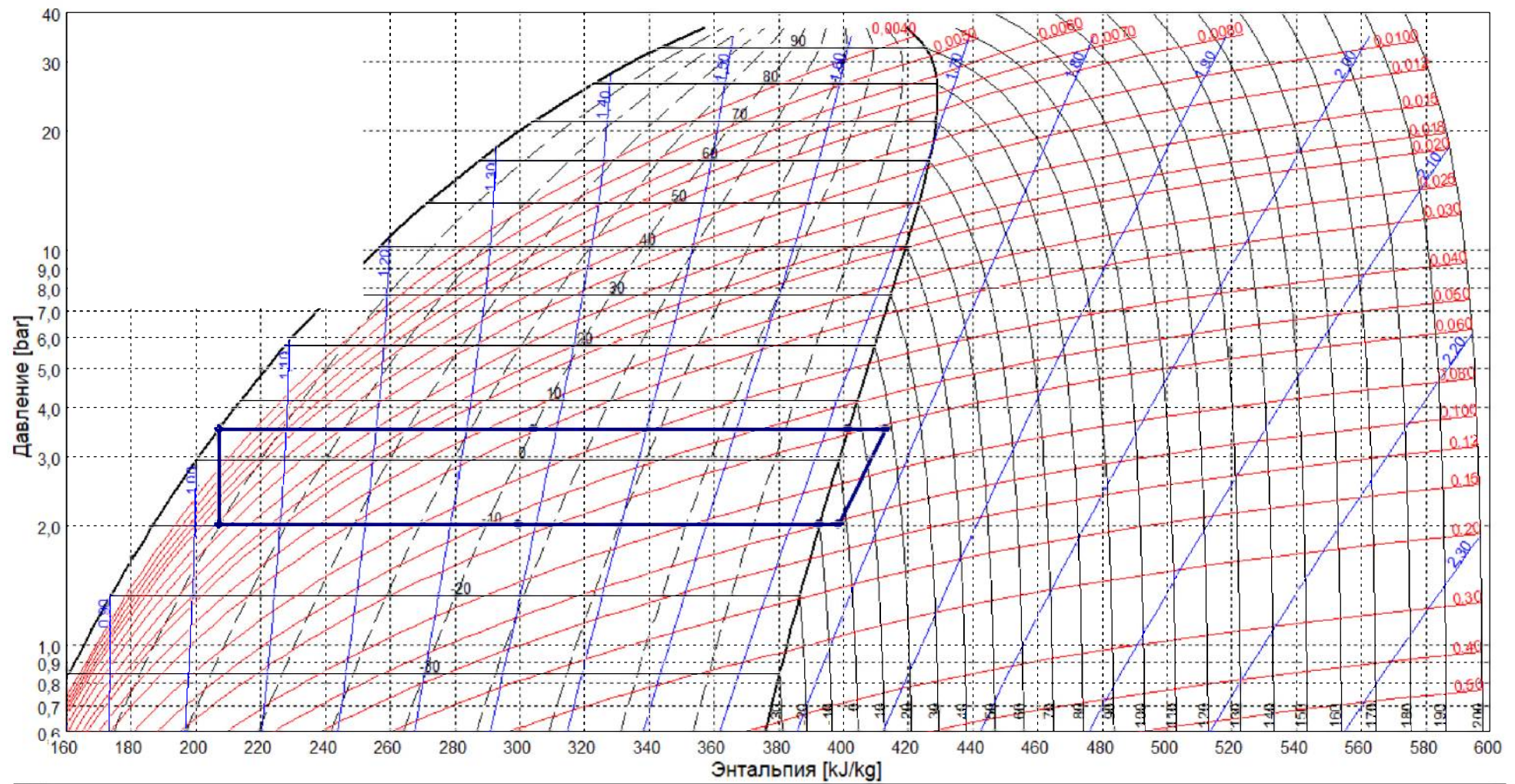
г) січень



д) лютий



ж) березень



3) квітень

Рисунок 3.5 – Термодинамічний цикл теплового насоса на фреоні R134 з жовтня (а) по квітень (з)

Якщо детально розглянути отримані цикли на рис.3.5 то можна знайти значення ентропії, для кожного з циклів теплових процесів з жовтня по квітень, отримані данні занесемо до табл.3.4.

Таблиця 3.4 – Інформаційні параметри роботи циклу

Місяць	жовтень	листопад	грудень	січень	лютий	березень	квітень
$T_B, ^\circ\text{C}$	13	5	-12	-15	-10	-2	6
$T_i, ^\circ\text{C}$	11,5158	10,64155	9,3682	8,361	7,4543	8,936	10,2048
$T_o, ^\circ\text{C}$	9,515	8,64155	7,3682	6,361	5,4543	6,936	8,2048
$T, ^\circ\text{C}$	6,5158	5,64155	4,3682	3,361	2,4543	3,936	5,2048
Q, МВт	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
N, МВт	0,1	0,08	0,07	0,06	0,07	0,08	0,07
h2, Дж	417,24	413,57	412,52	411,52	410,71	412,11	413,29
h3, Дж	403,91	401,57	401	400	399,91	400,76	401,48
h4, Дж	212,96	207,51	205,91	204,48	203,31	205,33	206,22
μ	5,0	6,3	7,1	8,3	7,1	6,3	7,1
КОП	0,14	0,16	0,17	0,17	0,18	0,17	0,19
	5,0	6,3	7,1	8,3	7,1	6,3	7,1

Та по наступним рівнянням проведемо обчислення коефіцієнти перетворення (КОП) теплоті :

$$КОП = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_2}$$

та коефіцієнт трансформації тепла

$$\mu = \frac{Q_v}{N},$$

де Q_v - кількість тепла, отриманого від теплового насосу;

N - витрачена потужність компресором.

Проведемо аналіз даних з табл. 3.4 та бачимо, для коефіцієнта трансформації тепла з жовтня по квітень спостерігається не велике зростання з 5,0 до 8,3 в січні, це пов'язано з мінімальними температурами за вікном, це наглядно видно на рис.3. 6

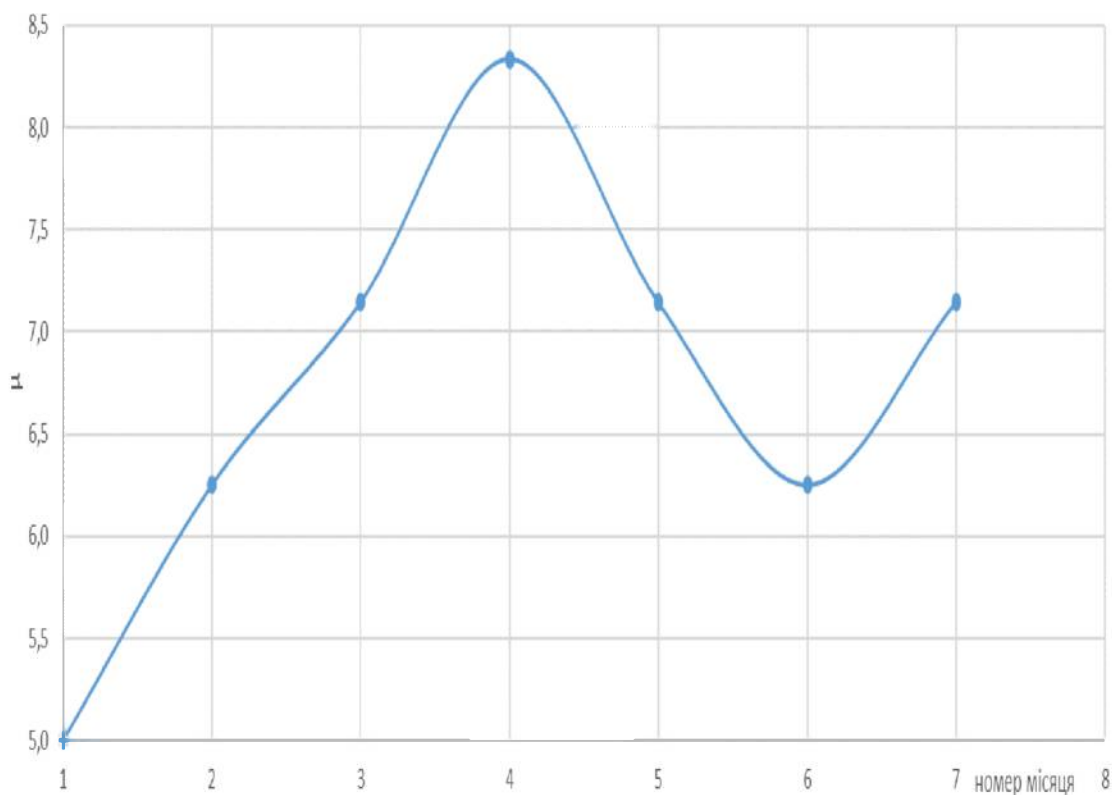


Рисунок 3.6 – Залежність зміни від жовтня (1) до квітня (7) коефіцієнта трансформації тепла

Проведемо ще додатковий аналіз даних з табл.3.4 та бачимо, для коефіцієнта перетворення тепла з жовтня по квітень спостерігається не велике зростання, особливо к квітню, коли температура навколишнього середовища зростає, це наглядно видно на рис.3. 7.

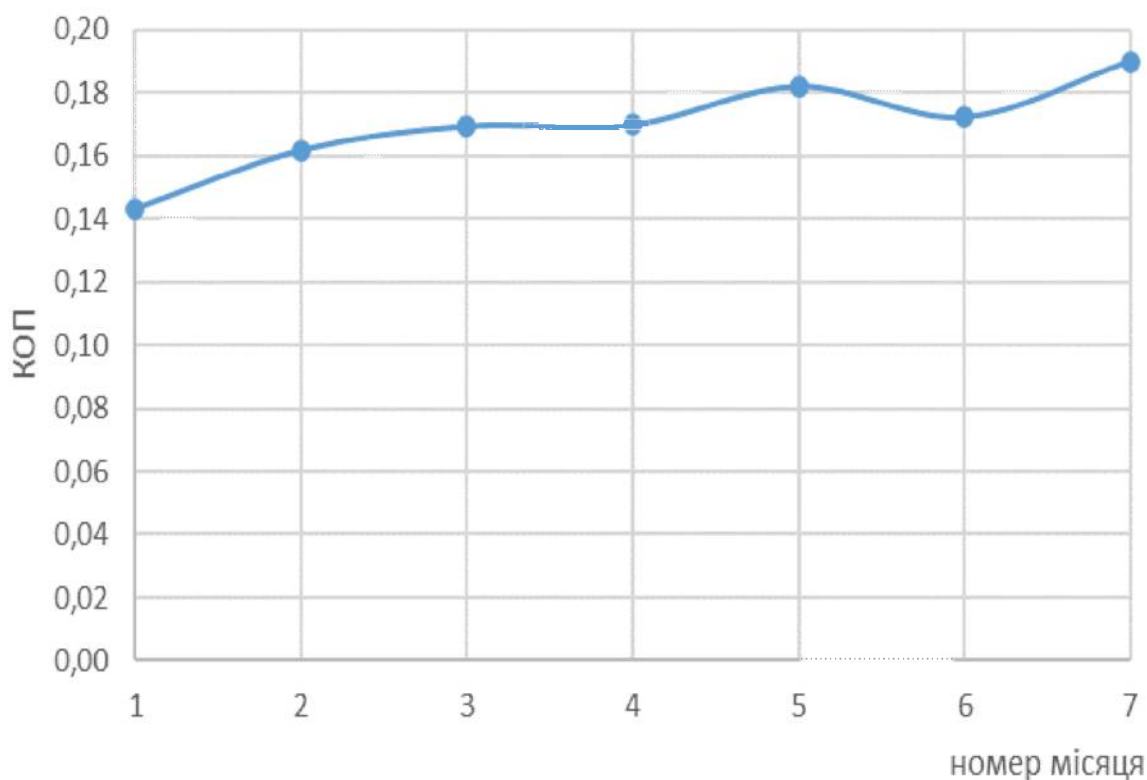


Рисунок 3.7 – Залежність зміни від жовтня (1) до квітня (7) коефіцієнта перетворення тепла

З рис.3.7 видно, що зміни, які відбуваються для коефіцієнта перетворення тепла з жовтня по квітень, знаходяться в допустимих межах для роботи теплових насосів в зимовий час, а саме від 0,14 до 0,19. Відповідно чим вище температура, тим менше потрібно використовувати теплові насоси для вентиляції та обігріву приміщень.

Ефективно використовувати теплові насоси в системі опалення та вентиляції при максимально високих мінімальних температурах, бо зі зниженням температури їх показники зменшуються.

Тому як бачимо з цього графіку раціонально використовувати теплові насоси для отримання гарячої води в неопалювальний період, бо ми заощаджуємо природні ресурси та не засмічуємо навколишнє середовище.

3.3. Висновок по розділу 3

1. Зміни для коефіцієнта перетворення тепла з жовтня по квітень, знаходяться в допустимих межах для роботи теплових насосів в зимовий час, а саме від 0,14 до 0,19. Відповідно чим вище температура, тим менше потрібно використовувати теплові насоси для вентиляції та обігріву приміщень.
2. Для коефіцієнта трансформації тепла з жовтня по квітень спостерігається не велике зростання з 5,0 до 8,3 в січні, це пов'язано з мінімальними температурами за вікном.
3. Ефективно використовувати теплові насоси в системі опалення та вентиляції при максимально високих мінімальних температурах, бо зі зниженням температури їх показники зменшуються.

ВИСНОВОК

В роботі на здобуття освітнього ступеня «бакалавр» за спеціальністю (144) «Теплоенергетика» на тему «Модернізація системи опалення та вентиляції теплової мережі» по результатах літературного огляду пропонується модернізувати стару систему опалення за рахунок впровадження в систему опалення повітряного опалення використанням теплового насоса або з двома джерелами тепла.

Рекомендовано застосовувати в старій системі одноступінчатий рекуперативний високотемпературний повітряний теплообмінник, який буде підігрівати воду, та додатково запитувати систему опалення яка розташована на дальніх відстанях від джерела тепла.

В огляді наведено використання хладагентів з низьким ПГП для звичайних теплових насосів, де стиснення і абсорбція використовуються для збільшення підйому температури.

В роботі наведено характеристики системи опалення та вентиляції теплової мережі, де описано місця знаходження об'єкту, представлено розрахунок теплової схеми та проведено визначення температури води для опалення в тепловій мережі.

Витрати води на опалення та вентиляцію в тепловій мережі в період з -21 °C до -16 °C, складають 93-125 Дж/кг.

Модернізація системи опалення та вентиляції полягає в використанні теплового насоса, в системі тепlopостачання, або його встановлення для індивідуальних споживачів.

Також представлено тепловий розрахунок теплового насоса для опалення та вентиляції, описано умови його роботи, та наведено як само його включати до теплової мережі.

Зміни для коефіцієнта перетворення тепла з жовтня по квітень, знаходяться в допустимих межах для роботи теплових насосів в зимовий час, а саме від 0,14 до 0,19. Відповідно чим вище температура, тим менше потрібно використовувати теплові насоси для вентиляції та обігріву приміщень.

Для коефіцієнта трансформації тепла з жовтня по квітень спостерігається не велике зростання з 5,0 до 8,3 в січні, це пов'язано з мінімальними температурами за вікном.

Ефективно використовувати теплові насоси в системі опалення та вентиляції при максимально високих мінімальних температурах, бо зі зниженням температури їх показники зменшуються.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Xian Liu, Xue Tian, Zhang Lin, Performance analysis of a novel dual heat source warm air heating system with ecofriendly refrigerants, Building and Environment, Volume 194, 2021, 107679, ISSN 0360-1323, <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2021.107679>.
(<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360132321000901>)
2. Shoujun Sun, Hao Guo, Ding Lu, Yin Bai, Maoqiong Gong, Performance of a single-stage recuperative high-temperature air source heat pump, Applied Thermal Engineering, Volume 193, 2021, 116969, ISSN 1359-4311, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.116969>.
3. Teng Jia, Peng Chu, Pengbo Dou, Yanjun Dai, Working domains of a novel solar-assisted GAX-based two-stage absorption-resorption heat pump with multiple internal heat recovery for space heating, Energy Conversion and Management, Volume 220, 2020, 113060, ISSN 0196-8904, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113060>.
4. Yubo Wang, Zhenhua Quan, Heran Jing, Lincheng Wang, Yaohua Zhao, Performance and operation strategy optimization of a new dual-source building energy supply system with heat pumps and energy storage, Energy Conversion and Management, Volume 239, 2021, 114204, ISSN 0196-8904, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114204>.
5. Hongzhi Yan, Di Wu, Junyu Liang, Bin Hu, R.Z. Wang, Selection and validation on low-GWP refrigerants for a water-source heat pump, Applied Thermal Engineering, Volume 193, 2021, 116938, ISSN 1359-4311, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.116938>.
(<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431121003859>)
6. Ashwni, Ahmad Faizan Sherwani, Thermodynamic analysis of hybrid heat source driven organic Rankine cycle integrated vapor-compression

refrigeration system, International Journal of Refrigeration, 2021, ISSN 0140-7007, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.05.006>.

7. J.T. Gao, Z.Y. Xu, R.Z. Wang, An air-source hybrid absorption-compression heat pump with large temperature lift, Applied Energy, Volume 291, 2021, 116810, ISSN 0306-2619, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2021.116810>.
(<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S03062619210031>)
8. Безопасность и охрана труда: Учеб. пособие для вузов / К. Е. Гарнагина, Н. Г. Занько, Н. Ю. Золотарева. - СПб.: Изд-во МАНЭБ, 2017.- 279 с.

ОДАТОК А. ОХОРОНА ПРАЦІ

Керівництво підприємства (організації) повинно забезпечити утримання котлів у справному стані і безпечні умови їх експлуатації шляхом організації належного обслуговування.

З цією метою власник котла зобов'язаний:

а) призначити відповідальну особу за справний стан і безпечну експлуатацію котлів із числа інженерно-технічних працівників (ІТП), які пройшли перевірку знань в установленому порядку;

б) забезпечити інженерно-технічних працівників правилами і керівними вказівками з безпечної експлуатації котлів (циркулярами, інформаційними листами, інструкціями та ін.);

в) призначити в необхідній кількості осіб обслуговуючого персоналу, які пройшли навчання і мають посвідчення на право обслуговування котлів, приладів безпеки, контрольно-вимірювальних приладів, хімводоочистки, живильних пристроїв та іншого допоміжного устаткування;

г) розробити і затвердити виробничу інструкцію для персоналу, який обслуговує котли, на підставі «Типової інструкції для персоналу котельні» та Інструкції з монтажу і експлуатації заводу – виготовлювача котла з урахуванням компоновки устаткування. Виробнича інструкція повинна знаходитись на робочих місцях і видаватись під розписку обслуговуючому персоналу;

д) встановити такий порядок, щоб персонал, на який покладено обов'язки з обслуговування котлів, вів ретельне спостереження за дорученим йому устаткуванням шляхом його огляду, перевірки справності арматури, КВП, запобіжних клапанів, засобів сигналізації і захисту, живильних пристроїв. Для запису результатів огляду і перевірки повинен вестись змінний журнал;

е) встановити порядок і забезпечити періодичність перевірки знань керівними та інженерно-технічними працівниками Правил, норм та інструкцій з охорони праці згідно з «Типовим положенням про навчання, інструктаж та перевірку знань працівників з охорони праці»;

ж) організувати періодичну перевірку знань персоналом виробничих інструкцій;

з) організувати контроль за станом металу елементів котла відповідно до Інструкції з монтажу і експлуатації підприємства-виготовлювача. На теплових електростанціях при контролі за станом металу котлів слід також керуватись НД, погодженою з Держнаглядохоронпраці України;

і) забезпечити виконання інженерно-технічними працівниками Правил, а обслуговуючим персоналом – інструкцій;

к) забезпечити проведення технічних опосвідчень і діагностування котлів в установлені терміни;

л) проводити періодично, не рідше одного разу на рік, обстеження котлів з наступним повідомленням інспектора Держнаглядохоронпраці України про результати цього обстеження.

В котельні повинен бути годинник і телефон для зв'язку з місцями споживання теплоенергії, а також з технічними службами і власником.

При експлуатації котлів-утилізаторів, крім того, повинен бути встановлений зв'язок між пультами котлів-утилізаторів і джерелами тепла.

В котельню не повинні допускатись особи, які не мають відношення до експлуатації котлів і устаткування котельні. У разі потреби сторонні особи можуть допускатись в котельню тільки з дозволу власника й у супроводі його представника.

Відповідальність за справний стан і безпечну експлуатацію котлів повинна бути покладена наказом по підприємству на начальника котельні, а при відсутності в штаті котельні начальника – на інженерно-технічного працівника,

який виконує функції начальника котельні. Номер і дата наказу про призначення відповідальної особи повинні бути записані в паспорті котла.

Особа, відповідальна за справний стан і безпечну експлуатацію котлів, повинна мати спеціальну теплотехнічну освіту.

В окремих випадках відповідальність за справний стан і безпечну експлуатацію котлів може бути покладена на інженерно-технічного працівника, який не має теплотехнічної освіти, але пройшов спеціальну підготовку згідно з погодженою з Держнаглядохоронпраці України програмою і атестацію в комісії за участю інспектора Держнаглядохоронпраці України.

На час відсутності відповідальної особи (відпустка, відрядження, хвороба) виконання її обов'язків повинно бути покладено наказом на іншого інженерно-технічного працівника, який пройшов перевірку знань Правил.

Особа, відповідальна за справний стан і безпечну експлуатацію, повинна забезпечити:

- а) утримання котлів у справному стані;
- б) проведення своєчасного планово-попереджувального ремонту котлів і підготовку їх до технічного опосвідчення;
- в) своєчасне усунення виявлених несправностей;
- г) обслуговування котлів навченим і атестованим персоналом;
- д) обслуговуючий персонал – інструкціями, а також періодичну перевірку знань цих інструкцій;
- е) виконання обслуговуючим персоналом виробничих інструкцій.

Особа, відповідальна за справний стан і безпечну експлуатацію котлів, зобов'язана:

- а) регулярно оглядати котли в робочому стані;
- б) щоденно в робочі дні перевіряти записи в змінному журналі і розписуватись в ньому;
- в) проводити роботу з персоналом по підвищенню його кваліфікації;
- г) проводити технічне опосвідчення котлів;

д) зберігати паспорти котлів і Інструкції з монтажу і експлуатації заводів-виготовлювачів;

е) проводити протиаварійні тренування з персоналом котельні;

ж) брати участь в обстеженнях і технічних опосвідченнях;

з) перевіряти правильність ведення технічної документації при експлуатації та ремонті котлів і забезпечити її зберігання;

і) брати участь в комісії по атестації і періодичній перевірці знань у ІТП і обслуговуючого персоналу;

к) своєчасно виконувати приписи, видані органами Держнаглядохоронпраці України.

Особа, відповідальна за справний стан і безпечну експлуатацію котлів, має право:

а) усувати від обслуговування котлів персонал, який допустив порушення інструкцій або виявив незадовільні знання;

б) подавати керівництву підприємства пропозиції щодо притягнення до відповідальності інженерно-технічних працівників і обслуговуючого персоналу, які порушили правила та інструкції;

в) подавати керівництву підприємства пропозиції щодо усунення причин, які породжують порушення вимог Правил та інструкцій.

ДОДАТОК Б. ПЕРЕЛІК ЗАУВАЖЕНЬ НОРМОКОНТРОЛЕРА ДО
РОБОТИ

Перелік зауважень нормо контролера до роботи

Позначення документа	Документ	Умовне позначення	Зміст зауваження

Дата _____

підпис(ПІБ)_____