

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 Удосконалення умов роботи джерела теплопостачання
Improving the working conditions of the heat supply source

Виконав: студент 3 курсу, групи ТЕПЗп-18
(шифр групи)

напряму підготовки 144 «Теплоенергетика»
(спеціальності)

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Плаксіє Віталій Вікторович
(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)

02.06.2021

02.06.2021

(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**

Плаксі́й Віта́лій Ві́кторович
_____ (прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: _____

Удосконалення умов роботи джерела теплопостачання

Improving the working conditions of the heat supply source

керівник роботи Любименко Олена Миколаївна, доц.к.-.ф. 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: _____

Температура повітря в приміщенні 19° С, Температура ззовні -22° С, Вид палива
- природний газ, з родовищ України.

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

1. Теоретичний огляд умов роботи джерела теплопостачання

2. Описання джерела теплопостачання

3. Удосконалення умов роботи джерела теплопостачання

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 – 06.06.21	
5.			
6.			
7.			
8.			

Студент _____
(підпис)

Плаксієв В. В.
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____
(підпис)

Любименко О. М..
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Плаксі́й Віта́лій Ві́кторович. Удосконалення умов роботи джерела теплопостачання. / 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 додатків.

У першому розділі проведено теоретичний огляд умов роботи джерела теплопостачання та описано теплове навантаження від джерела теплопостачання.

В другому розділі описання джерела теплопостачання, наведена його характеристика, описано перехід джерела на інше паливо.

В третьому розділі приведені умови, які удосконалюють умови роботи джерела , наведено як покращити теплоізоляцію та зменшити витрати рідини в джерелі теплопостачання.

В додатках описано заходи з охорони праці.

Ключові слова: КОТЕЛ, ЕНТАЛЬПІЯ, ВОДА, ВИТРАТА , ТЕМПЕРАТУРА, ПАЛИВО.

Список публікацій здобувача

1.

SUMMARY

Plaksiy Vitaliy Viktorovich. Improving the working conditions of the heat supply source. / 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 and appendices.

The first section provides a theoretical overview of the operating conditions of the heat supply source and describes the heat load from the heat supply source.

The second section of the description of the heat supply source, its characteristics, describes the transition of the source to another fuel.

The third section presents the conditions that improve the operating conditions of the source, shows how to improve thermal insulation and reduce fluid consumption in the heat source.

The appendices describe labor protection measures.

Key words: BOILER, ENTALPHY, WATER, CONSUMPTION, TEMPERATURE, FUEL.

1.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1. ТЕОРЕТИЧНИЙ ОГЛЯД УМОВ РОБОТИ ДЖЕРЕЛА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ	8
1.1. Описання в літературі теплового навантаження від джерела теплопостачання.....	8
1.2. Висновки по розділу 1.....	20
2. ОПИСАННЯ ДЖЕРЕЛА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ.....	22
2.1. Основна характеристика джерела теплопостачання.....	22
2.2. Описання переходу джерела теплопостачання на інше паливо	23
2.3. Висновки по розділу 2.....	39
3. УДОСКОНАЛЕННЯ УМОВ РОБОТИ ДЖЕРЕЛА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ.....	40
3.1. Покращення теплоізоляції трубопроводів від джерела теплопостачання.....	40
3.2. Рекомендації по зменшенню витрат рідини для джерела.....	47
3.3. Визначення для рідини джерела теплопостачання її температури.....	53
3.4. Висновок по розділу 3.....	56
ВИСНОВОК	58
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	61
ДОДАТОК А. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	63
ДОДАТОК Б. ПЕРЕЛІК ЗАУВАЖЕНЬ НОРМОКОНТРОЛЕРА ДО РОБОТИ.....	66

ВСТУП

Для підвищення ефективності роботи джерел теплопостачання, а саме теплоелектроцентралі, котельні або станції теплового постачання, раціонально використовувати паливо з високими енергетичними показниками, або слід використовувати пошарове спалювання, у випадку використання вугілля, чи дотримуватися при спалюванні вугілля додаткової подачі підігрітого повітря. Також удосконалення умов роботи теплової мережі можливо при заміні або модернізації старого обладнання, заміні палива, або зменшення втрат тепла в оточуюче середовище.

Джерелом тепла є теплоелектроцентральною, яка складається з котла та турбіни. Удосконалення умов її роботи полягає в переведенні котла на інше паливо з родовищ України, а не на той що купують, бо ціни на імпортований газ дуже великі.

Мета даної роботи провести вдосконалення умов роботи джерела теплопостачання.

Завдання роботи розрахувати показники, які можна покращити при удосконалення умов роботи джерела теплопостачання.

Предмет дослідження - умови роботи .

Об'єктом дослідження це джерело теплопостачання.

Методи дослідження це математичне моделювання, чисельний розрахунок, порівняння, аналіз. Розробка побажань по вдосконаленню умов роботи джерела теплопостачання.

Особистий внесок виконавця в випускній кваліфікаційній роботі бакалавра це розробка покращення теплоізоляції трубопроводів від джерела теплопостачання, відстеження як змінюватиметься значення ентальпії для елементів котла та для тепло сприймаючих поверхонь котла.

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

1. ТЕОРЕТИЧНИЙ ОГЛЯД УМОВ РОБОТИ ДЖЕРЕЛА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

1.1. Описання в літературі теплового навантаження від джерела теплопостачання

На котельні установки надходить близько 21% первинної енергії, що використовується для опалення комерційних будівель. Динамічне моделювання несправної роботи холодильних установок та котельнь може допомогти виявити їх вплив та підтримати розробку методів виявлення поломок. Однак адекватні моделі рідко трапляються в літературі.

У цій роботі [1], пропонується скоординована система управління (CCS) для вугільної барабанної установки на основі точного енергетичного балансу (PEB) та стратегій прямого енергетичного балансу (DEB). По-перше, враховуючи надзвичайно складне накопичення енергії котла, у цій роботі пропонується модель барабанного котла з чітким фізичним змістом (рис.1.1).

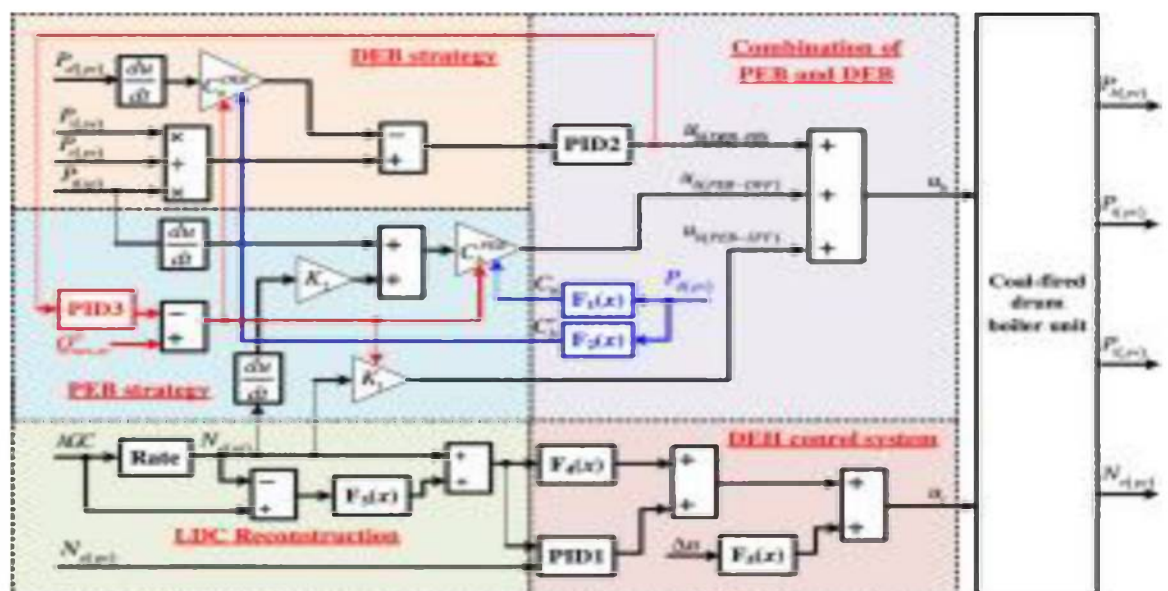


Рисунок 1.1 - Модель барабанного котла

На основі моделі накопичувач енергії котла додатково тестується та аналізується. По-друге, враховуючи декілька ключових параметрів, пропонується стратегія РЕВ для контролю за подальшим використанням. У поєднанні з реконструкцією стратегії ДЕВ та командою навантаження (LDC) розроблено CCS блоку. Результати моделювання показують, що стратегія РЕВ може досягти точного прямого контролю, реконструкція LDC може значно покращити показники оцінки одиничного навантаження, а CCS може добре адаптуватися до змін якості вугілля та накопичення енергії котла. Результати застосування показують, що одиничне навантаження може добре відслідковувати задане значення при малому та великому діапазонах коливання навантаження. Швидкість набору становить до 13,2 МВт / хв, точність навантаження менше 1,2 МВт / хв, час відгуку менше 22 с, а комплексний показник до 4,35. Отже, CCS може бути високо адаптованим до диспетчерського попиту на електромережі. Крім того, згоряння котла стабільне, максимальні відхилення тиску пари та температури становлять 0,7 МПа та 6,4 ° С відповідно.

У роботі [2] ми прагнемо розробити моделі високої точності для апроксимації динамічної поведінки холодильних установок та котельних установок під контролем, пов'язаними з несправностями. Зокрема, ми спочатку розробили типову конфігурацію холодильних установок та котельних установок. Потім змодельовали як фізичні системи, так і контролери цих типових установок за допомогою Modelica (рис.1.2). При розробці моделей Modelica ми створили ієрархічну структуру моделі, тоді як модулі в кожному шарі можуть бути передекларовані та параметризовані на верхніх шарах. Ця структура моделі полегшує реалізацію сценаріїв несправностей за допомогою інтуїтивних модифікаторів моделі. Нарешті, ми застосували запропоновані моделі в комплексній оцінці впливу несправностей тринадцяти несправностей, пов'язаних з управлінням чилерних та котельних установок.

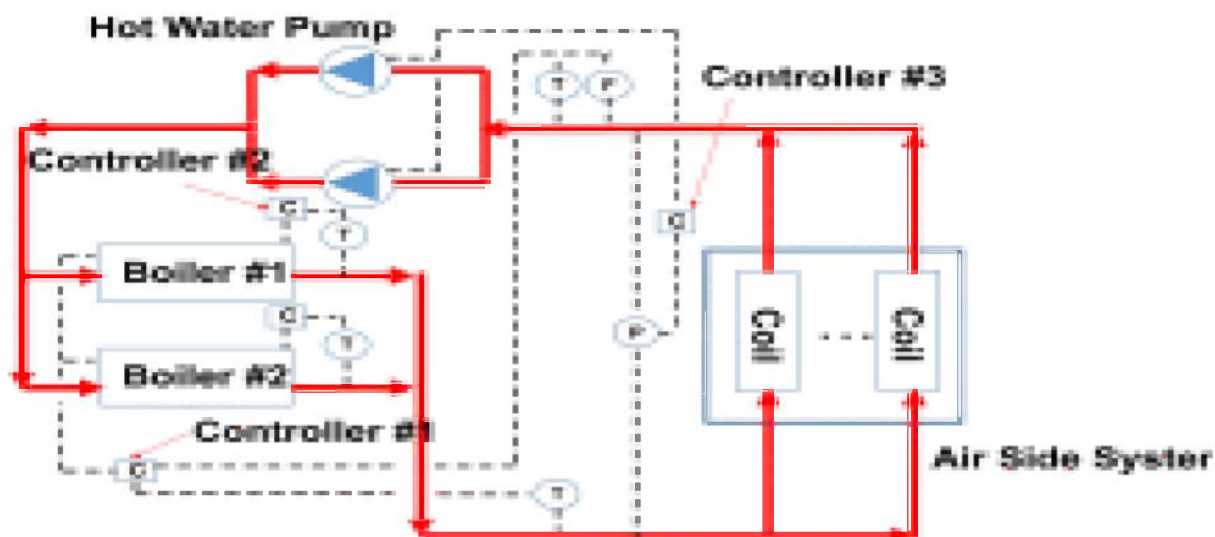


Рисунок 1.2 - Модель фізичної системи

У цій оцінці запропоновані моделі поєднуються з моделлю теплового навантаження EnergyPlus™ для вивчення впливу різних несправних сценаріїв. На основі результатів оцінки впливу несправності ми виявили несправності, які мають найбільш значний вплив на роботу холодильної та котельної установок відповідно. Ми також виявили, що взаємозв'язок між наслідками досліджуваних несправностей та рівнем серйозності несправностей може бути вкрай нелінійним. Це дослідження сприяє появі літератури, надаючи перші динамічні моделі холодильних установок та котельних установок, які можуть бути використані для широкомасштабного вивчення несправностей, пов'язаних з контролем.

У роботі [3] пропонується скоординована система управління (CCS) барабанної котельні з урахуванням роз'єднання потреби в енергії. Оскільки велика затримка та інерція у відповіді потоку подачі вугілля на основний тиск пари, для проектування CCS прийнято узагальнений алгоритм прогнозного управління (GPC). Оскільки зв'язок між котлом і турбіною є серйозним, сигнал попиту на енергію будується і інтегрується в контролер GPC для реалізації управління роз'єднанням блоку. На основі правил оцінки

реконструюється сигнал команди навантаження, щоб поліпшити пристосованість блоку до мережі (рис.1.3).

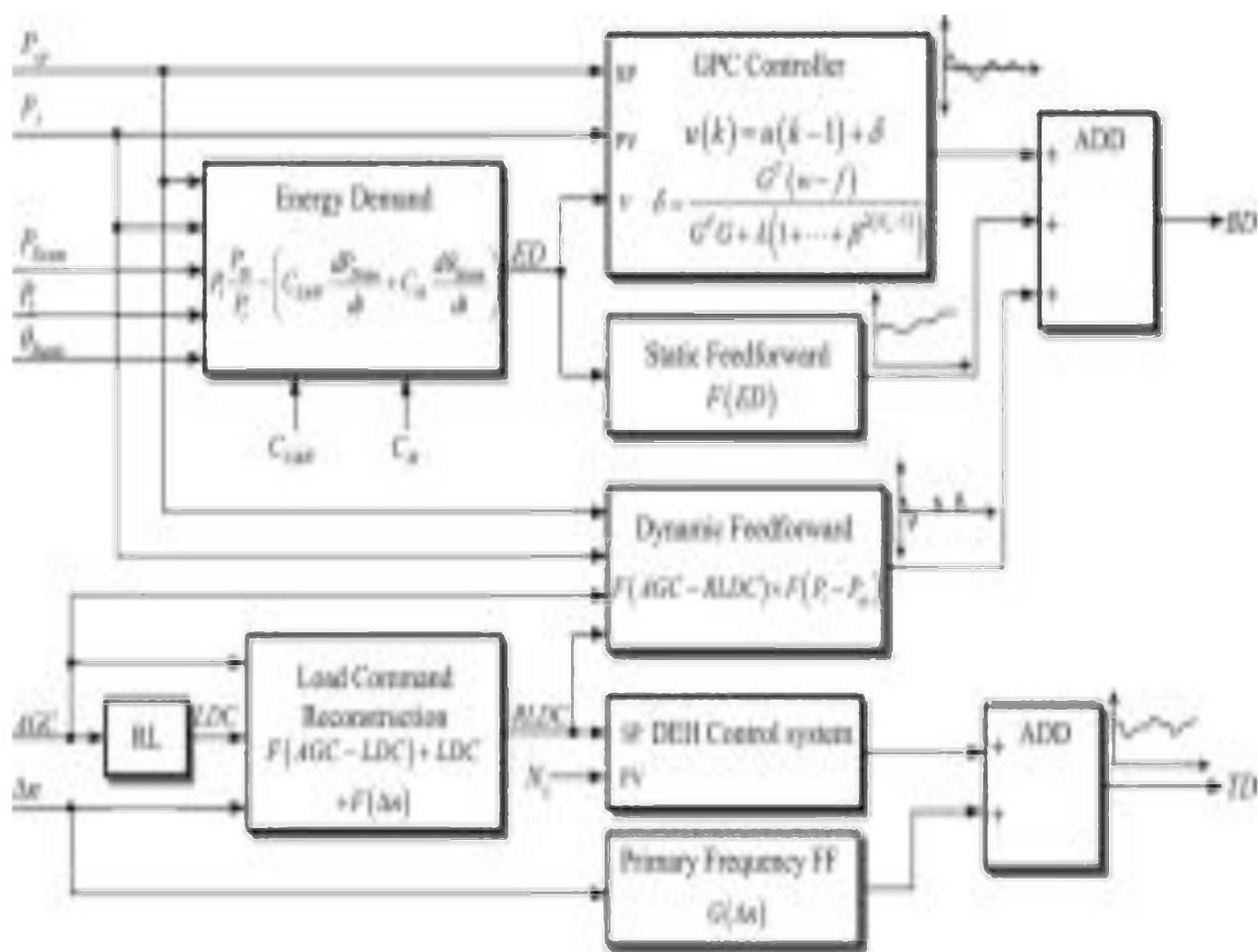


Рисунок 1.3 - Узагальнений алгоритм прогнозного управління (GPC)

Результати моделювання показують, що CCS може швидко відстежувати команду навантаження, долати нелінійність та люфт регулюючого клапана та забезпечувати безпечну та стабільну роботу агрегату. Результати застосування показують, що CCS працює добре під час навантаження, зниження навантаження та коливання навантаження. Показник ефективності перевищує 4,0 за один місяць, а його максимальне значення - до 5,09. Одночасно агрегат підтримує високий ступінь стабільності, перевищення потоку подачі вугілля майже дорівнює нулю, коливання тиску

пари та температури невеликі. Очевидно, що запропонований CCS є вдосконаленим та практичним.

У роботі [4] є нелінійна математична модель парового котла. Передача тепла в камері печі моделюється з урахуванням постійної температури димових газів у всій камері печі. Моделюється лише передача радіаційного тепла до водяних стінок котла. Розроблені математичні моделі розподілених параметрів для окремих ступенів пароперегрівача: першого ступеня пароперегрівача, пароперегрівача валика, другого та третього ступенів пароперегрівача. Таким же чином моделюється двоступеневий економайзер котла. Температури димових газів і повітря нижче за течією повітряних нагрівачів окремі ступені визначаються за допомогою методу ε -NTU (ефективність ε - кількість передавальних одиниць NTU).

Завдяки такому розташуванню нагрівальних поверхонь котла та нелінійному тепловіддачі необхідні ітеративні розрахунки температури пари, димових газів та повітря. Розроблена математична модель дозволяє також визначати температури зовнішньої та внутрішньої поверхонь труби та зовнішніх забруднень для всіх нагрівальних поверхонь котла. Розроблена нелінійна математична модель всього котла має високе практичне значення. Запропонована математична модель може бути використана для моделювання роботи котла в різних умовах, що дозволяє визначати та корегувати вибір параметрів роботи котла. Нелінійна математична модель котла також може бути використана для правильного проектування окремих ступенів пароперегрівача, щоб досягти бажаної температури за окремими ступенями. Визначення місцевої температури стінки трубки дозволяє вибрати відповідний сорт сталі для окремих ступенів пароперегрівача. Також розроблену нелінійну математичну модель можна використовувати для моніторингу роботи котла в режимі on-line.

У роботі [5] описано збільшення виробництва відновлюваної енергії в електромережі, ультранадкритичні (USC) прохідні котлотурбінні агрегати

(OTBT) повинні працювати в широкому діапазоні навантажень для підтримки стабільності мережі. Координована система управління (CCS) координує системи котлів та турбін для відстеження потреби в навантаженні та забезпечення одночасної безпечної та економічної роботи. Однак небагато досліджень зосереджено на моделюванні блоків USC-OTBT для проектування CCS відповідно до сучасних жорстких вимог.

Це дослідження розробляє динамічну нелінійну модель блоку USC-OTBT, що працює в широкому діапазоні навантажень, що є першим кроком до розробки ефективної CCS. Ця робота спочатку аналізує та фіксує нелінійні характеристики агрегату USC-OTBT при низькому навантаженні та поширюється на моделювання динамічного процесу агрегату в більш широкому діапазоні навантажень, від низького навантаження до повного навантаження. Крім того, дві енергетичні функції представлені шляхом аналізу реакцій з відкритим циклом для поліпшення структури моделі та точності динамічного моделювання. Структура моделі походить від законів збереження маси та енергії, а параметри та функції моделі визначаються на основі даних, що працюють. Результати перевірки демонструють ефективність моделі для роботи з широким діапазоном навантаження блоку USC-OTBT, забезпечуючи основу для ефективної конструкції CCS.

У роботі [6] описана модель циркулюючого киплячого шару (CFB), включаючи величезну потужність накопичення енергії та метод згоряння, дослідження тривалої роботи з низьким навантаженням може призвести до прориву в цій галузі. Завдяки розумним модернізаціям блоку CFB потужністю 330 МВт успішно проведено декілька випробувань з низьким навантаженням, і в цьому документі структуровано систему оцінки ефективності роботи з низьким навантаженням CFB. Структура заснована на використанні технологічних даних, які можуть відображати псевдозрідження та стабільність горіння, а також ефективність котла. Встановлено, що ключовим фактором довготривалої стабільної роботи є підтримка сумісного

псевдозрідження та розподілу тепла в котлі CFB, який контролюється регулюванням об'єму первинного повітря. Завдяки надійному аналізу та дослідженню даних запропонована нова стратегія управління низьким навантаженням для обсягу первинного повітря, яка підтверджена фактичною роботою.

У роботі [7] описано як у Китаї щороку виробляється велика кількість вугільної суспензії як побічний продукт промивання вугілля. Якби всю цю суспензію використали, це могло б не тільки принести величезні економічні вигоди, але й вирішити забруднення навколишнього середовища, спричинене зберіганням суспензії вугілля. Як одне з найважливіших пристроїв для спалення вугільної суспензії, котли з циркуляційним киплячим шаром (CFB) повинні покращити рівень управління, щоб споживати більше суспензії. У цій роботі характеристики котла CFB з великим коефіцієнтом змішування вугільної суспензії досліджуються як з експлуатаційного, так і з контрольного аспектів.

Проаналізовано коливання енергії, спричинені тривалим згорянням вугільної суспензії в котлі CFB, що впливає на експлуатаційну стабільність установки та обмежує коефіцієнт змішування вугільної суспензії. На основі аналізу та теорії накопичення енергії котла пропонується нова стратегія управління для поліпшення перетворення енергії та стабілізації коливань енергії, спричинених спільним згорянням вугільної суспензії. Нарешті, стратегія управління застосовується до фактичного котельного блоку потужністю 300 МВт.

Тривала експлуатація показує, що вдосконалена система управління може зменшити коливання енергії, підвищити стабільність управління та збільшити коефіцієнт змішування вугільної суспензії, приносячи величезні економічні вигоди електростанції.

У роботі [8] випалювання вугільного шламу в циркуляційному котлі з псевдозрідженим шаром є ефективним методом чистого використання

вугільного шламу за низькою ціною. У цьому дослідженні була запропонована система оптимізації експлуатаційних витрат на основі даних для котельної установки CFB, що спалює вугільний шлам, яка вказує операторам більш науково регулювати параметри роботи. На основі фактичних робочих даних блоку CFB потужністю 300 МВт, для побудови моделі стійкої експлуатаційної вартості використовували машину з підтримкою найменших квадратів, а для вибору вхідних змінних та зменшення складності моделі застосовували метод часткового вибору змінних із взаємною інформацією. На основі заздалегідь побудованої моделі вартості експлуатації генетичний алгоритм був використаний для створення автономної бази даних експертних знань у межах порогового рівня безпеки. Вартість комунальних послуг була введена в стандарти вимірювання правил асоціацій для вдосконалення традиційного видобутку нечітких правил асоціації. Покращений нечіткий видобуток правил асоціації був використаний для вилучення асоціацій між одиничним навантаженням та оптимальними робочими параметрами з автономної бази знань експертів після отримання інструкції навантаження, щоб досягти швидких вказівок щодо оптимізації роботи в режимі онлайн. Результати показали, що запропоновані показники системи економічної оптимізації були кращими за традиційні методи і можуть покращити роботу досліджуваного блоку.

У роботі [9] пропонується вдосконалене відстеження утопій на основі багато об'єктивної нечіткої моделі прогнозного управління. Цей метод використовує ієрархічну структуру, в якій передбачуваний контроль нечіткої моделі квазінескінченного горизонту розроблений для точки стійкого компромісу у верхньому шарі, а в нижньому шарі розроблений полі об'єктивний контроль на основі відстеження утопій. Для забезпечення стабільності замкнутого циклу застосовується обмеження щодо функції оптимального значення щодо точки компромісу. Результати моделювання на моделі котлотурбінного агрегату USC потужністю 1000 МВт підтверджують

переваги запропонованої стратегії у досягненні меншої витрати палива та менших втрат дроселювання під час регулювання навантаження.

Ця робота [10] присвячена дослідженню критичних динамічних подій, що викликають термохімічне розкладання робочої рідини в органічних системах енергетичного циклу Ренкіна. Тематичним дослідженням є установка нафтогазової платформи, де одна з трьох газових турбін поєднана з органічним блоком циклу Ренкіна для підвищення загальної ефективності перетворення енергії.

Динамічна модель установки поєднується з одновимірною моделлю прохідного котла, що живиться від теплової потужності вихлопної газової турбіни. Модель теплообмінника використовує фізичну топологію розподіленого поперечного потоку та локальні кореляції для одно- та двофазних коефіцієнтів теплопередачі. Результати показують, що серйозні зміни навантаження ($0,4\text{--}1,0\text{ МВт} - 1$) можуть призвести до перевищення температурного межі розкладання рідини протягом 10 хв.

Швидкості пандусу нижче $0,3\text{ МВт} - 1$ є прийнятними з огляду на стабільність електричної мережі та розкладання рідини. Показано, що використання розпилювача може пом'якшити проблеми локального перегріву органічної сполуки. Як практичний наслідок, у цьому документі наведено вказівки щодо безпечної та надійної роботи органічних енергетичних модулів циклу Ренкіна на морських установках.

У статті [11] представлені результати аналізу парового котла (рис.1.4), що працює на пилу, при різних умовах експлуатації. Для дослідження ефективності аналізованого парового котла був проведений аналіз енергії та ексергії проведених, а також основних умов експлуатації димових газів - повітряного та водно-парового контуру визначається. Для розрахунку енергоефективності котла використовують непрямий метод та індивідуальні втрати котла було застосовано обчислення.

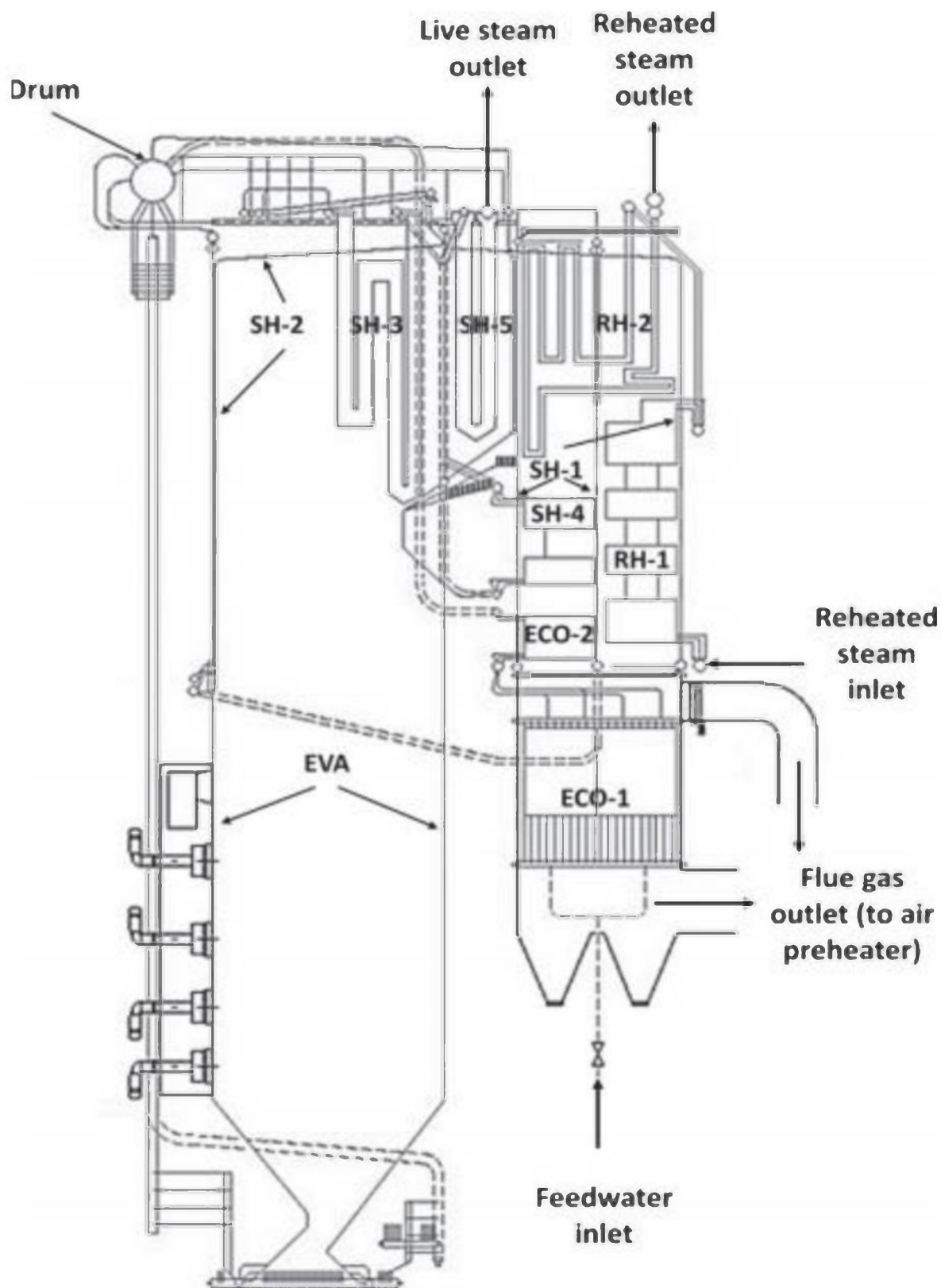


Рисунок 1.4 – Схема парового котла

Термодинамічна модель була розроблена для імітації роботи котла під часткові навантаження котла. Точність результатів моделі була перевірена при трьох різних часткових навантаженнях.

Термодинамічна модель була створена з використанням програмного забезпечення Epsilon Professional та 0-вимірного підходу термодинамічного моделювання (рис.1.5) а результати на рис.1.6.

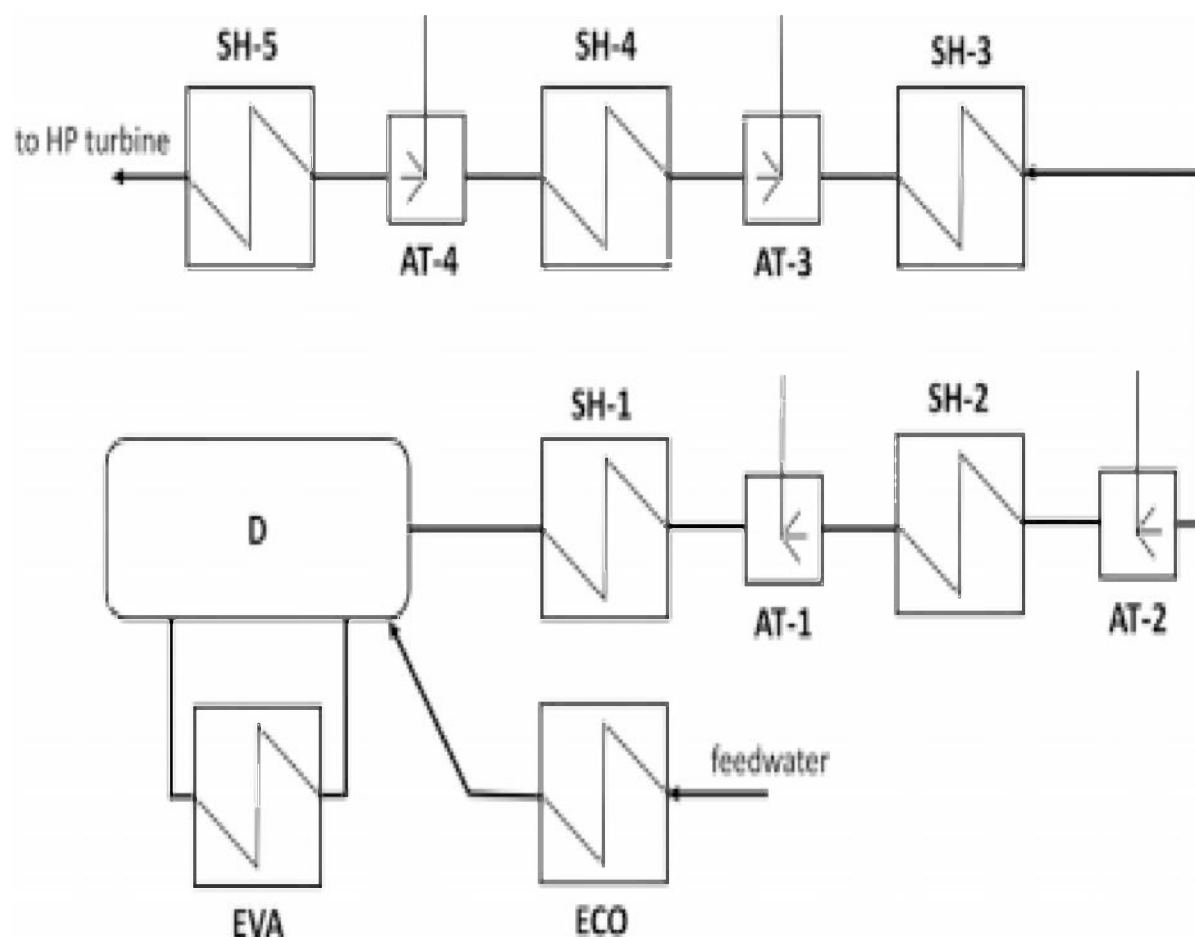


Рисунок 1.5 – Схема подачі пари та конфігурація теплообмінників котла: AT-1 до AT-4 перший-четвертий паровий засіб, D барабан, ECO е економайзер, EVA є випарник, високого тиску (парова турбіна), SH-1, SH-2, SH-3, SH-4 та SH-5 – це перший, другий, третя, четверта і п'ята ступінь пароперегрівача.

Результати розподілу форми і пари на виході з всі нагрівальні поверхні перевірені наявними даними вимірювань котла (рис.1.6). Відносна похибка розрахунків температури пари не перевищує 4,5%. Розроблена модель

дозволяє проводити розрахунки для змінних умов введення для визначення основних параметрів роботи котла та загальних ККД котла.

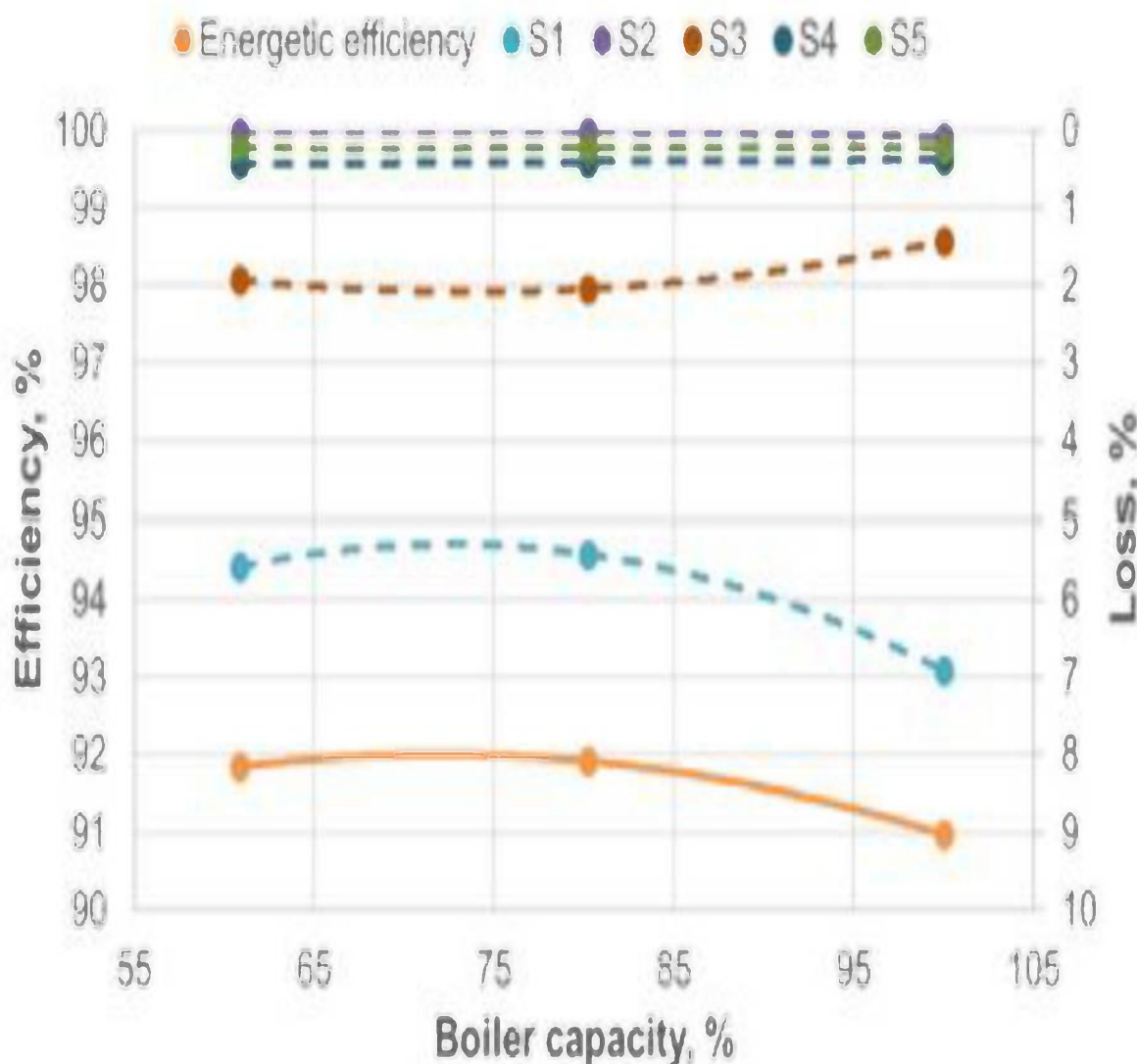


Рисунок 1.6 – Крива, що представляє енергетичну ефективність та втрати в навантаженні котла

Представлені методи розрахунку були застосовані для виявлення зміни котла ККД та основні параметри котла під час роботи при різних часткових навантаженнях та під час спалювання різних видів вугілля. Різні умови експлуатації мають великий вплив на характеристики котлів. Для цього використовувався енергетичний та екзегетичний аналіз робочих параметрів котла, оцінили загальну ефективність котла. Результати були представлені у

вигляді загальної ефективності котла та втрати котла у залежності від навантаження котла та теплотворної здатності (рис.1.6 та рис.1.7)

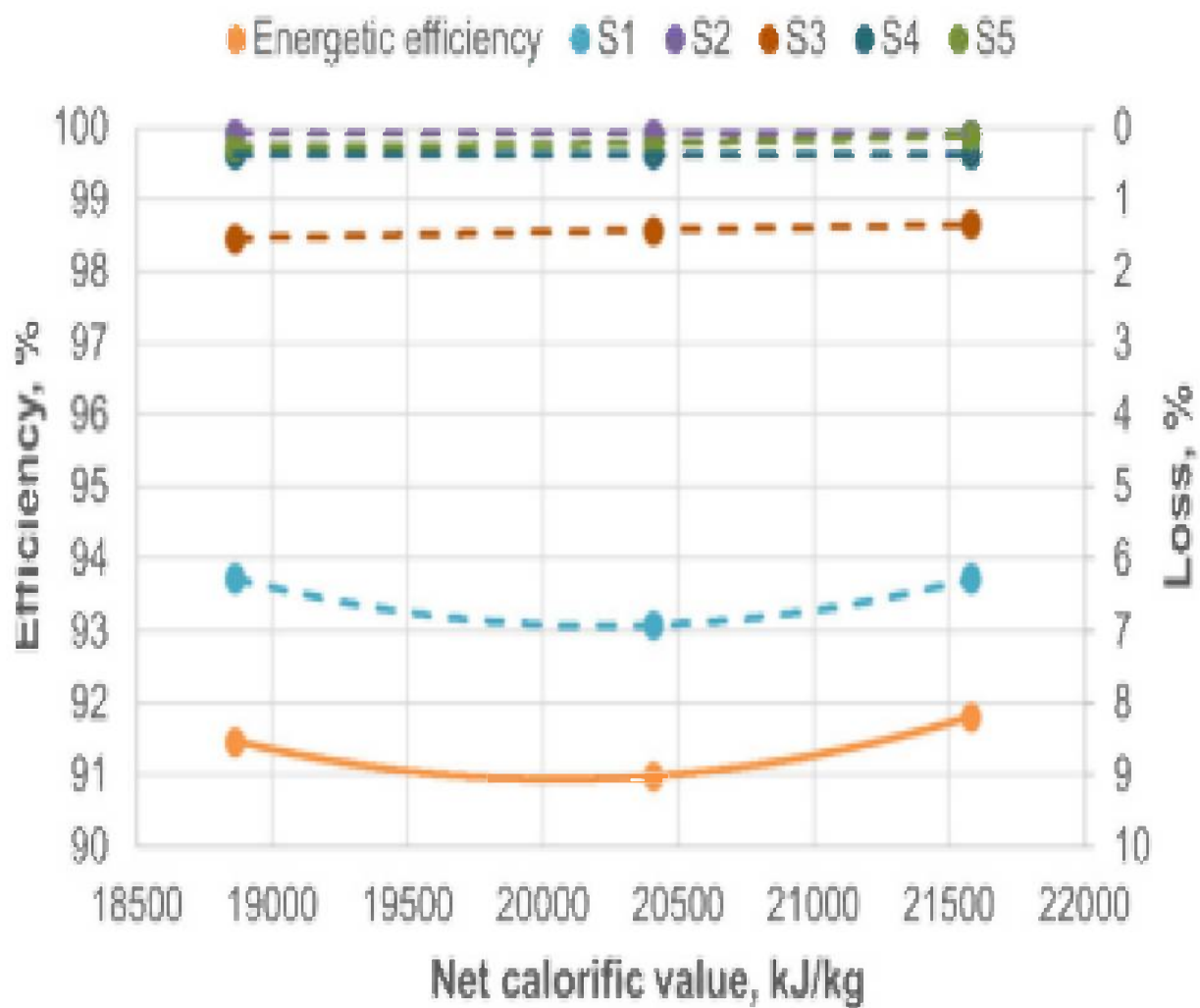


Рисунок 1.7 – Енергоефективність та втрати котла для різного вугілля

1.2. Висновки по розділу 1

Після дослідження літератури було виявлено, що застосування для теплопостачання котла добре використовується одиничне навантаження, значення якого задане значеннями при малому та великому діапазонах коливання навантаження.

Для підвищення ефективності роботи джерел теплопостачання, а саме теплоелектроцентралі, котельні або станції теплового постачання, раціонально використовувати паливо з високими енергетичними показниками, або слід використовувати пошарове спалювання, у випадку використання вугілля, чи дотримуватися при спалюванні вугілля додаткової подачі підігрітого повітря. Також удосконалення умов роботи теплової мережі можливо при заміні або модернізації старого обладнання, заміні палива, або зменшення втрат тепла в оточуюче середовище.

2. ОПИСАННЯ ДЖЕРЕЛА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

2.1. Основна характеристика джерела теплопостачання

Джерелом тепла є теплоелектроцентрально, яка складається з котла та турбіни, основна схема котла наведена на рис.2.1.

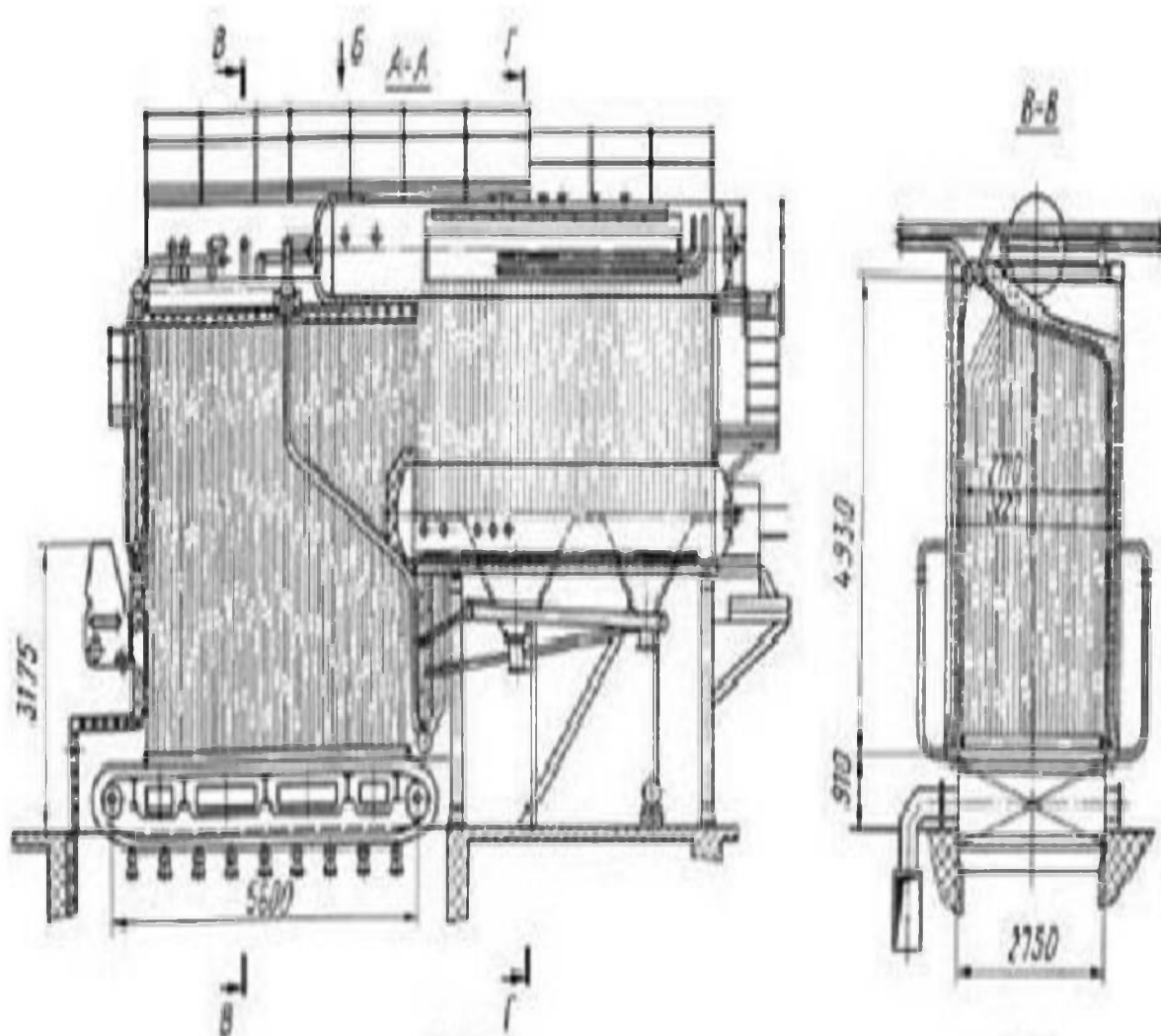


Рисунок 2.1 – Схема котла КВ-ГМ-4,65-150

Котел КВ-ГМ-4,65-150 – використовується для нагріву води, він працює на газу або мазуті, його теплопродуктивністю 4,65 МВт, коли вода

нагрівається до 150 ° С, яку споживають в системах опалення та вентиляції чи гарячого водопостачання.

Технічна характеристика котла наведена в табл.2.1

Таблиця 2.1 -Технічна характеристика котла

Вид палива природний		газ / мазут
Теплопродуктивність,	4,65 (4,0)	МВт (Гкал / год)
Робоча (надлишкова) тиск теплоносія на виході	1,3 (13,0)	МПа (кгс / см ²)
Температурний графік води,	70-150	° С
Розрахунковий ККД	92	%
Витрата розрахункового палива	465/441	м ³ / год / кг / год
Габарити транспортабельного блоку котла	5000x2600x3500	LxBxH мм

2.2. Описання переходу джерела тепlopостачання на інше паливо

Котел КВ-ГМ-4,65-150 планується перевести на газ з родовищ України, а не на той що купують. Газ з родовищ України має склад :

CH ₄	—	87,92
C ₂ H ₆	—	8,63
C ₃ H ₈	—	1,3686
C ₄ H ₁₀	—	0,2425
C ₅ H ₁₂	—	0,1746
N ₂	—	0,8439
CO ₂	—	0,8245

Використовуючи наступний вираз знайдемо вищу для газу теплоту згорання:

$$Q_v^v = 127,7\text{CO} + 127,7\text{H}_2 + 397,7\text{CH}_4 + 636\text{C}_2\text{H}_4 + 584\text{C}_2\text{H}_2 + 700\text{C}_2\text{H}_6 + 992\text{C}_3\text{H}_8 + 1290\text{C}_4\text{H}_{10} + 1590\text{C}_5\text{H}_{12} + 255\text{H}_2\text{S}$$

Обчислимо :

$$\begin{aligned} Q_v^v &= 397,7 \cdot 87,92 + 700 \cdot 8,63 + 992 \cdot 1,368 + 1290 \cdot 0,2425 + 1590 \cdot 0,1746 \\ &= 42954,28 \quad \text{кДж/м}^3 \end{aligned}$$

Використовуючи наступний вираз знайдемо нижчу для газу теплоту згорання:

$$\begin{aligned} Q_v^v &= 127,7\text{CO} + 108\text{H}_2 + 358\text{CH}_4 + 596\text{C}_2\text{H}_4 + 555\text{C}_2\text{H}_2 + 636\text{C}_2\text{H}_6 + 913\text{C}_3\text{H}_8 \\ &+ 1185\text{C}_4\text{H}_{10} + 1465\text{C}_5\text{H}_{12} + 234\text{H}_2\text{S} \end{aligned}$$

Обчислимо :

$$\begin{aligned} Q_v^v &= 358 \cdot 87,92 + 636 \cdot 8,63 + 913 \cdot 1,368 + 1185 \cdot 0,2425 + 1465 \cdot 0,1746 \\ &= 38756,18 \quad \text{кДж/м}^3 \end{aligned}$$

Використовуючи наступний вираз знайдемо необхідний теоретичний об'єм кисню при спалюванні палива за рівнянням:

$$V_{\text{к}}^0 = 0,0476 \cdot \left[0,5 \cdot (\text{CO} + \text{H}_2) + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) \text{C}_m\text{H}_n - \text{O}_2 \right]$$

де m – числа атомів вуглецю;

n – числа атомів водню.

$$V_6^0 = 0,0476 \cdot \left[\left(1 + \frac{1}{4}\right) \cdot 87,92 + \left(2 + \frac{6}{4}\right) \cdot 8,63 + \left(3 + \frac{8}{2}\right) \cdot 1,3686 + \right. \\ \left. + \left(4 + \frac{10}{2}\right) \cdot 0,2425 + \left(5 + \frac{12}{2}\right) \cdot 0,1746 \right] = 7,319 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}$$

Використовуючи наступний вираз знайдемо необхідний витрату для повітря при спалюванні палива за рівнянням:

$$L_0^B = \frac{V_{O_2}^{\text{теор}}}{k_{O_2}}$$

Обчислимо :

$$L_0^{CB} = \frac{7,319}{0,21} = 34,85 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

Використовуючи наступний вираз знайдемо необхідний витрату для сухого повітря при спалюванні палива за рівнянням:

$$L_d^C = \alpha * L_0^{C.B.}$$

де α - значення витрати повітря в кожній частині котла.

Обчислимо:

$$L_d^C = 34,85 * 1,10 = 38,33 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

Використовуючи наступний вираз знайдемо необхідний витрату для вологого повітря при спалюванні палива за рівнянням:

$$L_0^B = (1 + 0,00124 \text{ dB}) L_0^{C.B.}$$

Обчислимо:

$$L_0^B = (1 + 0,00124 * 18,9) * 34,85 = 35,666 \text{ м}^3/\text{од.палива.}$$

Використовуючи наступні вирази знайдемо об'єм продуктів згорання за рівнянням:

$$V_{CO_2} = 0,01(CO + CO_2^T + mC_mH_n)$$

$$V_{H_2O} = 0,01(H_2O^T + H_2 + H_2O^{B-x} = \frac{n}{2} C_mH_n)$$

та

$$V_{H_2O} = 0,01(0,1242L_d^C + 2CH_4 + 3C_2H_6 + 4C_3H_8 + 5C_4H_{10})$$

$$V_{N_2} = 0,01(N_2^T + N_2^{B-x} * L_d^C)$$

$$V_{O_2}^{изб} = 0,21(\alpha - 1) L_0^{C.B.}$$

$$V_{пр} = V_{CO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + V_{O_2}^{изб}$$

Зробимо обчислення:

$$V_{CO_2} = 0,01 * (0,824 + 87,92 + 2 * 8,63 + 3 * 1,368 + 4 * 0,22425 + 5 * 0,1746) = 1,118 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

$$V_{H_2O} = 0,01 * (0,1242 * 38,39 + 1 * 87,92 + 3 * 8,63 + 4 * 1,368 + 5 * 0,2425 + 6 * 0,1746) = 1,263 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

$$V_{N_2} = 0,01 * (0,8439) = 0,08439 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

$$V_{O_2}^{\text{изб}} = 0,21 * (1,15 - 1) * 34,85 = 1,0977 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

$$V_{\text{пр}} = 1,11878 + 1,263101 + 1,09777 + 0,0844 = 3,564046 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

Використовуючи наступні вирази знайдемо в процесі спалювання склад продуктів:

$$\text{CO}_2 = \frac{V_{\text{CO}_2}}{V_{\text{пр}}} 100 \%$$

$$\text{H}_2\text{O} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{V_{\text{пр}}} 100\%$$

$$\text{N}_2 = \frac{V_{\text{N}_2}}{V_{\text{пр}}} 100\%$$

$$\text{O}_2^{\text{изб}} = \frac{V_{\text{O}_2}^{\text{изб}}}{V_{\text{пр}}} 100\%$$

Обчислимо:

$$\text{CO}_2 = 1,11878 / 3,564046 * 100 = 31,3911 \%$$

$$\text{H}_2\text{O} = 1,263101 / 3,564046 * 100 = 35,4406 \%$$

$$\text{N}_2 = 1,097775 / 3,564046 * 100 = 30,8018 \%$$

$$\text{O}_2^{\text{изб}} = 0,0844 / 3,564046 * 100 = 2,3678 \%$$

В процесі горіння утворюються продукти згорання, щоб визначити їх об'єми використаємо наступні рівняння:

$$V_{N_2} = V_{N_2}^0 + (\alpha - 1) \cdot V^0$$

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V^0$$

$$V_r = V_{CO_2} + V_{N_2} + V_{H_2O}$$

$$r_{CO_2} = V_{CO_2} / V_r$$

$$r_{H_2O} = V_{H_2O} / V_r$$

$$r_n = r_{CO_2} + r_{H_2O}$$

Розраховані по цим формулам дані занесемо до табл. 2.2.

Таблица 2.2 – Визначені данні об'єму для елементів котла

	Топка	фестон	Паро-перегрівач	Економайзер	Повітря-підігрівач
α	1,04	1,06	1,08	1,1	1,12
V_O	7,39	7,39	7,39	7,39	7,39
$V_{R2}=V_{N_2}^0 + (1-a)V^0$	0,7044	0,7044	0,7044	0,7044	0,7044
$V_{H_2O}=V_{H_2O}^0+0,0161*(1-a)V^0$	1,25824 1	1,25586 1	1,253482	1,25110 2	1,248723

$V_{\Gamma} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{R}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}$	9,35264 1	9,35026 1	9,347882	9,34550 2	9,343123
$r_{\text{RO}_2} = V_{\text{RO}_2} / V_{\Gamma}$	0,79015 1	0,79035 2	0,790553	0,79075 5	0,790956
$r_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}} / V_{\Gamma}$	0,13453 3	0,13431 3	0,134093	0,13387 2	0,133652
$r_n = r_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}}$	0,92468 4	0,92466 5	0,924646	0,92462 7	0,924608

Проведемо обчислення ентальпії та знайдемо значення повітря по нижче наведеним рівнянням:

$$I_{\text{в}}^0 = V_{\text{в}}^0 \cdot (ct)_{\text{в}}$$

Проведемо обчислення ентальпії та знайдемо значення для усіх складових продуктів згорання (вологи, азоту та інше) по нижче наведеним рівнянням:

$$I_{\text{r}}^0 = V_{\text{RO}_2}^0 \cdot (cv)_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 \cdot (cv)_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 \cdot (cv)_{\text{H}_2\text{O}}$$

де $(ct)_{\text{в}}$ - питомі ентальпії повітря;

$(cv)_{\text{RO}_2}$ - питомі ентальпії трьохатомних газів;

$(cv)_{\text{N}_2}$ - питомі ентальпії азоту;

$(cv)_{\text{H}_2\text{O}}$ - питомі ентальпії водяної пари.

Отримані результати за цими формулами занесемо в табл.2.3 та для доброго розуміння представимо ці данні на рис.2.2.

Таблиця 2.3 – Розраховані значення ентальпії (кДж/кг)

температура, С	I_e^0	I_{RO}^0	I_{N_2}	I_{H_2O}	I_e^0
30	219,57				0
100	731,9	111,8	8,4	126	246,2
200	1463,8	223,6	16,8	252	492,4
300	2195,7	335,4	25,2	378	738,6
400	2927,6	447,2	33,6	504	984,8
500	3659,5	559	42	630	1231
600	4391,4	670,8	50,4	756	1477,2
700	5123,3	782,6	58,8	882	1723,4
800	5855,2	894,4	67,2	1008	1969,6
900	6587,1	1006,2	75,6	1134	2215,8
1000	7319	1118	84	1260	2462
1100	8050,9	1229,8	92,4	1386	2708,2
1200	8782,8	1341,6	100,8	1512	2954,4
1400	10246,6	1565,2	117,6	1764	3446,8
1600	11710,4	1788,8	134,4	2016	3939,2
1800	13174,2	2012,4	151,2	2268	4431,6
2000	14638	2236	168	2520	4924
2200	16101,8	2459,6	184,8	2772	5416,4

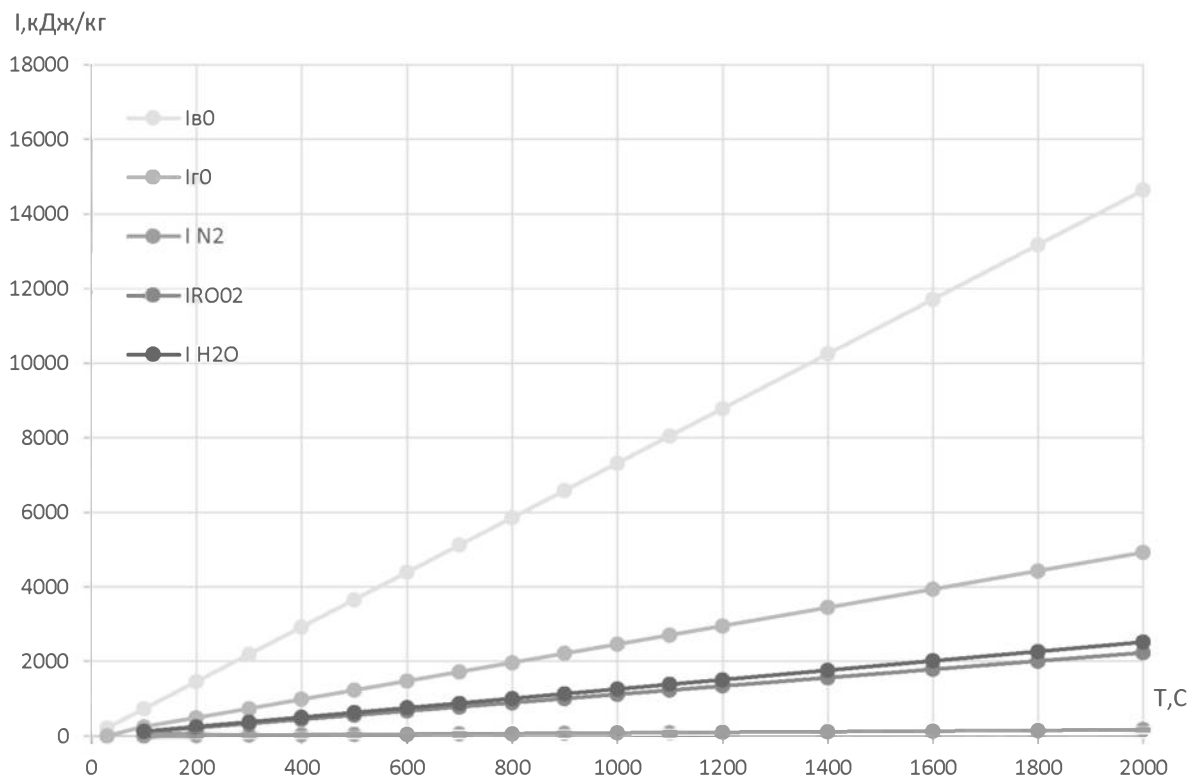


Рисунок 2.2 – Температурна залежність ентальпії

Як бачимо з рис.2.2 з ростом температури значення ентальпії для повітря та усіх інших продуктів згорання зростають, тому цікаво відстежити як змінюватиметься значення ентальпії для елементів котла, розрахунки проведемо по наступним формулам

$$H_r = H_r^\circ + (\alpha - 1)H_B^\circ \quad (2.1)$$

Різниця ентальпій:

$$\Delta H_r = H_{r2} - H_{r1} \quad (2.2)$$

Отримані значення для топочної камери котла КВ-ГМ-4,65-150 представимо в табл.2.4 та графічно на рис.2.3, та рис.2.4.

Таблиця 2.3 – Розрахована ентальпія для топочної камери при $\alpha=1,04$
для котла КВ-ГМ-4,65-150

T, °C	H _г	ΔH _г
100	6,57	261,587
200	268,157	268,157
300	536,314	268,157
400	804,471	268,157
500	1072,628	268,157
600	1340,785	268,157
700	1608,942	268,157
800	1877,099	268,157
900	2145,256	268,157
1000	2413,413	268,157
1100	2681,57	268,157
1200	2949,727	268,157
1400	3217,884	536,314
1600	3754,198	536,314
1800	4290,512	536,314
2000	4826,826	

Будемо проводити аналогічний розрахунок використовуючи формули 2.1. та формули 2.2 для тепло сприймаючих поверхонь котла КВ-ГМ-4,65-150, а саме фєстону, при відповідному значення коефіцієнту зміни повітря $\alpha=1,06$ та для інтервалу температур 100 °C - 2000 °C, отримані данні занесемо до табл.2.4.

Таблиця 2.4 – Розрахована ентальпія для фестона при $\alpha=1,06$ для котла КВ-ГМ-4,65-150

T, °C	H _г	ΔH_g
100	13,14	276,974
200	290,114	290,114
300	580,228	290,114
400	870,342	290,114
500	1160,456	290,114
600	1450,57	290,114
700	1740,684	290,114
800	2030,798	290,114
900	2320,912	290,114
1000	2611,026	290,114
1100	2901,14	290,114
1200	3191,254	290,114
1400	3481,368	580,228
1600	4061,596	580,228
1800	4641,824	580,228
2000	5222,052	

Будемо проводити аналогічний розрахунок використовуючи формули 2.1. та формули 2.2 для тепло сприймаючих поверхонь котла КВ-ГМ-4,65-150, а саме пароперегрівача, при відповідному значення коефіцієнту зміни повітря $\alpha=1,08$ та для інтервалу температур 100 °C - 2000 °C, отримані данні занесемо до табл.2.4.

Таблиця 2.4 – Розрахована ентальпія для пароперегрівача при $\alpha=1,08$ для котла КВ-ГМ-4,65-150

T, °C	H _г	$\Delta H_{г}$
100	17,52	287,232
200	304,752	304,752
300	609,504	304,752
400	914,256	304,752
500	1219,008	304,752
600	1523,76	304,752
700	1828,512	304,752
800	2133,264	304,752
900	2438,016	304,752
1000	2742,768	304,752
1100	3047,52	304,752
1200	3352,272	304,752
1400	3657,024	609,504
1600	4266,528	609,504
1800	4876,032	609,504
2000	5485,536	

Будемо проводити аналогічний розрахунок використовуючи формули 2.1. та формули 2.2 для тепло сприймаючих поверхонь котла КВ-ГМ-4,65-150, а саме економайзера, при відповідному значення коефіцієнту зміни повітря $\alpha=1,1$ та для інтервалу температур 100 °C - 2000 °C, отримані данні занесемо до табл.2.5.

Таблиця 2.5 – Розрахована ентальпія для економайзера при $\alpha=1,1$ для котла КВ-ГМ-4,65-150

T, °C	H _г	$\Delta H_{г}$
100	21,9	297,49
200	319,39	319,39
300	638,78	319,39
400	958,17	319,39
500	1277,56	319,39
600	1596,95	319,39
700	1916,34	319,39
800	2235,73	319,39
900	2555,12	319,39
1000	2874,51	319,39
1100	3193,9	319,39
1200	3513,29	319,39
1400	3832,68	638,78
1600	4471,46	638,78
1800	5110,24	638,78
2000	5749,02	

Будемо проводити аналогічний розрахунок використовуючи формули 2.1. та формули 2.2 для тепло сприймаючих поверхонь котла КВ-ГМ-4,65-150, а саме повітря перегрівача, при відповідному значення коефіцієнту зміни повітря $\alpha=1,12$ та для інтервалу температур 100 °C - 2000 °C, отримані данні занесемо до табл.2.6.

Таблиця 2.6 – Розрахована ентальпія для повітряпідігрівача при $\alpha=1,12$ для котла КВ-ГМ-4,65-150

T, °C	H _г	$\Delta H_{г}$
100	26,28	307,748
200	334,028	334,028
300	668,056	334,028
400	1002,084	334,028
500	1336,112	334,028
600	1670,14	334,028
700	2004,168	334,028
800	2338,196	334,028
900	2672,224	334,028
1000	3006,252	334,028
1100	3340,28	334,028
1200	3674,308	334,028
1400	4008,336	668,056
1600	4676,392	668,056
1800	5344,448	668,056
2000	6012,504	

З даних в табл.2.3-2.6 видно, що з ростом температури продуктів згорання відбувається і зростання ентальпії для тепло сприймаючих поверхонь котла, тому переведення котла на паливо з місцевих родовищ, дозволє зменшити витрати.

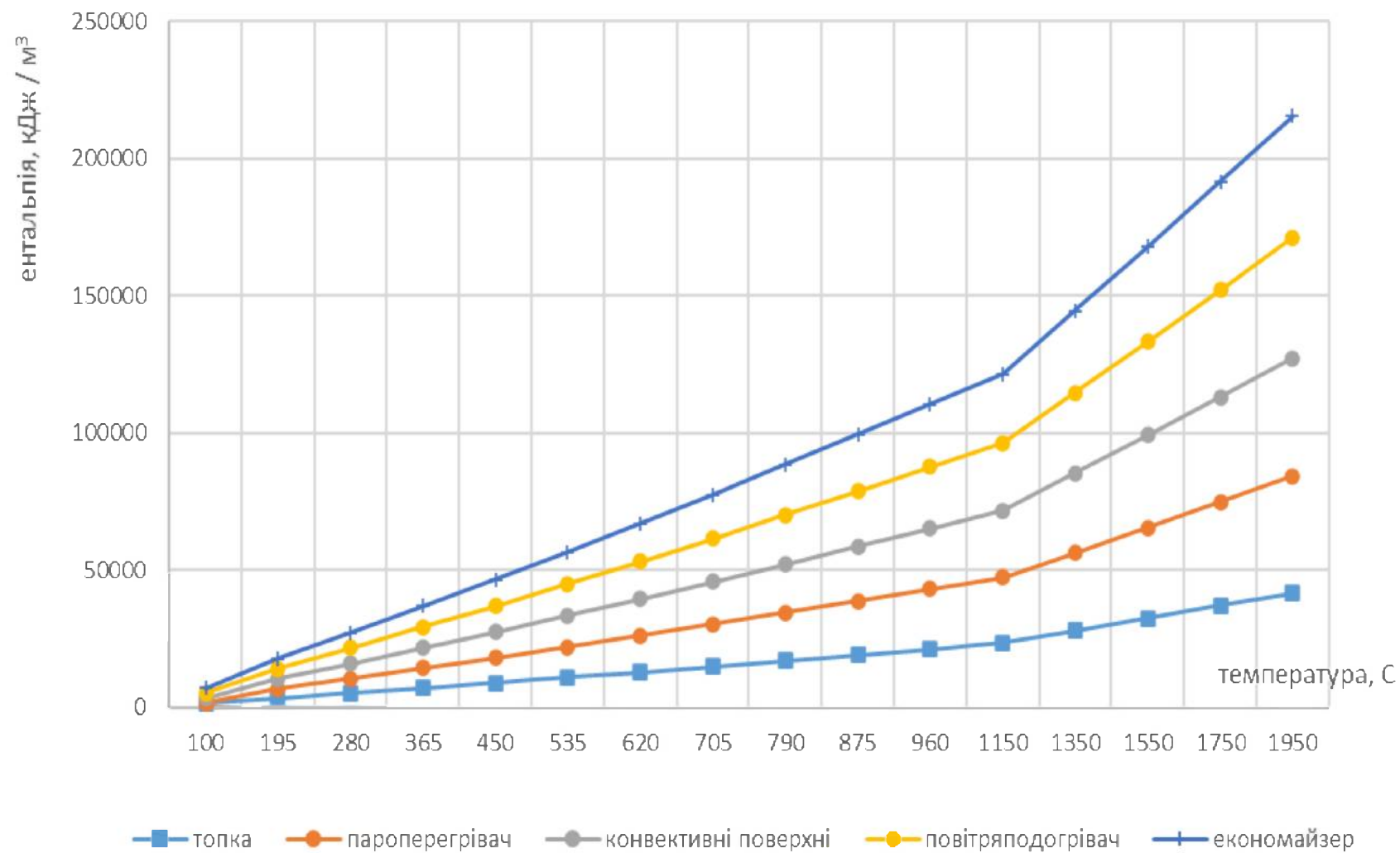


Рисунок 2.3 – Розраховане значення ентальпії для котла КВ-ГМ-4,65-150

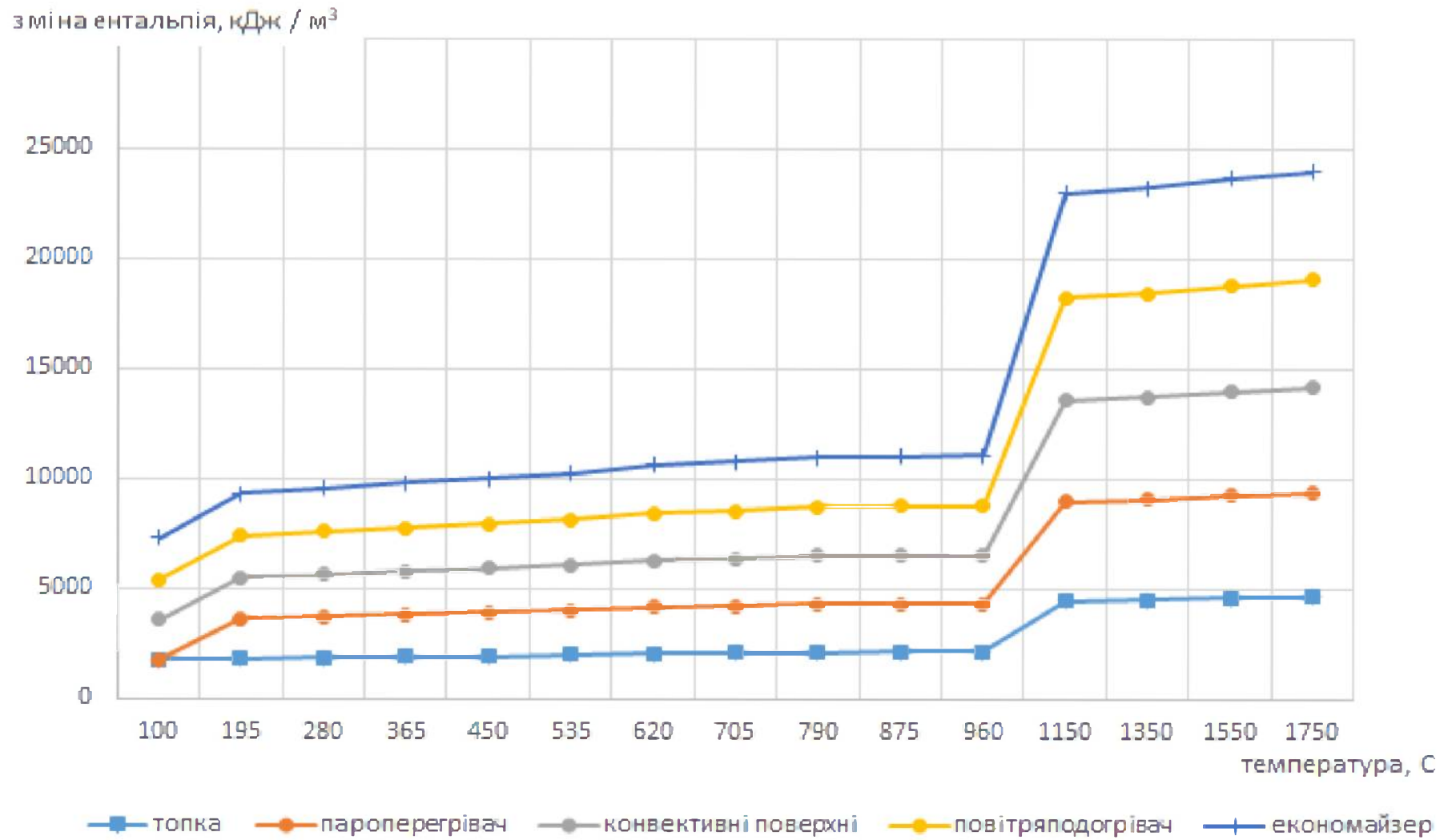


Рисунок 2.4 – Розраховане значення зміни ентальпії для котла КВ-ГМ-4,65-150

2.3. Висновки по розділу 2

Джерелом тепла є теплоелектроцентрально, яка складається з котла та турбіни. Котел КВ-ГМ-4,65-150 планується перевести на газ з родовищ України, а не на той що купують.

Як бачимо з ростом температури значення ентальпії для повітря та усіх інших продуктів згорання зростають, тому відстежили як змінюватиметься значення ентальпії для елементів котла, та отримали, що з ростом температури продуктів згорання відбувається і зростання ентальпії для теплосприймаючих поверхонь котла, тому переведення котла на паливо з місцевих родовищ, дозволе зменшити витрати по теплу та воді, це дослідимо далі.

3. УДОСКОНАЛЕННЯ УМОВ РОБОТИ ДЖЕРЕЛА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

3.1. Покращення теплоізоляції трубопроводів від джерела теплопостачання

Для того щоб відбулося зниження в навколишнє середовище втрат необхідно трубопроводи підтримувати в належному стані та покривати теплоізоляцією, приклад виходу з джерела теплопостачання та входу до нього наведено на рис.3.1.

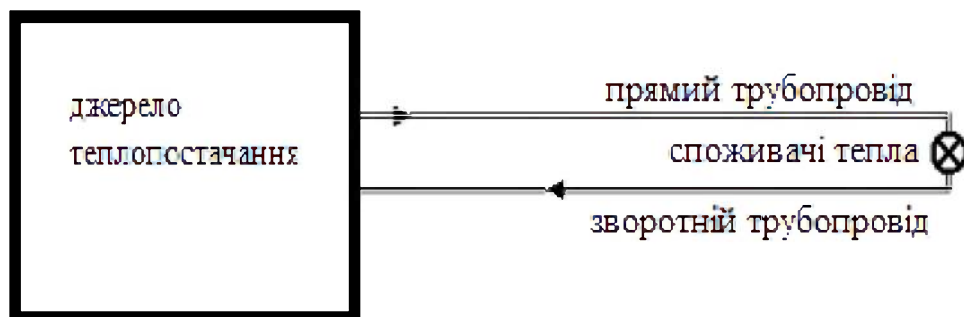


Рисунок 3.1- умовне позначення виходу та входу до ДТ

Якщо наш трубопровід знаходиться під землею, то його вкрито у канали, та зверху він накритий мінеральними матами, то можна визначити втрати температури в навколишнє середовище та представити їх на рис.3.2. розрахунок температури проводимо по наступному рівнянню

$$i := 1..n \text{ коли } T_0 := T_{c1}$$

Звідси
$$T_i = T_0 - \frac{Q}{F} \sum_{j=0}^{i-1} \frac{\delta_j}{\lambda_j}$$

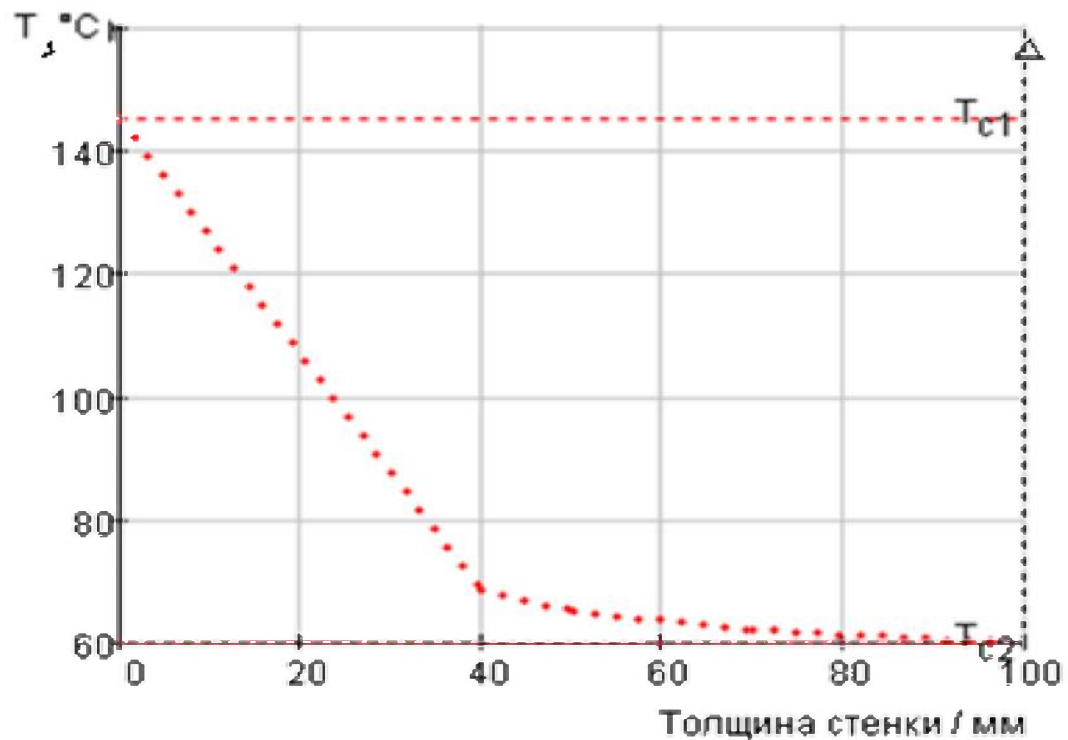


Рисунок 3.2 – Розподіл температури по перетину труби

Розраховане значення витрати теплоти складає 91,65 Вт.

Розподіл температури складає:

$$T^T = (143 \ 68.62 \ 65.35 \ 62.29 \ 60) ^\circ\text{C}$$

За умовами завдання наше джерело теплопостачання видає воду з температурою 143°C , а потім вона повертається з температурою 60°C .

Після проведення розрахунку температури по утепленню та визначенню трат, визначимо чи хватує виробленої нами кількості теплоти в котельні після переведення її на інше паливо для забезпечення споживачів теплом. Для цього визначимо навантаження на трубопроводи та занесемо отримані данні до табл.3.1 та рис.3.3.

Таблиця 3.1 –Теплове навантаження в залежності від температури води

Теплове навантаження	Температура при виході з джерела, °C	Температура на виході до джерела, °C
24%	56	37
26%	59	39
29%	62	40
31%	65	41
33%	68	42
36%	71	43
38%	74	44
40%	77	45
43%	79	46
45%	82	47
48%	85	48
50%	88	49
52%	91	50
55%	93	50
57%	96	51
60%	99	53
62%	101	53
64%	104	54
67%	107	55

Продовж. табл.2.4

69%	109	55
71%	112	56
74%	115	57
76%	117	58
79%	120	59
81%	123	60
83%	125	60
86%	128	61
88%	130	61
90%	133	62
93%	135	63
95%	138	64
98%	140	64
100%	143	65

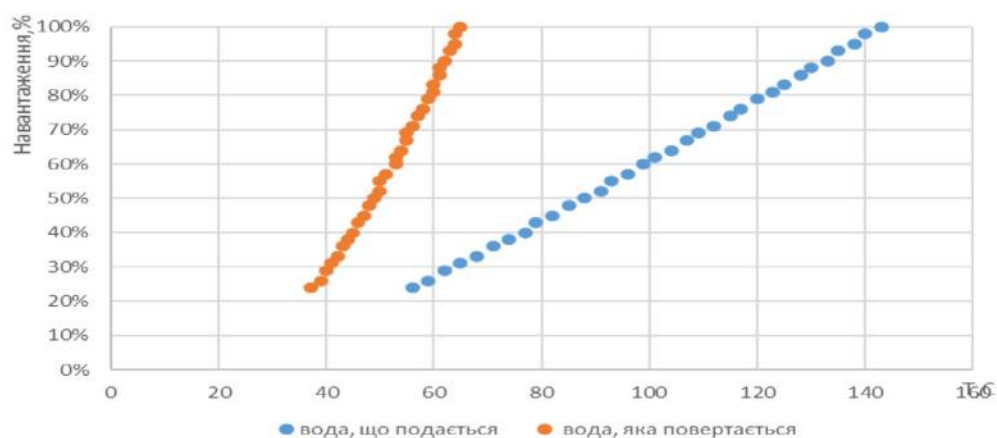


Рисунок 3.3 – Залежність навантаження у котлі від температури води

Як бачимо з рис.3.3 при збільшенні навантаження збільшується і температура води на виході з джерела тепlopостачання та на вході до нього, тому цікаво прослідити, як зміниться теплове навантаження на котел під час його роботи на новому паливі протягом року. Розрахунок теплового навантаження будемо проводити по наступним виразам та представимо на рис.3.4 та в табл.3.2.

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

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.

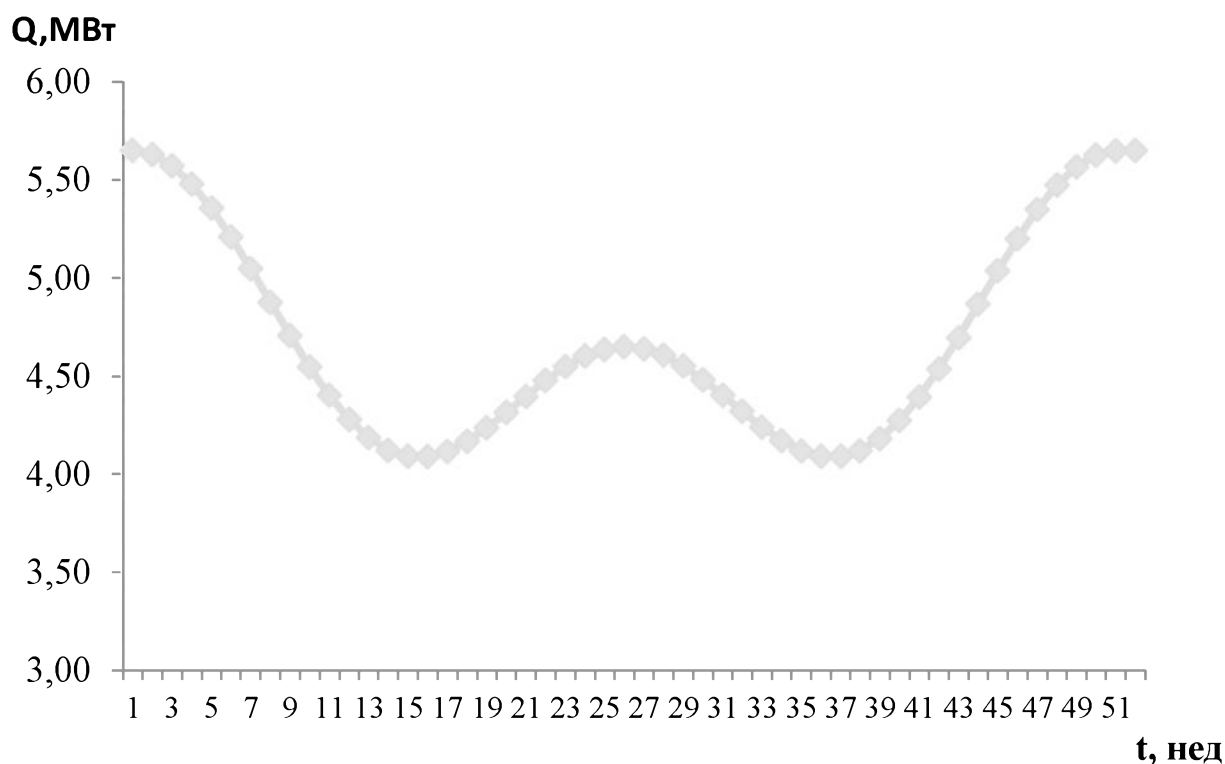


Рисунок 3.4 – Теплове навантаження протягом року по неділях

Таблиця 3.1 – Теплове навантаження протягом року

неділя	$Q_0, \text{МВт}$	$C \cdot \cos\left(\frac{t}{4380} \cdot \pi\right)$	$\cos\left(\frac{t}{2190} \cdot \pi\right)$	$D \cdot \cos\left(\frac{t}{2190} \cdot \pi\right)$	$Q, \text{МВт}$
1	4,65	0,500	1,000	0,500	5,65
2	4,65	0,496	0,969	0,484	5,63
3	4,65	0,484	0,877	0,438	5,57
4	4,65	0,465	0,730	0,365	5,48
5	4,65	0,438	0,537	0,268	5,36
6	4,65	0,405	0,310	0,155	5,21
7	4,65	0,365	0,065	0,032	5,05
8	4,65	0,319	-0,185	-0,093	4,88
9	4,65	0,268	-0,424	-0,212	4,71
10	4,65	0,213	-0,635	-0,318	4,55
11	4,65	0,155	-0,807	-0,404	4,40
12	4,65	0,094	-0,929	-0,464	4,28
13	4,65	0,032	-0,992	-0,496	4,19
14	4,65	-0,030	-0,993	-0,496	4,12
15	4,65	-0,093	-0,931	-0,466	4,09
16	4,65	-0,153	-0,812	-0,406	4,09
17	4,65	-0,212	-0,641	-0,320	4,12
18	4,65	-0,267	-0,430	-0,215	4,17
19	4,65	-0,318	-0,192	-0,096	4,24
20	4,65	-0,364	0,057	0,029	4,32
21	4,65	-0,404	0,304	0,152	4,40
22	4,65	-0,437	0,531	0,265	4,48
23	4,65	-0,464	0,725	0,362	4,55
24	4,65	-0,484	0,873	0,437	4,60
25	4,65	-0,496	0,967	0,483	4,64
26	4,65	-0,500	1,000	0,500	4,65
27	4,65	-0,496	0,970	0,485	4,64
28	4,65	-0,485	0,880	0,440	4,61
29	4,65	-0,466	0,734	0,367	4,55
30	4,65	-0,439	0,543	0,271	4,48
31	4,65	-0,406	0,317	0,159	4,40

Продовж. табл. 3.2

32	4,65	-0,366	0,072	0,036	4,32
33	4,65	-0,320	-0,178	-0,089	4,24
34	4,65	-0,270	-0,417	-0,209	4,17
35	4,65	-0,215	-0,630	-0,315	4,12
36	4,65	-0,157	-0,803	-0,402	4,09
37	4,65	-0,096	-0,926	-0,463	4,09
38	4,65	-0,034	-0,991	-0,495	4,12
39	4,65	0,029	-0,993	-0,497	4,18
40	4,65	0,091	-0,934	-0,467	4,27
41	4,65	0,152	-0,816	-0,408	4,39
42	4,65	0,210	-0,646	-0,323	4,54
43	4,65	0,265	-0,437	-0,218	4,70
44	4,65	0,316	-0,199	-0,100	4,87
45	4,65	0,362	0,050	0,025	5,04
46	4,65	0,403	0,297	0,148	5,20
47	4,65	0,437	0,525	0,262	5,35
48	4,65	0,464	0,720	0,360	5,47
49	4,65	0,483	0,870	0,435	5,57
50	4,65	0,496	0,965	0,482	5,63
51	4,65	0,500	1,000	0,500	5,65
52	4,65	0,500	1,000	0,500	5,65

З рис.3.4 спостерігаємо зростання теплового навантаження з першої по 10 неділю, далі спостерігається зниження теплового навантаження на джерело тепlopостачання мінімальне навантаження спостерігається з 13 по 19 неділю, та з 35 по 41 неділю, а далі спостерігаємо зростання до максимального значення 5,65 МВт.

Теплове навантаження на котел відбувається за рахунок підвищення

температури теплоносія на виході з джерела тепlopостачання, тому що температура навколишнього середовища знижується.

3.2. Рекомендації по зменшенню витрат рідини для джерела

Тому цікаво проаналізувати як витрати води впливають на роботу джерела тепlopостачання, тому знайдемо витрати води з теплового джерела, які йдуть на опалення:

$$G'_0 = \frac{Q'_0}{C_B \cdot (\tau'_{01} - \tau'_{02})}$$

де Q'_0 - об'єм споживаної рідини в джерелі.

Розрахуємо об'єм споживаної води в джерелі для роботи вентиляції :

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

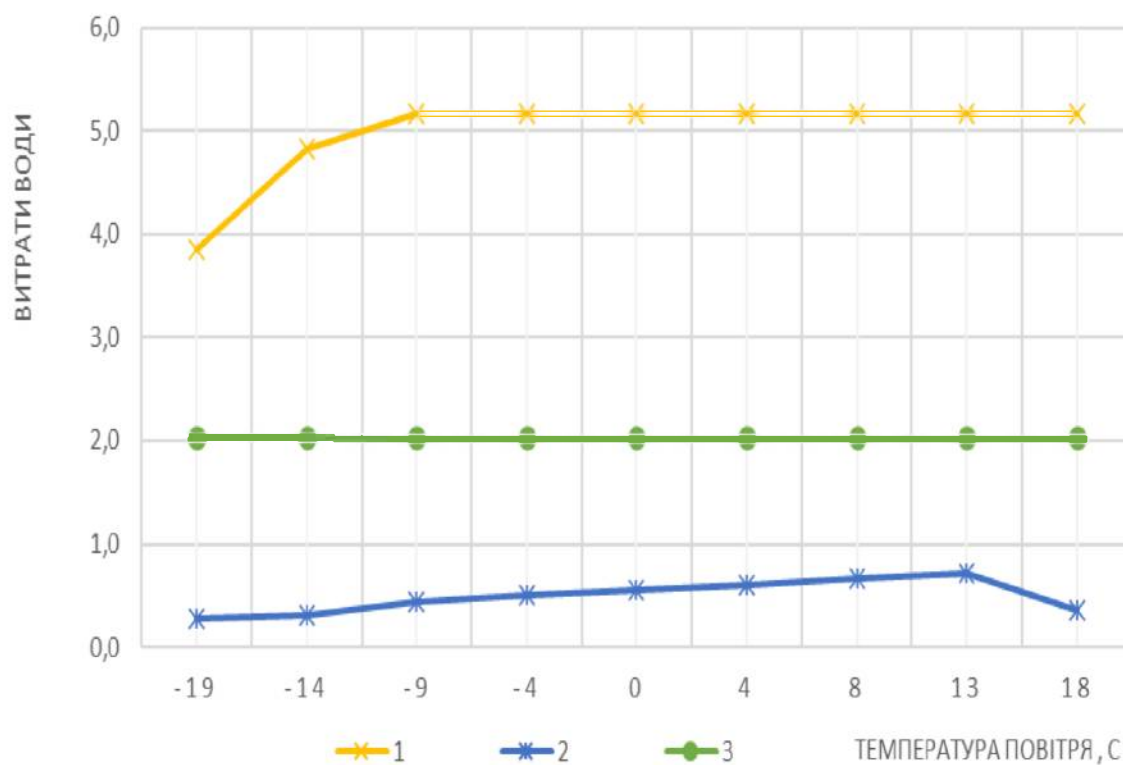
Розрахуємо об'єм споживаної води в джерелі для забезпечення гарячого водопостачання

$$G_{ГВС} = \frac{W_{\Pi}}{c_p},$$

Розраховані результати приведемо до табл.3.3. та графічно представимо на рис. 3.5.

Таблиця 3.3 – Величини витрат для джерела тепlopостачання

T, °C	Витрата, Дж/кг		
	G_0	G_B	G_{TBC}
-19	3,857	0,28	2,037
-14	4,82125	0,315	2,037
-9	5,16005	0,4473	2,03
-4	5,16005	0,49945	2,03
0	5,16005	0,5572	2,03
4	5,16005	0,60795	2,03
8	5,16005	0,66395	2,03
13	5,16005	0,7231	2,03
18	5,16005	0,35105	2,03



1 – витрата рідини на опалення ; 2 – витрата рідини для вентиляції;

3 – витрата рідини для гарячого водопостачання

Рисунок 3.5 – Залежність витраті рідини від температури

Як бачимо з рисунку 3.5 зі зниженням температури відбувається підвищення витрат в рідині в джерелі тепlopостачання, тому раціональніше ці витрати зменшити за рахунок регулювання подачі рідини та встановлення регулюючих клапанів на виході разом з манометрами, а також можна контролювати витрати води знаючи скільки потрібно теплової енергії для забезпечення потрібного теплового режиму за певної температури. Тому проведемо обчислення необхідної кількості тепла по наступним виразам:

Для опалення

$$Q_o = Q_{o\max} \cdot (t_b - t_n) / (t_b - t_{n0})$$

Для вентиляцію

$$Q_v = Q_{v\max} \cdot (t_b - t_n) / (t_b - t_{nb})$$

Для гарячої води

$$Q_{гвс}^{cp} = q_r \cdot m$$

Повна теплова енергія складається

$$Q_{сум} = 1,05(Q_{o\max} + Q_{v\max} + Q_{гвс}^{cp})$$

Після проведених обчислень по вище наведеним виразам побудуємо графік теплових витрат протягом року та представимо в табл.3.4 та на рис.3.6.

Таблиця 3.4 – Теплові витрати протягом року

Температура ,С	Теплові втрати, МДж/с			
	Q 0	Qv	Q _{ГВС}	Q_сум
8	1,182	0,210	2,0575	3,622
7	1,273	0,226	2,0575	3,734
6	1,364	0,242	2,0575	3,847
5	1,455	0,258	2,0575	3,959
4	1,545	0,275	2,0575	4,071
3	1,636	0,291	2,0575	4,184
2	1,727	0,307	2,0575	4,296
1	1,818	0,323	2,0575	4,409
0	1,909	0,339	2,0575	4,521
-1	2,000	0,355	2,0575	4,634
-2	2,091	0,372	2,0575	4,746
-3	2,182	0,388	2,0575	4,858
-4	2,273	0,404	2,0575	4,971
-5	2,364	0,420	2,0575	5,083
-6	2,455	0,436	2,0575	5,196
-7	2,545	0,452	2,0575	5,308
-8	2,636	0,468	2,0575	5,420
-9	2,727	0,485	2,0575	5,533
-10	2,818	0,501	2,0575	5,645
-11	2,909	0,517	2,0575	5,758
-12	3,000	0,533	2,0575	5,870
-13	3,091	0,549	2,0575	5,983
-14	3,182	0,565	2,0575	6,095
-15	3,273	0,582	2,0575	6,207
-16	3,364	0,598	2,0575	6,320

Продовження табл.3.4

-17	3,455	0,614	2,0575	6,432
-18	3,545	0,630	2,0575	6,545
-19	3,636	0,646	2,0575	6,657
-20	3,727	0,662	2,0575	6,769

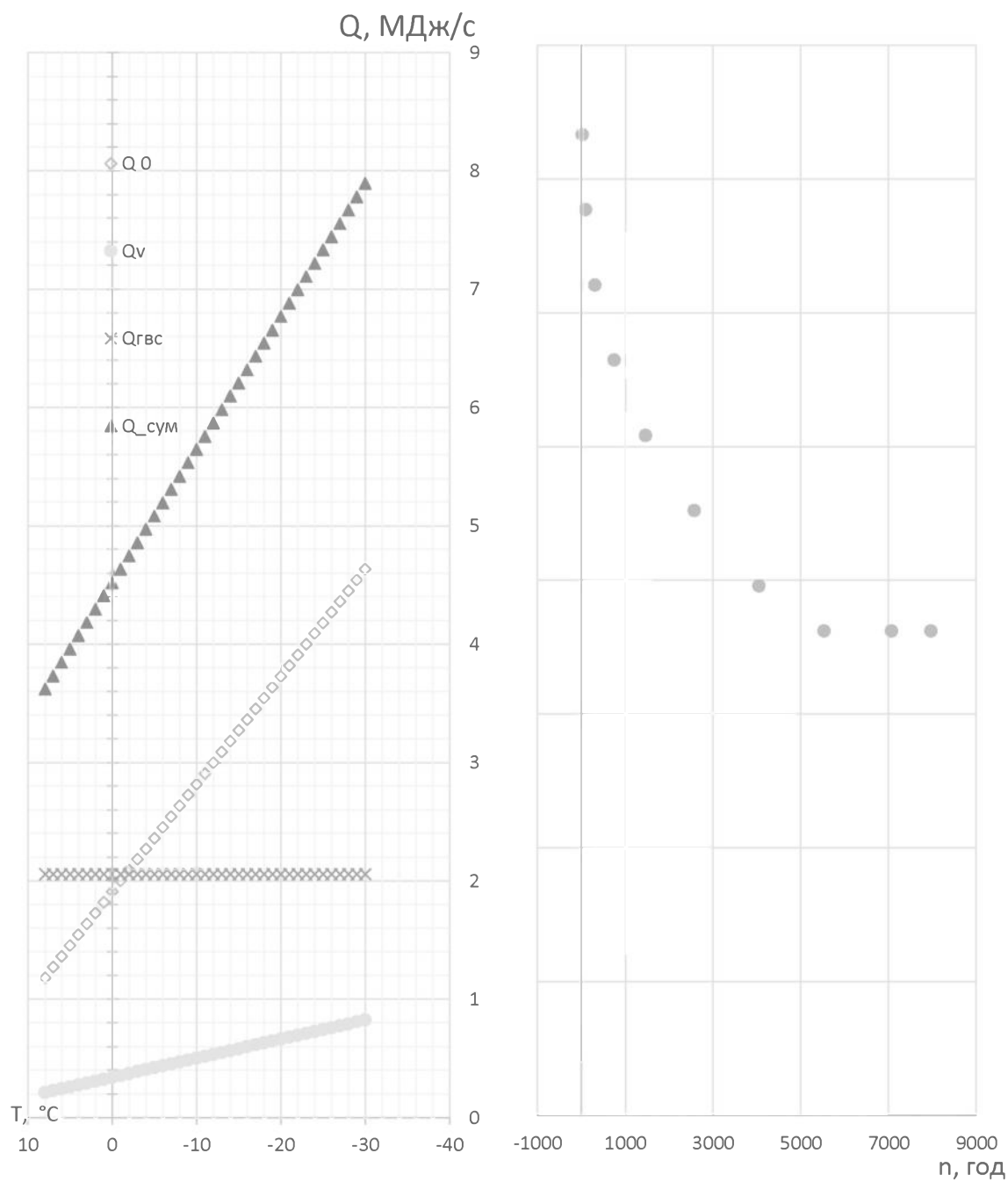


Рисунок 3.6 - Теплові витрати протягом року

Даний рисунок наочно являє як зі зміною температури змінюються теплові витрати в джерелі теплопостачання, та видно, зниження температури призводить до збільшення теплових витрат в джерелі з 3,6 до 6,76 МДж/с.

Проаналізуємо яким чином саме зі зміною температури від позитивної до негативної змінюються витрати та представимо на рис.3.7

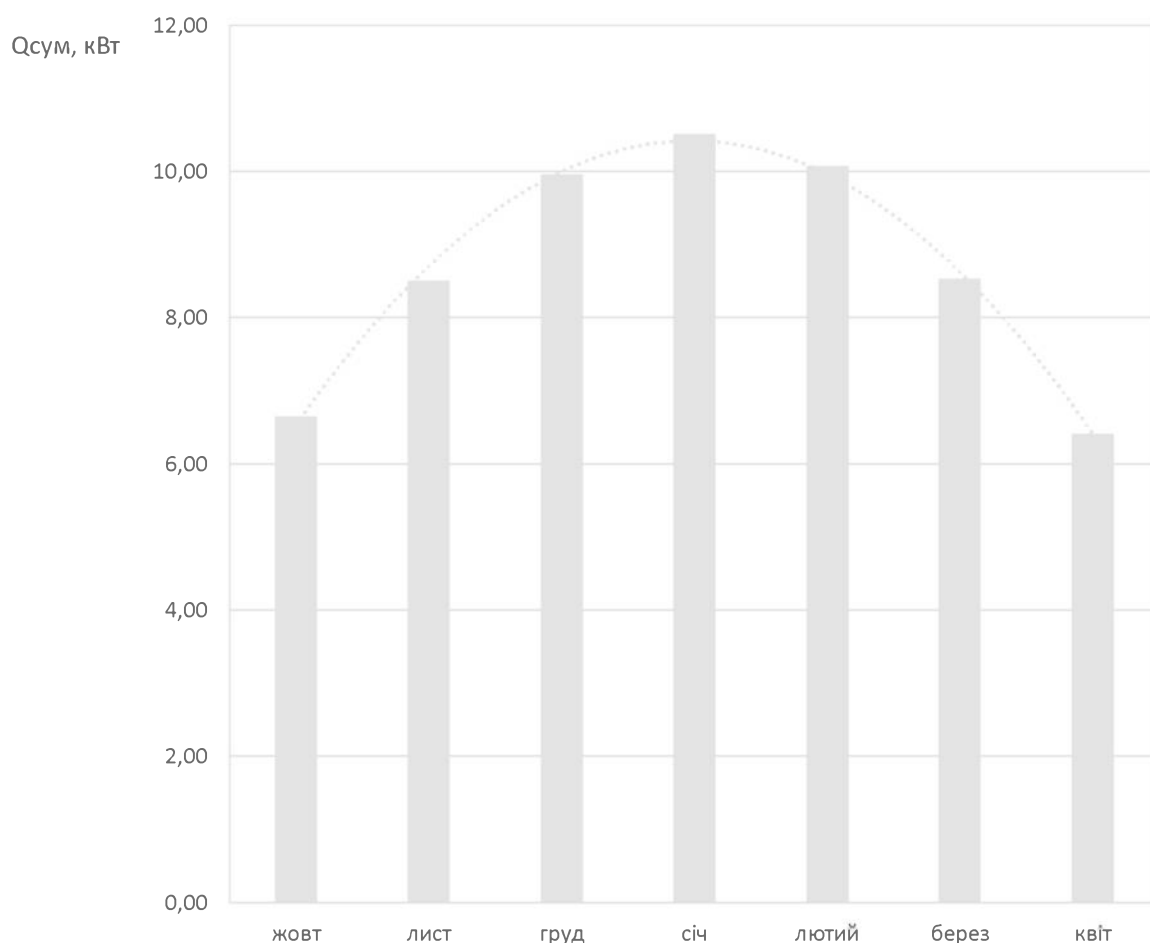


Рисунок 3.7 – Витрати тепла протягом сезону

За допомогою математичного моделювання зробимо аналіз та одержимо залежності зміни теплових витрат (y) від температури(x). та наведемо нижче:

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

$$R^2 = 0,9945$$

Бачимо що з настанням самого холодного місяця зростають і витрати, які зі збільшенням температури навколишнього середовища зменшуються, тому варто не допускати переохолодження рідини яка повертається до джерела теплопостачання, а увесь час дотримуватися температурного режиму в межах припустимої похибки $\pm 5^\circ\text{C}$.

3.3. Визначення для рідини джерела теплопостачання її температури

Для рідини, яка повертається на надходить до джерела живлення проведемо визначення її температури, наше джерело живлення розраховане на роботу при температурі 140°C та 65°C , це при 100% тепловому навантаженні, тому визначимо як буде змінюватися температура рідини, яка повертається та виходить з джерела після переведення його на паливо іншого складу.

Так як бачимо температури відрізняються на

$$\Delta\tau = \tau_1 - \tau_2 = 140 - 65 = 75^\circ\text{C}$$

Для рідини, яку додатково використовуємо на опалення температури відрізняються на

$$\Theta = \tau_3 - \tau_2 = 75 - 65 = 10^\circ\text{C}$$

Усі обчислення виконаємо в інтервалі температур від - 22 до -17 °C по виразам для рідини, яка поступає від джерела:

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

Рідини, яка повертається до джерела:

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

Знайдені результати будемо записувати до табл.3.5.

Таблиця 3.5 – Температура рідини для джерела

t, °C	t1, °C	t2, °C
-22	94,26829	116,8049
-17	85,32802	106,8814
-12	76,38495	96,72045
-7	67,43853	86,27499
-2	58,48797	75,47728
0	54,90633	71,03796
5	45,94772	59,55591
8	40,56856	52,32775
17	24,39413	27,50069

Графічно зобразимо для даних з таблиці 3.5 температурні залежності для рідини, яка поступає від джерела (1) та яка повертається до (2) джерела живлення на рис.3.8

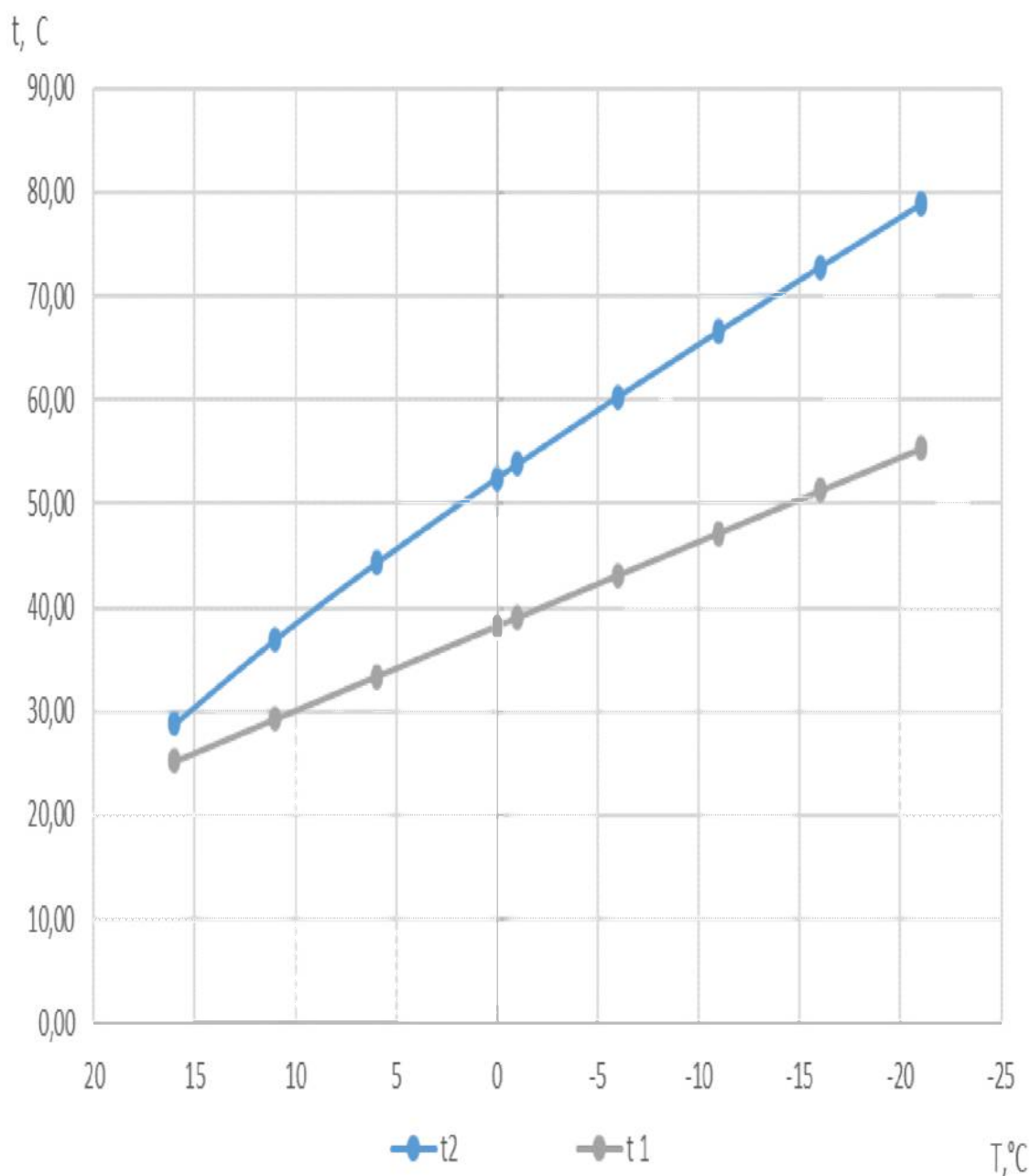


Рисунок 3.8 – Температурна залежність для рідини, яка поступає від джерела (1) та яка повертається до (2) джерела живлення

Тому як бачимо можемо з впевненістю сказати, що нам вистачає потужності нашого джерела на новому паливі для забезпечення необхідного температурного режиму.

3.4. Висновок по розділу 3

В роботі дослідили покращення теплоізоляції трубопроводів від джерела теплопостачання.

Для цього наш трубопровід розмістили під землею, та вклали у канали, зверху накрили мінеральними матами, товщину яких для наших умов визначили не менше 20мм. Розраховане значення витрати теплоти складає 91,65 Вт.

При збільшенні навантаження збільшується і температура води на виході з джерела теплопостачання та на вході до нього, тому прослідкували, як зміниться теплове навантаження на котел під час його роботи на новому паливі протягом року. Визначили, що відбувається зростання теплового навантаження з першої по 10 неділю, далі спостерігається зниження теплового навантаження на джерело теплопостачання мінімальне навантаження спостерігається з 13 по 19 неділю, та з 35 по 41 неділю, а далі спостерігаємо зростання до максимального значення 5,65 МВт.

Теплове навантаження на котел відбувається за рахунок підвищення температури теплоносія на виході з джерела теплопостачання, тому що температура навколишнього середовища знижується. Визначили, що зі зниженням температури відбувається підвищення витрат рідини в джерелі теплопостачання, тому раціональніше ці витрати зменшити за рахунок регулювання подачі рідини та встановлення регулюючих клапанів на виході разом з манометрами, а також можна контролювати витрати води знаючи

скільки потрібно теплової енергії для забезпечення потрібного теплового режиму за певної температури.

Проведено обчислення необхідної кількості тепла для існуючих температур, та визначено наступним що зі зміною температури змінюються теплові витрати в джерелі теплопостачання, та видно, зниження температури призводить до збільшення теплових витрат в джерелі з 3,6 до 6,76 МДж/с.

Проаналізували яким чином саме зі зміною температури від позитивної до негативної змінюються витрати та представили за допомогою математичного моделювання залежності зміни теплових витрат (y) від температури(x). та наведемо нижче:

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

$$R^2 = 0,9945$$

Отримали, що з настанням самого холодного місяця зростають і витрати, які зі збільшенням температури навколишнього середовища зменшуються, тому варто не допускати переохолодження рідини яка повертається до джерела теплопостачання, а увесь час дотримуватися температурного режиму в межах припустимої похибки +/- 5C.

Тому як бачимо можемо з впевненістю сказати, що нам вистачає потужності нашого джерела на новому паливі для забезпечення необхідного температурного режиму.

ВИСНОВОК

В випускній кваліфікаційній роботі на здобуття освітнього ступеня «бакалавр» за спеціальністю (144) «Теплоенергетика» на тему «Удосконалення умов роботи джерела тепlopостачання» після дослідження літератури було виявлено, що застосування для тепlopостачання котла добре використовується одиничне навантаження, значення якого задане значеннями при малому та великому діапазонах коливання навантаження.

Для підвищення ефективності роботи джерел тепlopостачання, а саме теплоелектроцентралі, котельні або станції теплового постачання, раціонально використовувати паливо з високими енергетичними показниками, або слід використовувати пошарове спалювання, у випадку використання вугілля, чи дотримуватися при спалюванні вугілля додаткової подачі підігрітого повітря. Також удосконалення умов роботи теплової мережі можливо при заміні або модернізації старого обладнання, заміні палива, або зменшення втрат тепла в оточуюче середовище.

Джерелом тепла є теплоелектроцентрально, яка складається з котла та турбіни. Котел КВ-ГМ-4,65-150 планується перевести на газ з родовищ України, а не на той що купують.

Як бачимо з ростом температури значення ентальпії для повітря та усіх інших продуктів згорання зростають, тому відстежили як змінюватиметься значення ентальпії для елементів котла, та отримали, що з ростом температури продуктів згорання відбувається і зростання ентальпії для теплосприймаючих поверхонь котла, тому переведення котла на паливо з місцевих родовищ, дозволить зменшити витрати по теплу та воді, це дослідимо далі.

В роботі дослідили покращення теплоізоляції трубопроводів від джерела тепlopостачання. Для цього наш трубопровід розмістили під землею, та вклали у канали, зверху накрили мінеральними матами, товщину

яких для наших умов визначили не менше 20мм. Розраховане значення витрати теплоти складає 91,65 Вт.

2. При збільшенні навантаження збільшується і температура води на виході з джерела теплопостачання та на вході до нього, тому прослідкували, як зміниться теплове навантаження на котел під час його роботи на новому паливі протягом року. Визначили, що відбувається зростання теплового навантаження з першої по 10 неділю, далі спостерігається зниження теплового навантаження на джерело теплопостачання мінімальне навантаження спостерігається з 13 по 19 неділю, та з 35 по 41 неділю, а далі спостерігаємо зростання до максимального значення 5,65 МВт.

3. Теплове навантаження на котел відбувається за рахунок підвищення температури теплоносія на виході з джерела теплопостачання, тому що температура навколишнього середовища знижується. Визначили, що зі зниженням температури відбувається підвищення витрат рідини в джерелі теплопостачання, тому раціональніше ці витрати зменшити за рахунок регулювання подачі рідини та встановлення регулюючих клапанів на виході разом з манометрами, а також можна контролювати витрати води знаючи скільки потрібно теплової енергії для забезпечення потрібного теплового режиму за певної температури.

4. Проведено обчислення необхідної кількості тепла для існуючих температур, та визначено наступним що зі зміною температури змінюються теплові витрати в джерелі теплопостачання, та видно, зниження температури призводить до збільшення теплових витрат в джерелі з 3,6 до 6,76 МДж/с.

Проаналізували яким чином саме зі зміною температури від позитивної до негативної змінюються витрати та представили за допомогою математичного моделювання залежності зміни теплових витрат (y) від температури(x). та наведемо нижче:

5. Отримали, що з настанням самого холодного місяця зростають і витрати, які зі збільшенням температури навколишнього середовища

зменшуються, тому варто не допускати переохолодження рідини яка повертається до джерела теплопостачання, а увесь час дотримуватися температурного режиму в межах припустимої похибки $\pm 5^{\circ}\text{C}$.

Тому як бачимо можемо з впевненістю сказати, що нам вистачає потужності нашого джерела на новому паливі для забезпечення необхідного температурного режиму.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Yaokui G., Yong H., Deliang Z., Jizhen L., Yuguang N., Improving the CCS performance of coal-fired drum boiler units base on PEB and DEB strategies, *Control Engineering Practice*, Volume 110, 2021, 104761, ISSN 0967-0661, <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2021.104761>.
2. Sen H., Wangda Z., Draguna V., Rong X., Modelica-based system modeling for studying control-related faults in chiller plants and boiler plants serving large office buildings, *Journal of Building Engineering*, Volume 44, 2021, 102654, ISSN 2352-7102, <https://doi.org/10.1016/j.jobe.2021.102654>.
3. Yaokui G., Deliang Z., Boyu P., Lixia Z., Jizhen L., Research on coordinated control system of drum boiler units considering energy demand decoupling, *Control Engineering Practice*, Volume 102, 2020, 104562, ISSN 0967-0661, <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2020.104562>.
4. Marcin T., Modeling of a steam boiler operation using the boiler nonlinear mathematical model, *Energy*, Volume 175, 2019, P. 1194-1208, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.03.160>.
5. He F., Zhi S., Pei-hong W., Kwang Y. L. A dynamic nonlinear model for a wide-load range operation of ultra-supercritical once-through boiler-turbine units, *Energy*, Volume 226, 2021, 120425, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.120425>.
6. Feng H., Jiyu C., Rui W., Dongteng L., Haoyang Y., Mingming G. Realization and performance evaluation for long-term low-load operation of a CFB boiler unit, *Energy*, Volume 214, 2021, 118877, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118877>.
7. Feng H., Guodong Y., Mingming G. The operation control and application of CFB boiler unit with high blending ratio of coal slurry, *Control Engineering Practice*,

Volume 85, 2019, P. 80-89, ISSN 0967-0661,
<https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2018.12.001>.

8. Wei Zh., Jizhen L., Ming-ming G., Jakob K. A novel operation cost optimization system for mix-burning coal slime circulating fluidized bed boiler unit, *Applied Thermal Engineering*, Volume 148, 2019, Pages 620-631, ISSN 1359-4311, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.11.087>.

9. Fan Zh., Yali X., Donghai L., Jiong Sh., Xiao W., Zhenlong W., Ting H. Multiobjective Operation of Ultra-Supercritical Boiler-Turbine Unit**This work is supported by National Key R&D Program of China (2016YFB0600205), and Open Fund of State Key Laboratory of Clean and Efficient Coal-fired Power Generation and Pollution Control., *IFAC-PapersOnLine*, Volume 51, Issue 28, 2018, Pages 592-597, ISSN 2405-8963, <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2018.11.768>.

10. Benato A., Kærn M.R., Pierobon L., Stoppato A., Haglind F., Analysis of hot spots in boilers of organic Rankine cycle units during transient operation, *Applied Energy*, Volume 151, 2015, Pages 119-131, ISSN 0306-2619, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.04.055>.

ДОДАТОК А. ОХОРОНА ПРАЦІ

До самостійної роботи в котельні допускаються особи віком не молодше 18 років, які пройшли відповідну підготовку і мають посвідчення про допуск до роботи на водогрійних котлах, які пройшли інструктаж з охорони праці, медичний огляд і не мають протипоказань за станом здоров'я.

Працюючі повинні дотримуватися правил внутрішнього трудового розпорядку, затверджений графік чергування, встановлені режими праці і відпочинку.

При роботі в котельні можливий вплив на працюючих наступних небезпечних і шкідливих виробничих факторів:

- залишення без нагляду працюючі котли і доручення спостереження за їх роботою стороннім особам;
 - перевищення гранично допустимого тиску пари в котлах;
 - термічні опіки при розпалюванні палива в топках котлів бензином, гасом або іншими легкозаймистими рідинами, а також при різкому відкритті дверець топки і заглядання в неї;
 - відігрівання паяльними лампами і смолоскипами замерзлих труб; отруєння чадним газом;
- робота з кам'яним вугіллям без засобів захисту органів дихання.

При роботі в котельні використовується наступна спецодяг і засоби індивідуального захисту: комбінезон бавовняний, рукавиці, окуляри захисні, респіратор або протигаз.

Приміщення котельні повинно бути обладнане припливно-витяжною вентиляцією, знижувальним трансформатором на 12 В з переносною 12-вольтової лампою і електричним ліхтарем.

В котельні повинна бути Медаптечка з набором необхідних медикаментів і перев'язувальних засобів для надання першої допомоги при травмах.

Працюючі зобов'язані дотримуватися правил пожежної безпеки, знати місця розташування первинних засобів пожежогасіння. Приміщення котельні повинно бути забезпечене вогнегасником на кожні два котла. ящиком з піском і лопатою.

При нещасному випадку потерпілий або очевидець нещасного випадку зобов'язаний повідомити про це адміністрацію установи. При несправності в роботі водогрійних котлів повідомити про це адміністрацію Установи.

В процесі роботи дотримуватися правил носіння спецодягу, Користування засобами індивідуального та колективного захисту, дотримуватися правил особистої гігієни, тримати в чистоті робоче місце.

Особи, які допустили невиконання або порушення інструкції з охорони праці, притягуються до дисциплінарної відповідальності відповідно до правил внутрішнього трудового розпорядку і, при необхідності, піддаються позачерговій перевірки знань норм і правил охорони праці.

Вимоги безпеки під час роботи:

- Перед завантаженням вугілля в топку надіти респіратор або протигаз.
- Чи не розпалювати котли без попередньої продувки їх повітрям.
- Чи не розпалювати паливо в топках бензином, гасом або іншими легкозаймистими рідинами.
- Не залишати без нагляду працюючі котли.
- Не допускати в приміщення котельні сторонніх осіб і не доручати їм спостереження за роботою котлів.
- Щоб уникнути опіків дотримуватися обережності при відкриванні дверцят топки, різко не відкривати її і не заглядати в топку.
- Не допускати підвищення тиску в котлах понад допустиму норму, зазначеної на циферблатах Монометр червоною рисою.

Забороняється сушити одяг, взуття, дрова та інші горючі матеріали на конструкціях та обладнанні котлів і трубопроводах.

Запас палива зберігати не ближче 10м від будівлі котельні та інших будівель. У приміщенні котельні дозволяється зберігати паливо не більше добової потреби.

Шлак і золу вигрібати в металевий ящик з кришкою на ніжках. Чи не викидати гарячу золу, шлак, що не прогорів вугілля біля будівель і парканів.

Вимоги безпеки в аварійних ситуаціях:

- У разі підвищення тиску пара в казані понад допустиму норму, зазначеної на циферблаті манометра червоною рисою, відкрити запобіжний Вентел і стравити надлишок пара з котла до досягнення нормального тиску.

- У разі припинення подачі електроенергії і зупинки водяних насосів для запобігання розморожування системи опалення гасити котли і злити воду з системи.

- При виникненні пожежі негайно повідомити про пожежу в найближчу пожежну частину, адміністрації установи і приступити до гасіння вогнища загоряння за допомогою первинних засобів пожежогасіння.

- При отриманні травми негайно надати першу допомогу потерпілому, повідомити про це адміністрації установи, при необхідності відправити потерпілого до найближчої лікувальної установи.

Вимоги безпеки після закінчення роботи:

- Передати зміну відповідно до затвердженого керівником установи графіком із записом у змінному журналі.

- Зняти спецодяг і прийняти душ.

ДОДАТОК Б. ПЕРЕЛІК ЗАУВАЖЕНЬ НОРМОКОНТРОЛЕРА ДО
РОБОТИ

Перелік зауважень нормо контролера до роботи

Позначення документа	Доку- мент	Умовне позначення	Зміст зауваження

Дата _____

підпис(ПІБ)_____