

ДВНЗ «Донецький національний технічний університет»
Факультет машинобудування, електроінженерії та хімічних технологій
Кафедра електричної інженерії

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

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

Кваліфікаційна робота
магістра

на тему _____ Дослідження параметрів теплових процесів при роботі
котельного агрегату /
Research of parameters of thermal processes at work of the boiler unit.

Виконав: студент 2 курсу, групи ТЕПм-20
(шифр групи)
напряму підготовки (спеціальності) 144 Теплоенергетика
(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

_____ Лекаре́в Віта́лій Станісла́вович
(прізвище та ініціали) (підпис)

Керівник _____ Тімошенко С. М., проф. каф. ЕлІн, д.т.н., проф.
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

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

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

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

Студент _____
(підпис)

Покровськ – 2021 р.

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

Факультет машинобудування, електроінженерії та хімічних технологій
Кафедра електричної інженерії
Освітній ступінь: магістр
Спеціальність: (144) теплоенергетика

ЗАТВЕРДЖУЮ:
Завідувач кафедри

_____ (Колларов О. Ю.)

« » _____ 2021 р.

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ
Лекарєва Віталія Станіславовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: _____
Дослідження параметрів теплових процесів при роботі котельного агрегату
Research of parameters of thermal processes at work of the boiler unit.
керівник роботи Тімошенко С. М., проф. каф. ЕлІн, д.т.н., проф.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від _____ № _____ 2

2. Строк подання студентом роботи 4 грудня 2021 року
3. Вихідні дані до роботи: _____

Температура вихідних газів на виході з топки перед та за пароперегрівачем,
товщина труб пароперегрівача, геометричні розміри, умови експлуатації

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

1. Теоретичний огляд по проведенню дослідження та підвищення показників параметрів теплових процесів.

2. Характеристика котельного агрегату та параметрів теплових процесів.

3. Дослідження впливу димових газів на параметри теплових процесів для пароперегрівних поверхонь.

4. Аналіз впливу нестационарного теплообміну на параметри теплових процесів

5. Охорона 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
Охорона праці			
Пункти 4.1 – 4.4	<u>Тімошенко С. М.</u>		

7. Дата видачі завдання 29 лютого 2021 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Пункт 4.1	29.09 - 03.10	
2.	Пункт 4.2	06.10 - 15.10	
3.	Пункт 4.3-4.4	16.10 - 15.11	
4.	Охорона праці	15.11 - 03.12	
5.			
6.			

Студент

(підпис)

Лекарь В. С.
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Тімошенко С. М.
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Лекарев Віталій Станіславович. Дослідження параметрів теплових процесів при роботі котельного агрегату. / Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю (144) «Теплоенергетика». – ДВНЗ ДонНТУ, Покровськ, 2021.

Об'єкт дослідження – параметри при роботі котельного агрегату

Мета роботи – є дослідження та розрахунок параметрів процесів, які залежать від температури для пароперегрівачів в котельному агрегаті

Методи дослідження – аналіз, моделювання, синтез, математичні розрахунки.

Випускна кваліфікаційна робота складається зі вступу, основної частини, яка включає чотири розділи, висновки, переліку використаних джерел та додатків.

У першому розділі наведено теоретичний огляд по проведенню дослідження та підвищення показників параметрів теплових процесів в літературі.

У другому розділі визначено характеристика котельного агрегату та параметри теплових процесів.

У третьому розділі проведено дослідження впливу димових газів на параметри теплових процесів для пароперегрівних поверхонь.

У четвертому розділі проведено аналіз впливу нестационарного теплообміну на параметри теплових процесів .

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ, ТЕПЛОВИЙ ПОТОК,
КОЕФІЦІЄНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ, КОЕФІЦІЄНТ ТЕПЛОВІДДАЧІ,
КОТЕЛЬНИЙ АГРЕГАТ, ПАРОПЕРЕГРІВАЧ, ДИМОВІ ГАЗИ

SUMMARY

Lekarev Vitaly Stanislavovich. Research of parameters of thermal processes at work of the boiler unit. / Graduation qualification work for a master's degree in specialty (144) "Heat power engineering". - DVNZ DonNTU, Pokrovsk, 2021.

The object of study - the parameters of the boiler unit.

The purpose of work - is research and calculation of parameters of processes which depend on temperature for superheaters in the boiler unit.

Research methods - analysis, modeling, synthesis, mathematical calculations.

The final qualifying work consists of an introduction, the main part, which includes four sections, conclusions, a list of used sources and appendices.

The first section provides a theoretical overview of the study and increase the parameters of thermal processes in the literature.

The second section defines the parameters of thermal processes.

In the third section the research of influence of flue gases on parameters of thermal processes for superheated surfaces is carried out.

In the fourth section the analysis of influence of nonstationary heat exchange on parameters of thermal processes is carried out.

MATHEMATICAL MODELING, HEAT FLOW, HEAT TRANSFER
COEFFICIENT, HEAT TRANSFER COEFFICIENT, BOILER UNIT,
STEAM HEATING

ЗМІСТ

ВСТУП	8
1 ТЕОРЕТИЧНИЙ ОГЛЯД ПО ПРОВЕДЕННЮ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ПІДВИЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ПАРАМЕТРІВ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ ...	10
1.1 Аналіз параметрів теплових процесів при роботі котла	10
1.2 Висновок по розділу 1	29
2 ХАРАКТЕРИСТИКА КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТУ ТА ПАРАМЕТРІВ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ	31
2.2 Описання котельного агрегату	31
2.2 Математичний опис дослідження теплових процесів	34
2.3 Визначення зміни величини теплового потоку при роботі котельного агрегату з конвективним пароперегрівачем	37
2.4 Визначення зміни величини теплового потоку при роботі котельного агрегату з радіаційним пароперегрівачем.....	43
2.5 Визначення зміни величини теплового потоку при роботі котельного агрегату для напіврадіаційного (ширмового) пароперегрівача.....	45
2.6 Визначення зміни величини теплового потоку при роботі котельного агрегату для поверхонь пароперегрівача	48
2.7 Висновки за розділом 2	53
3 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ДИМОВИХ ГАЗІВ НА ПАРАМЕТРИ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ ДЛЯ ПАРОПРЕГРІВНИХ ПОВЕРХОНЬ	55
3.1 Дослідження впливу швидкості руху димових газів на параметри теплових процесів на конвективні поверхні пароперегрівника.....	55
3.2 Дослідження впливу товщини відкладень від димових газів на параметри теплових процесів на конвективні поверхні пароперегрівника: ..	66

3.3 Висновки за розділом 3	70
4 АНАЛІЗ ВПЛИВУ НЕСТАЦІОНАРНОГО ТЕПЛООБМІНУ НА ПАРАМЕТРИ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ.....	72
4.1 Висновки по розділу 4.....	76
ВИСНОВОК	78
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ.....	81
ДОДАТОК А. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	84
ДОДАТОК Б. ПЕРЕЛІК ЗАУВАЖЕНЬ НОРМОКОНТРОЛЕРА ДО РОБОТИ.....	89

ВСТУП

Ефективне використання в Україні енергоресурсів на даний час представляю актуальну проблему сучасного паливно-енергетичного комплексу України. Одним з пріоритетних напрямків для вирішення цієї проблеми є розробка заходів по використанню вторинних енергоресурсів, а саме димових газів. При роботі котельних агрегатів раціональним є максимальна отримання теплової енергії від вихідних газів що йдуть з топки, тому котельні модернізують існуючі котельні агрегати, щоб на виході з котельного агрегату температура димових газів була мінімальною.

Для найкращої утилізації в котельних агрегатах теплової енергії застосовують теплообмінні апарати. Вони дозволяють провести охолодження газів до найнижчої температури, тому відбувається збільшення показників ефективності використання теплоти від згорання палива.

Існує безліч конструкцій тепло масообмінних апаратів, в яких є свої недоліки і переваги. Першими на шляху руху димових газів в котельному агрегаті встановлюють паро перегрівачі. Їх існує декілька видів, вони більш детально будуть розглянуті далі в роботі. Основними характеристиками паро перегрівачів є максимальна температура при якій вони можуть працювати без пошкоджень та при цьому вони повинні забезпечувати отримання перегрітої пару з заданими параметрами. Інтенсифікація процесу теплообміну в таких теплообмінних апаратах досягається за допомогою збільшення площі поверхні контакту робочого середовища з димовими газами, але при цьому слід враховувати різні чинники які впливають на процес теплопередачі.

Дана робота присвячена дослідження параметрів теплових процесів при роботі котельного агрегату, бо це є актуальним напрямком по визначенню економічної ефективності роботи котельні при спалюванні твердого або газоподібного палива.

В роботі розроблено модель де описано основні теплові параметри та порядок їх розрахунку для паро перегрівача котельного агрегату.

Також в роботі описано засоби по охороні праці при виконанні робіт перед запуском, розпалюванням та під час роботи котельного агрегату.

1 ТЕОРЕТИЧНИЙ ОГЛЯД ПО ПРОВЕДЕННЮ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ПІДВИЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ПАРАМЕТРІВ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ

1.1 Аналіз параметрів теплових процесів при роботі котла

В роботі [1] описано утворення пари яка є важливим процесом у багатьох високотемпературних теплових системах. У цій роботі експериментально описано та проаналізовано теплові характеристики парогенератора - перегрівача розпавленої солі з насиченою водою. Результати експерименту показали, що тепловий потік і тепла ефективність випарника були значно більшими, ніж у пароперегрівача, а потік пари з випарника впливав на теплопередачу пароперегрівача, тому випарник переважав у продуктивності теплопередачі всієї системи. У випарнику погіршення кипіння відбувалося при низькій швидкості потоку води, в той час як недостатнє кипіння з'явилося при великій швидкості потоку води, тому швидкість потоку води на вході слід збільшити належним чином для отримання відповідного перегріву та покращення теплового потоку та теплової ефективності. Оскільки теплові втрати випарника та пароперегрівача зростали з підвищенням температури солі/швидкості потоку, їх тепла ефективність поступово знижувалася, тоді як їх ефективність зростала із підвищенням температури на виході. Тепловий опір пароперегрівача був приблизно в 6 разів більше, ніж у випарника, а термічний опір пари в пароперегрівачі становив понад 95% його загального теплового опору. Тому на паровій стороні пароперегрівача слід застосовувати методи підвищення теплопередачі, такі як розширена поверхня.

В роботі [2] представлено CFD (Computational Fluid Dynamics) модель пароперегрівача в стаціонарному та нестаціонарному стані. Розроблена модель дозволяє отримати детальні розподіли вибраних параметрів пари та

димових газів та температури стінки труб пароперегрівача. Перехідний стан, представлений у роботі, відноситься до роботи пароперегрівача в момент активації сепаратора. При розв'язанні перехідного стану розглядаються два випадки. По-перше, коли виконується умова Куранта-Фрідрікса-Леві (CFL) (часовий крок має бути достатньо малим, щоб не відставати від усіх змін у вузлах сітки). По-друге, коли умова CFL не виконується (кожен часовий крок вирішується окремо і розглядається як стаціонарний стан, він може бути настільки великим, наскільки це необхідно). У роботі також описано вплив моделей SST і k - ϵ турбулентності, а також параметрів сітки на отримані результати. У випадку моделі турбулентності SST та $y^+ = 1$ відносна похибка об'ємної температури на виході пари та димового газу щодо значень, отриманих за результатами вимірювань, становить 0,2% та 0,7% відповідно. Для моделі k - ϵ відносна похибка становить 3,2% для температури пари і 7,3% для температури димових газів. Крім того, для перевірки якості розрахунків було визначено тепловий потік, що передається від димового газу до пари, і тепловий потік, поглинений парою з димового газу. Відмінності між отриманими значеннями теплового потоку були на рівні 0,4%.

В роботі [3] представлена математична модель паропідігрівача в паровому котлі, встановленому на енергоблоці потужністю 1000 МВт. За допомогою нового чисельно-аналітичного методу визначено температурний розподіл пари, димових газів та стінок труби підігрівача. Підігрівник являє собою двопрохідний перехресний теплообмінник. На ширину котла 44 панелі труб. Пара тече паралельно через 20 труб за кожен прохід. Розроблено аналітичну модель пароперегрівача з допущенням незмінних фізичних властивостей пари та димового газу. Результати розрахунків температури пари та димових газів, отримані запропонованою методикою, порівнювали з результатами точної методики. Дуже висока точність оцінок була досягнута, навіть якщо весь пароперегрівач розділити на декілька контрольних об'ємів. Результати розрахунків температури пари першого та другого проходу порівнювали за методом P-NTU (Effectiveness – Number of Transfer Units).

Було знайдено ідеальний збіг між температурою пари та середньою температурою димових газів на виході з підігрівача. Перевагою розробленого методу моделювання пароперегрівачів є можливість моделювання теплообмінників зі складними проточними системами. Також були проведені розрахунки для температурно-залежних фізичних властивостей пари та димового газу.

В роботі [4] обговорюється виробництво електроенергії на сонячних теплових електростанціях циклу Ренкіна за допомогою колекторів, що генерують пряму пару. Ця сонячна теплоелектростанція створена за зразком виробництва чистої потужності 50 МВт. Моделювання виконано шляхом кодування в середовищі MATLAB і погодних умовах міста Кум. Двобакова система непрямого накопичення тепла була використана, щоб запобігти збою циклу виробництва електроенергії, коли немає сонячної енергії (рис.1.1).

Новиною даного дослідження є конструкція двобакової системи теплоаккумуляції для зберігання тепла, виробленого колекторами прямих парогенераторів. Виробництво електроенергії продовжується в режимі розрядки, поки не закінчиться тепло, що зберігається в системі зберігання тепла. Допоміжний котел та парогенератор також повинен використовуватися в режимі нагнітання для доведення стану пари до необхідного стану для входу парової турбіни високого тиску. У попередніх дослідженнях були проведені аналізи для циклу без теплоаккумулятора та умов стаціонарного режиму. Вперше в цьому дослідженні проект цієї електростанції виконується тимчасово, година за годиною протягом року, і звітується. Теплоаккумулятор розрахований на вироблення 6 год 50 МВт електроенергії за відсутності сонця. Але, згідно з аналізом перехідних процесів, кількість накопичуваного тепла змінюється щодня в залежності від світлового дня одного і того ж дня, і тому кількість годин скидання на добу різна. Для кожного компонента циклу виробництва електроенергії проведено ексергійний, ексергоекономічний, ексергоекологічний, емергоекономічний та емергоекологічний аналіз як аналіз 6Е.

Результати показали, що вдосконалення котла для зменшення незворотності та руйнування ексергії є важливою справою, яка може покращити як навколишнє середовище, так і станцію економічно.

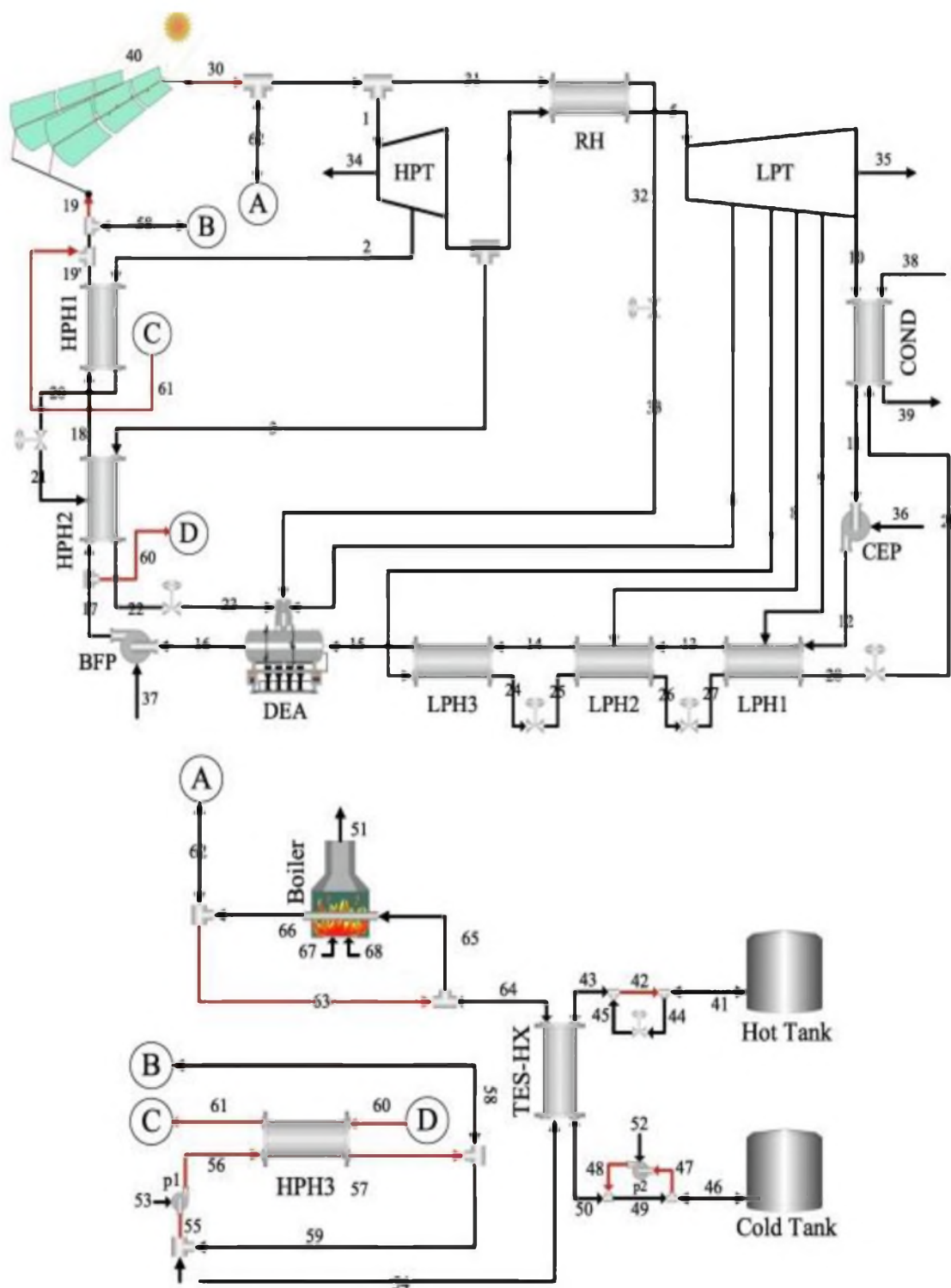


Рисунок 1.1 – Схема сонячної підстанції з парогенератором

В результаті ексергійного аналізу середньомісячна сумарна ексергетична ефективність електростанції коливається від 70 до 85% протягом року. Середньомісячна ексергетична ефективність сонячного поля за чотири місяці травня, червень, липень і серпень становить приблизно 39-40%.

В роботі [5] досліджується циркуляційний котел із псевдозрідженим шаром та ширмовими пароперегрівачами, спочатку розроблений для повітряного спалювання, модернізований на кисневе спалювання з метою видалення викидів CO_2 від спалювання вугілля. Попередні дослідження показали, що тепловий баланс на стороні газових частинок можна задовольнити без змін в котлі, але тоді об'ємний потік газу зменшується. Щоб зберегти подібну роботу під час повітряного випалювання, об'ємний потік, тобто швидкість псевдозрідження, при кисневому випалюванні має дорівнювати об'ємному потоку при випалюванні повітря та додатковому нагріву пароперегрівача. Основною метою даної роботи є визначення умов переходу від повітряного до кисневого випалу, при цьому умови теплообміну підтримуються при постійній швидкості подачі димових газів. Проаналізовано заходи для досягнення цього, такі як регулювання подачі додаткового газу та поверхні теплообміну. Для виконання теплового балансу печі необхідне додаткове паливо або зменшення поверхні теплопередачі в печі. Ці зміни впливають на продуктивність заднього проходу, який необхідно модифікувати, щоб врахувати зміну складу газу та більший відчутний тепловміст димового газу. Обговорюються стратегії боротьби з цими обставинами в котлах CFB.

Робота [6] присвячена дослідженню системи термохімічної рекуперації відхідного тепла на основі розкладання аміаку. Термохімічна система рекуперації відхідного тепла складається з реактора, повітря підігрівача аміаку та конденсатора. Термодинамічний аналіз системи TCR проводили за допомогою програмного забезпечення Aspen HYSYS. Тепловий баланс розраховували для різних робочих параметрів, таких як температура (100–

700°C) і тиск (1–20 бар). Тепловий баланс показав, що в інтервалі температур 150–500°C в системі ТКР спостерігаються теплові дефіцити. Для покриття цього дефіциту до 15% пари від димового газу необхідно конденсувати. Для компенсації дефіциту тепла було запропоновано використовувати конденсатор після попереднього підігрівача. Теплота конденсації H_2O покриває значну частину теплового дефіциту. Визначено швидкість рекуперації тепла і показано, що система TCR має максимальну ефективність в діапазоні температур вище 500°C і тиску вище 20 бар. Теплота, що рекуперується в реакторі, в 2-5 разів перевищує теплоту, що рекуперується в підігрівачі. Коефіцієнт теплоперетворення (співвідношення між теплотою згоряння продуктів розпаду аміаку та аміаку) становить близько 1,16 для в діапазоні температур вище 500°C.

В роботі [7] описані пароперегрівачі - це високотемпературні перехресні теплообмінники. Пара тече всередині труб, а димовий газ — назовні в напрямку, перпендикулярному осям труб. Однак вони дуже суттєво відрізняються від інших теплообмінників, що працюють при низьких температурах, через високу залежність теплоємності пари від температури та радіаційної тепловіддачі на стороні димових газів. Крім того, конструювання расходомірної трубки зазвичай є складним. Через роботу пароперегрівачів в суворих умовах вони схильні до пошкоджень. Близько 40% аварійних зупинок котлів спричинені перегріванням матеріалу труб, що в свою чергу призводить до їх розриву. У роботі представлена математична модель пароперегрівача. Кінцева різницева модель з розподіленими параметрами заснована на розв'язанні рівнянь збереження енергії для пари, стінки труби та димового газу. Модель перегрівача CFD також була розроблена для перевірки кінцево-різниць моделі. Розроблена в роботі модель може бути використана для оцінки ступеня забруднення труб пароперегрівача золою.

В роботі [8] досліджується циркуляційний котел із псевдозрідженим шаром, спочатку розроблений для повітряного спалювання, модернізований на кисневе спалювання з метою видалення викидів CO_2 від спалювання

вугілля. Попередні дослідження показали, що тепловий баланс на стороні газових частинок можна задовольнити без змін в котлі, але тоді об'ємний потік газу зменшується. Щоб зберегти подібну роботу під час повітряного випалювання, об'ємний потік, тобто швидкість псевдозрідження, при кисневому випалюванні має дорівнювати об'ємному потоку при випалюванні повітрям. Основною метою даної роботи є визначення умов переходу від повітряного до кисневого випалу, при цьому умови теплообміну підтримуються при постійній швидкості псевдозрідження. Проаналізовано заходи для досягнення цього, такі як регулювання подачі додаткового газу та поверхні теплообміну. Для виконання теплового балансу печі необхідне додаткове паливо або зменшення поверхні теплопередачі в печі. Ці зміни впливають на продуктивність заднього проходу, який необхідно модифікувати, щоб врахувати зміну складу газу та більший відчутний тепловміст димового газу. Обговорюються стратегії боротьби з цими обставинами в котлах CFB.

В роботі [9] описано трубки пароперегрівача, які є найважливішими компонентами котла електростанції (рис.1.2).



Рисунок 1.2 – Схема трубок пароперегрівача

Через роботу в умовах високої температури та тиску трубки валикового пароперегрівача (первинного пароперегрівача) в котлах теплової електростанції піддаються поломкам, таким як порушення повзучості та перегрів. Тому виявлення причин цих поломок і їх обслуговування дуже важливо. Трубки валикового пароперегрівача вийшли з ладу в кількох подібних блоках електростанції на тій самій території. Ця проблема аналізується трьома методами, щоб з'ясувати причину. Такими методами є металографія, вимірювання товщини оксидного шару та CFD. Ці методи доводять, що різниця температур між трубками є причиною поломки в критичній зоні. Причиною підвищення температури в цьому випадку є різниця довжини між трубками. Далі представлено три способи вирішення, а саме (1) зміна матеріалу трубок, (2) балансування довжини труб і переконструкція валикового пароперегрівача та (3) заміна, трубок, які вийшли з ладу (рис.1.3).

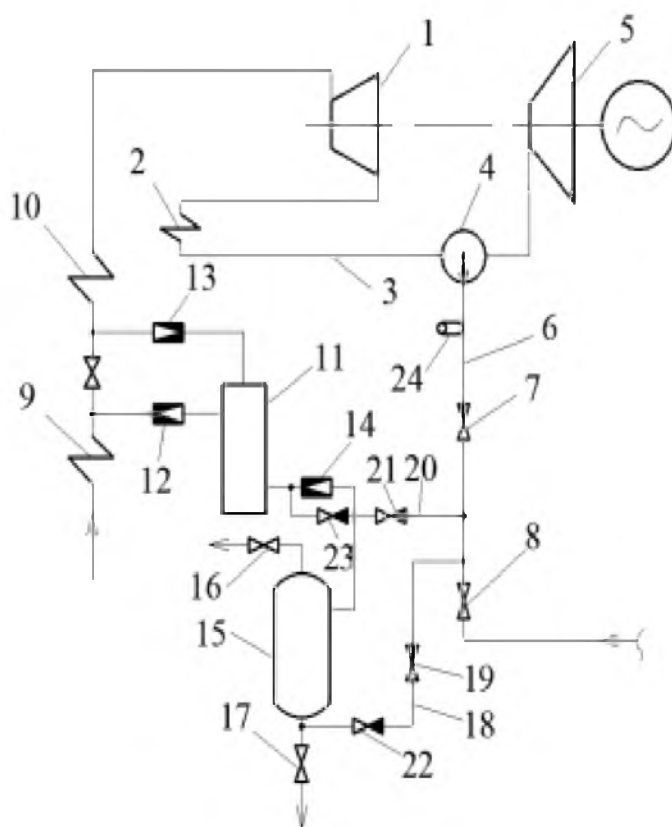


Рисунок 1.3 – Схема для прямотокового котла регулювання температури пари

Для порівняння методів вибирається балансування довжини труби та перепроєктування. Вибране рішення містить три запропоновані плани. Ці плани будуть альтернативою для вийшов з ладу валикового пароперегрівача. Порівняння, проведене між трьома запропонованими конструкціями та перегрівачем котла, показує, що всі три запропоновані конструкції є кращими з точки зору температури, ніж існуючий перегрівач котла. Після цього за результатами CFD вибирається найкращий дизайн. Вибрана конструкція тут є запропонованим планом, оскільки він зменшує різницю температур з 25 K перегрівача котла до 5 K.

В роботі [10] виконується інноваційне моделювання та оптимізація парогенераторів з рекуперацією тепла та водотрубної пари (HRSG) для когенераційної установки газових двигунів. У розділі моделювання рівняння ε -NTU, LMTD та коефіцієнтів тепловіддачі для однофазного потоку та двофазного потоку організовано для формування нелінійної системи рівнянь. Крім того, на наступному кроці вибираються дві пари цільових функцій (річні витрати — швидкість руйнування ексергії та річні витрати — теплоефективність) для багатоцільової оптимізації HRSG за допомогою генетичного алгоритму для газового двигуна на один, два та три МВт. когенераційної установки. Результати для газового двигуна потужністю 2 МВт показують, що загальні витрати жаротрубного HRSG на 50% нижчі, ніж для водотрубного HRSG. У цій ситуації для водяних і жаротрубних котлів ефективність і вартість 0,9, 40, 000 (\$/рік) і 0,9 20 000 (\$/рік) відповідно.

Крім того, швидкості руйнування ексергії близькі і дорівнюють 1373,45 кВт і 1366,2 кВт для водотрубних і жаротрубних котлів відповідно. Більше того, для кожного газового двигуна отримано шість рівнянь з тридцятьма постійними коефіцієнтами, щоб пояснити поведінку температури вихлопних газів на виході HRSG, різниці температур щіпки, масового витрати пари, робочого тиску, термічної ефективності та швидкості руйнування ексергії при частковому навантаженні.

В роботі [11] описана можливість ефективного використання різноманітних викопних видів палива, які сприяють економічній конкурентоспроможності, є бажаною в роботі промислових котелень для безперебійного та сталого виробництва електроенергії. У цьому дослідженні за допомогою HYSYS V 8.8 моделювався котел, що працює на маслі та газі, розроблений для виробництва 653900 кг/год перегрітої пари та 585450 кг/год підігрітої пари при температурі 540 °С для виробництва електроенергії. При різному масовому відношенні повітря та палива порівняльна продуктивність котла (рис.1.4), коли він працює на природному газі та паливному мазуті з низьким вмістом маси (LPFO) була проведена з використанням низки термодинамічних критеріїв продуктивності.

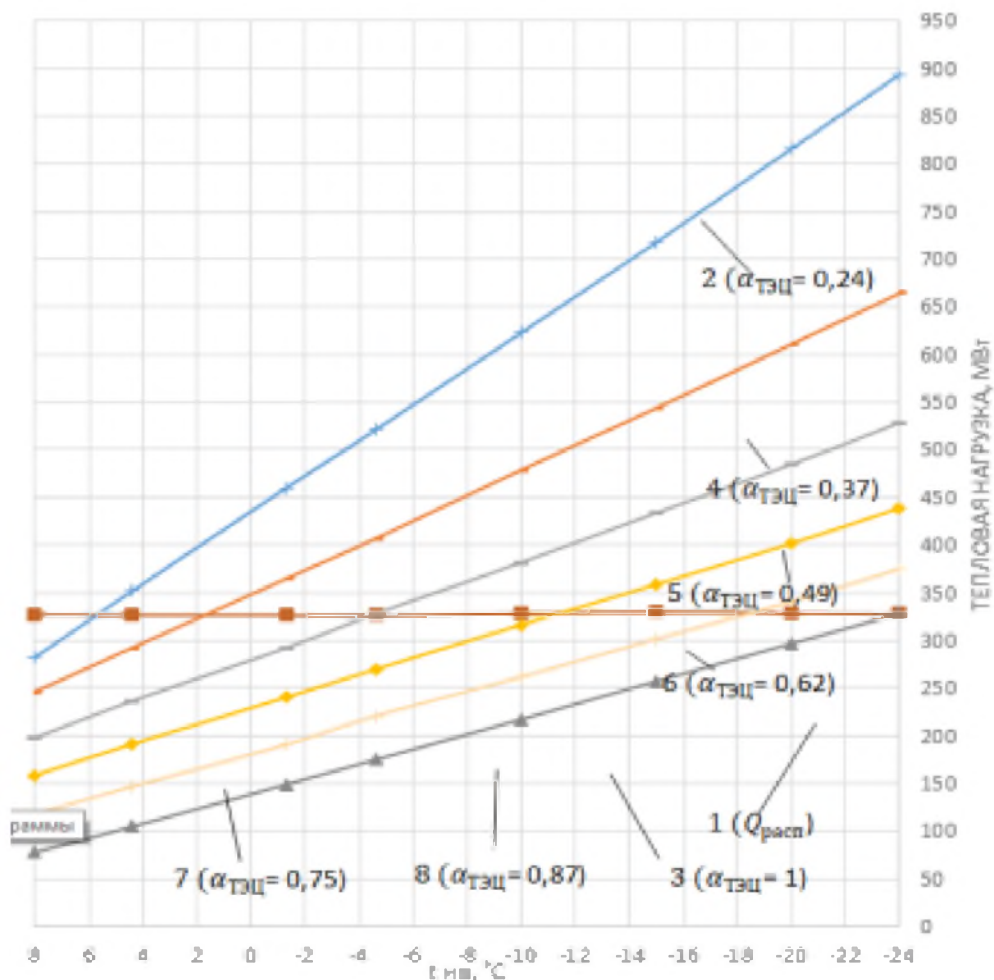


Рисунок 1.4 – Схема включення ТПГУ до теплової систему: 1 – Наявне теплове навантаження; 2 – Максимальна приєднане теплове навантаження.

Також було проведено калькуляцію витрат на роботу котла на обох видах палива на основі ексергії (рис.1.5).

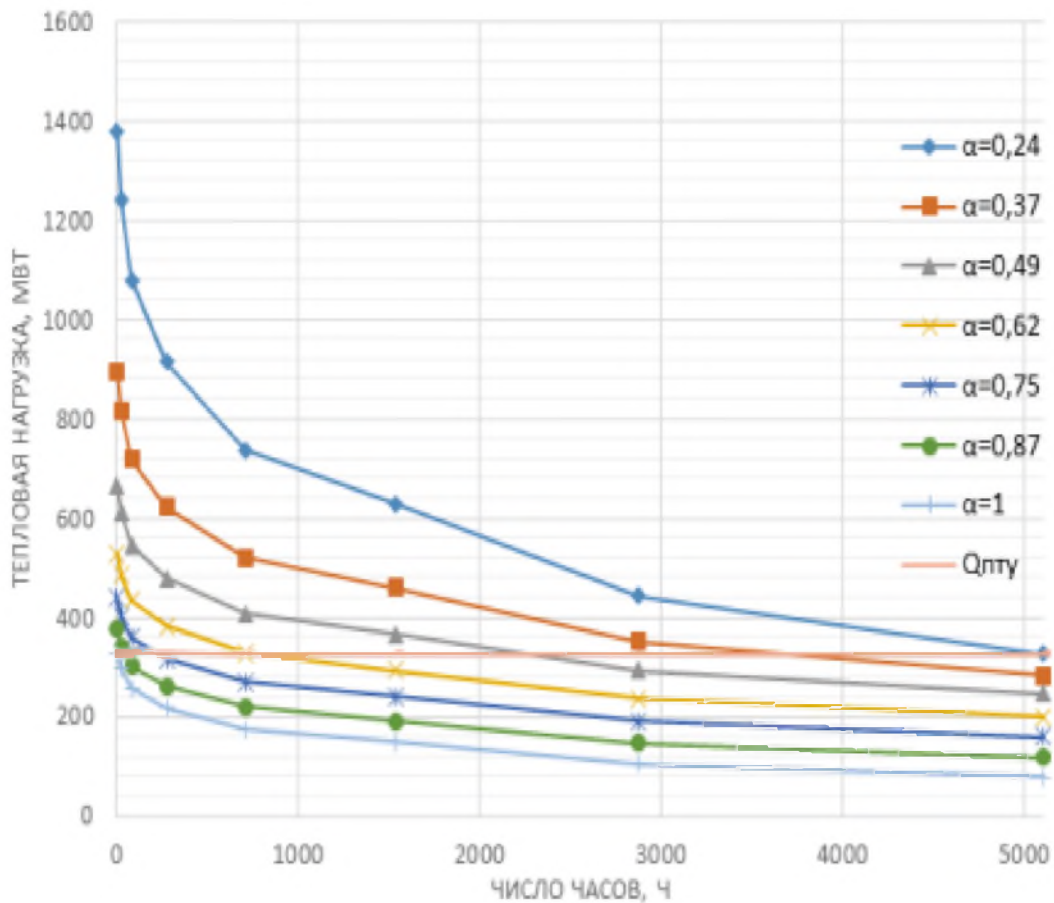


Рисунок 1.5 – Схема залежність сумарного теплового навантаження станції від числа годин стояння протягом року при використанні природного газу

Для зразків природного газу та LPFO, що розглядаються в цьому дослідженні, співвідношення повітря-паливо трохи вище 16,1 повинно бути достатнім для спалювання палива. Вимоги до співвідношення повітря-паливо нижче або значно вище 16,1 можуть передвіщати несправність компонентів котла або навіть неефективну конструкцію котла (рис.1.6).

Крім того, при AFR 16,1, це коштує 4,04 дол. США Е-06/кДж для виробництва перегрітої пари та гарячого потоку повторного нагріву при

спалюванні природного газу, тоді як це коштує 7,22 дол. США Е-06/кДж у випадку спалювання LPFO.

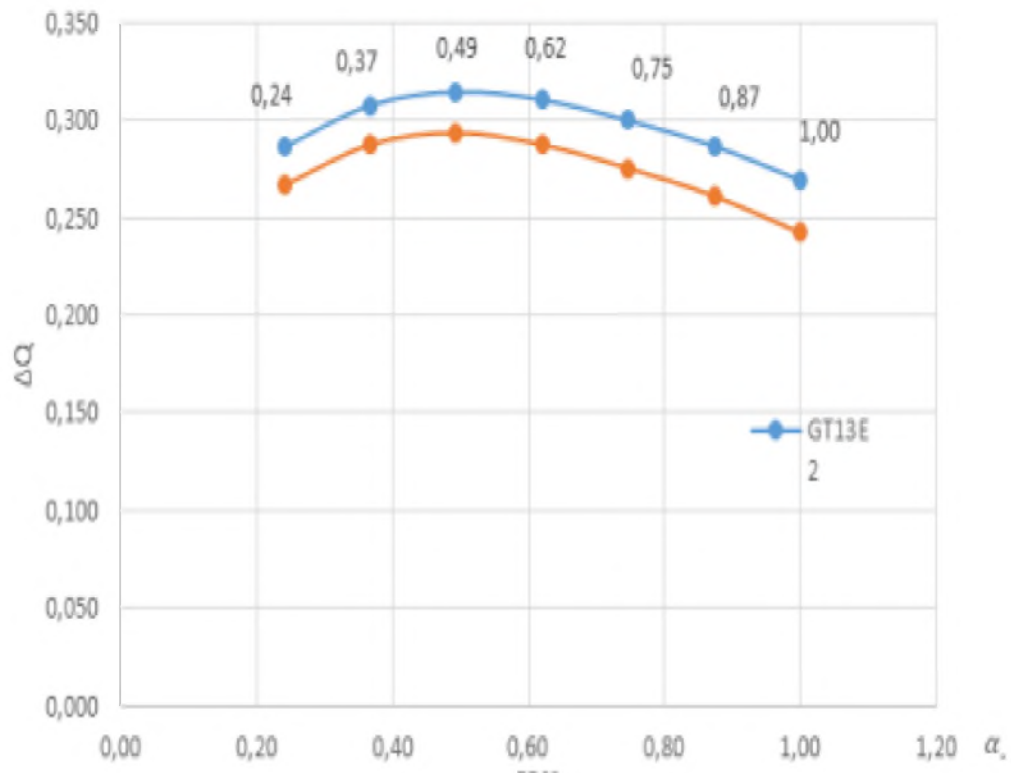


Рисунок 1.6 – Приріст відносної економії палива для різних значень коефіцієнта теплофікації

Ці значення відображають покращення економічних наслідків при AFR 26,5, що переважно працює на електростанції. Однак форма субсидії (наприклад, зниження імпорتنих мит на LPFO), яка знижує накладні витрати на виробництво електроенергії з використанням LPFO, буде потрібна, щоб зробити LPFO привабливою резервною альтернативою природному газу у випадках, коли спостерігається нестача або відсутність природного газу.

В роботі [12] описані котли з циркуляційним псевдозрідженим шаром (CFB) реалізували чисте та ефективне використання вугілля низької якості, такого як пуста порода і вугільний шлам, вугілля з високим вмістом сірки, антрацит, нафтовий кокс, горючі сланці та інші ресурси. Як країна з найбільшою кількістю котлів CFB і найбільшою встановленою потужністю в світі, Китай має 440 100–600 МВт котлів CFB загальною потужністю 82,29

ГВт, у тому числі 227 одиниць по 135 МВт, 95 одиниць по 300 МВт і 24 надкритичні одиниці. Статистика типових котлів CFB потужністю 100–300 МВт показала, що середня кількість позапланових зупинок становила лише 0,37 рази на рік, серед яких 135 МВт – 0,26 рази на рік і 300 МВт – 0,46 рази на рік (рис.1.7).

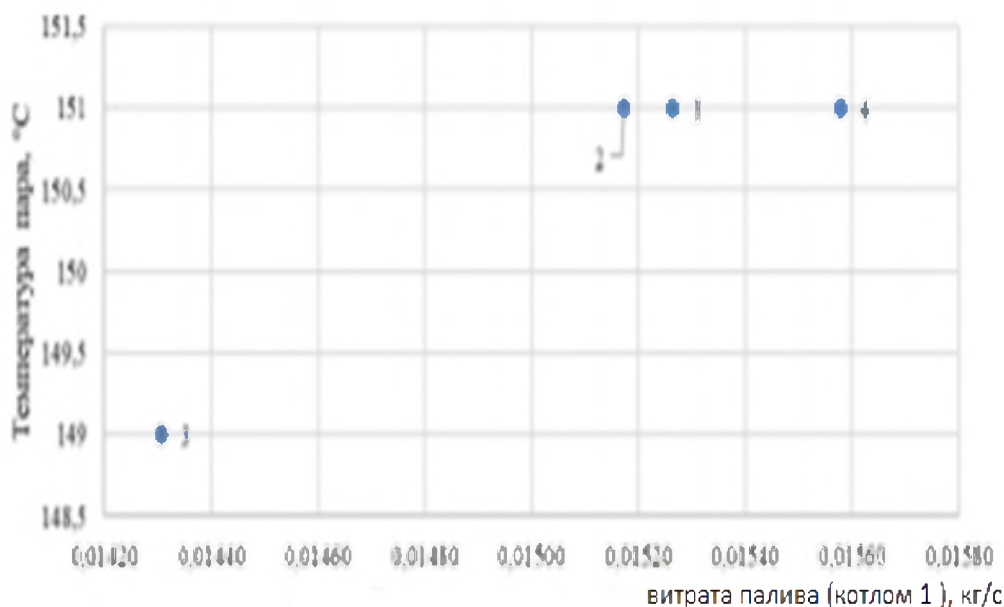


Рисунок 1.7 – Залежність температури пара від витрати палива

Коефіцієнт допоміжної потужності близько 300 МВт котлів CFB на основі реконструкції потоку може бути знижений приблизно до 4%, що близько до такого ж рівня котлів на пилувугільному (ПК). У цій статті узагальнено процес розробки та статус застосування великомасштабних китайських котлів CFB, аналізуються характеристики та технічні характеристики культових агрегатів, а також представлені рішення таких проблем, як знос водяної стінки та охолодження золи.

В роботі [13] описана система ефективного автоматичного регулювання температури пари на виході з котла (рис.1.8). Стабілізація температури свіжої пари на всіх режимах роботи котла забезпечує підвищення зносостійкості металевих поверхонь нагріву та скорочення споживання палива за рахунок зменшення перегрівів

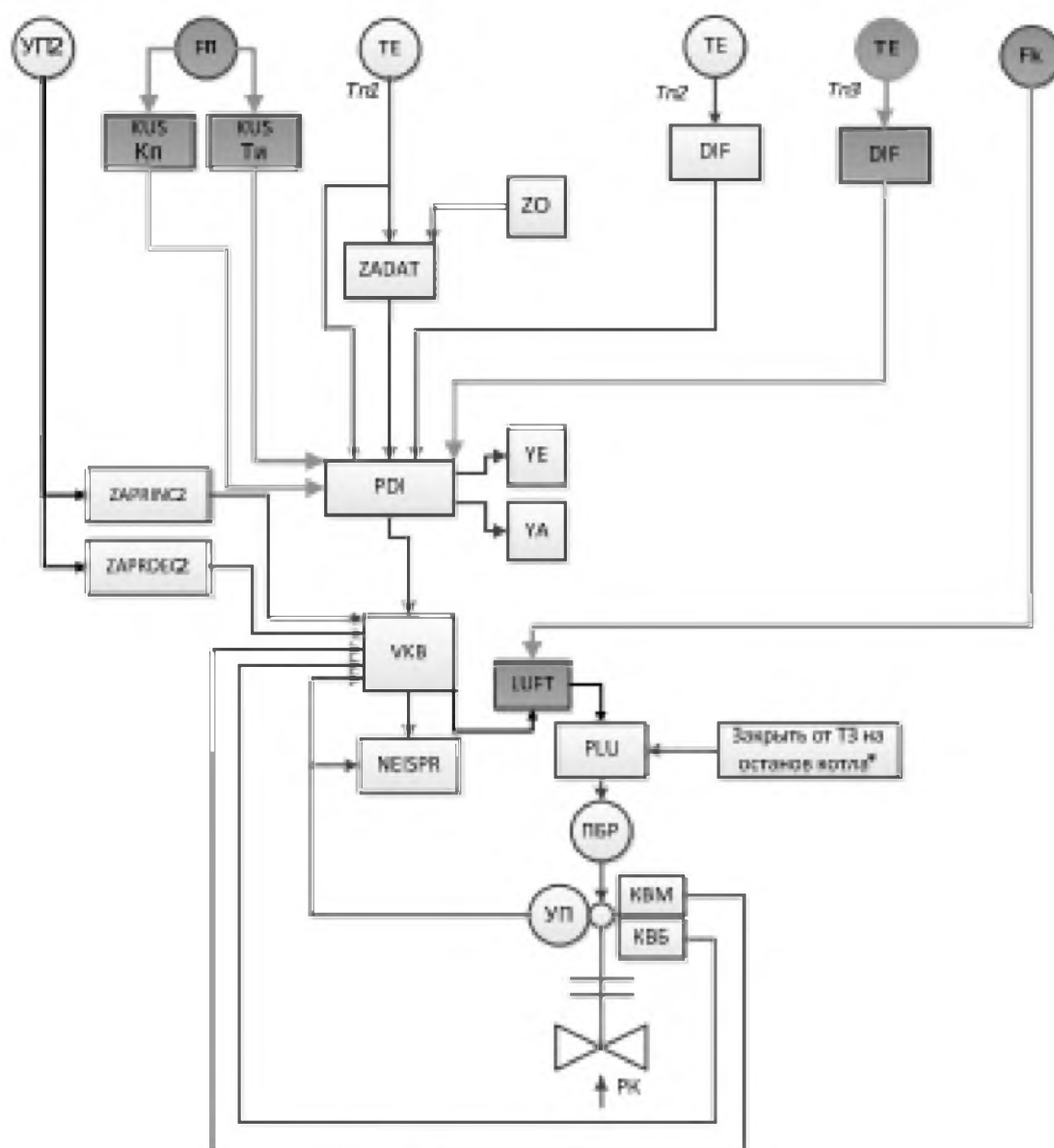
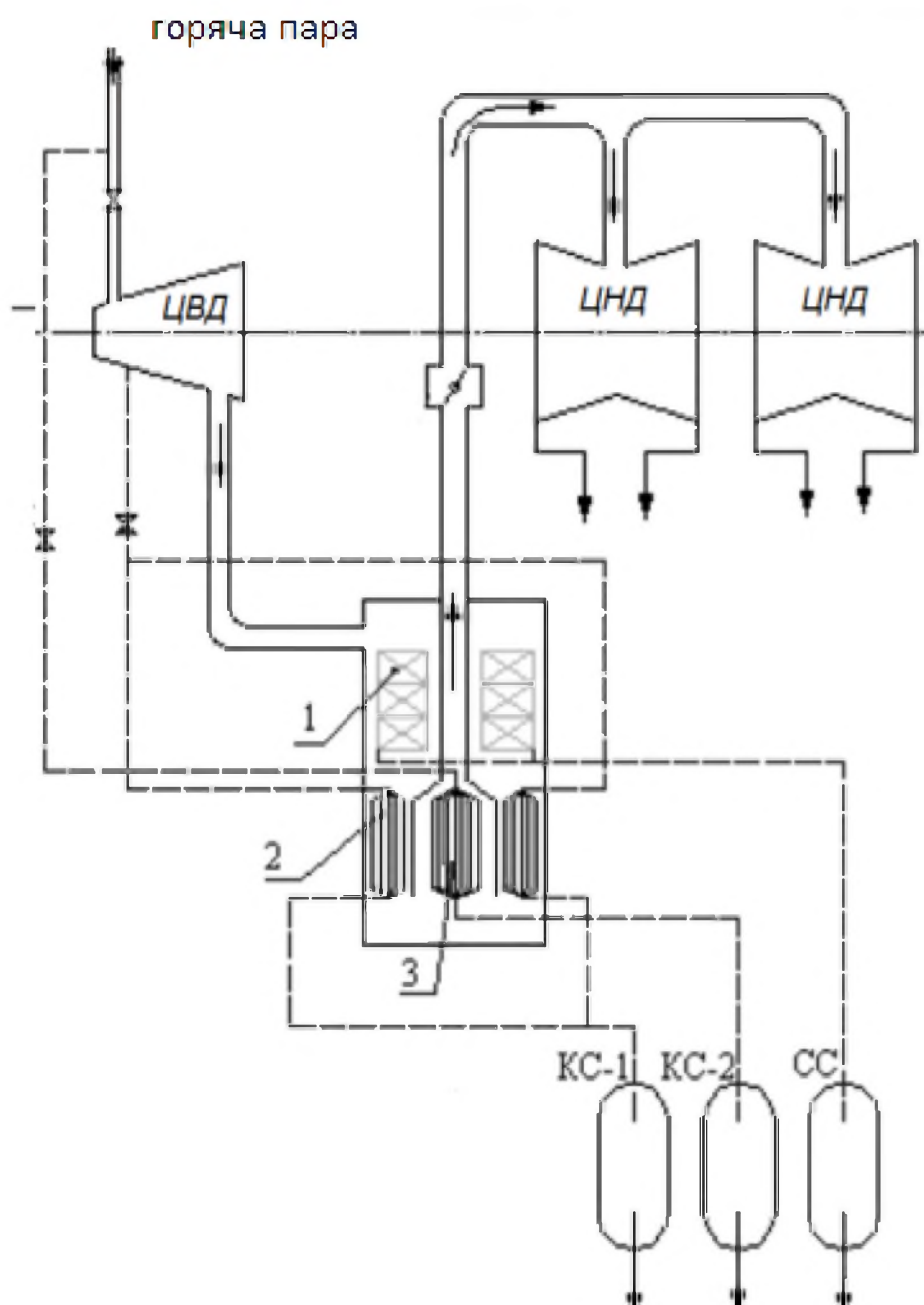


Рисунок 1.7 – Система ефективного автоматичного регулювання температури пари на виході з котла

В роботі [14] представлено дослідження впливу параметрів пари, що гріє, на характеристики сепаратора-перегрівача АЕС на рис.1.8.

Також отримана графічна залежність температури пари, що гріє (температури насичення рис.1.9), від тиску пари, що гріє, першого ступеня перегрівача з урахуванням опору труб, що підводять [14].



1 – сепаратор; 2 – перегрівач першого ступеня; 3 – перегрівач другого ступеня.; СС – збірка сепарату; КС-1 і КС-2 – конденсатозбірники першого та другого ступенів.

Рисунок 1.8 – Схема включення сепаратора-перегрівача в теплову схему парової турбіни [14]

В роботі встановлена залежність, яка є перевірконою та підтверджує той факт, що температура насичення із зростанням тиску збільшується.

В роботі [14] розрахована залежність показує вплив тиску пари, що гріє,

на коефіцієнт теплопередачі трубних поверхонь (рис. 1.10).

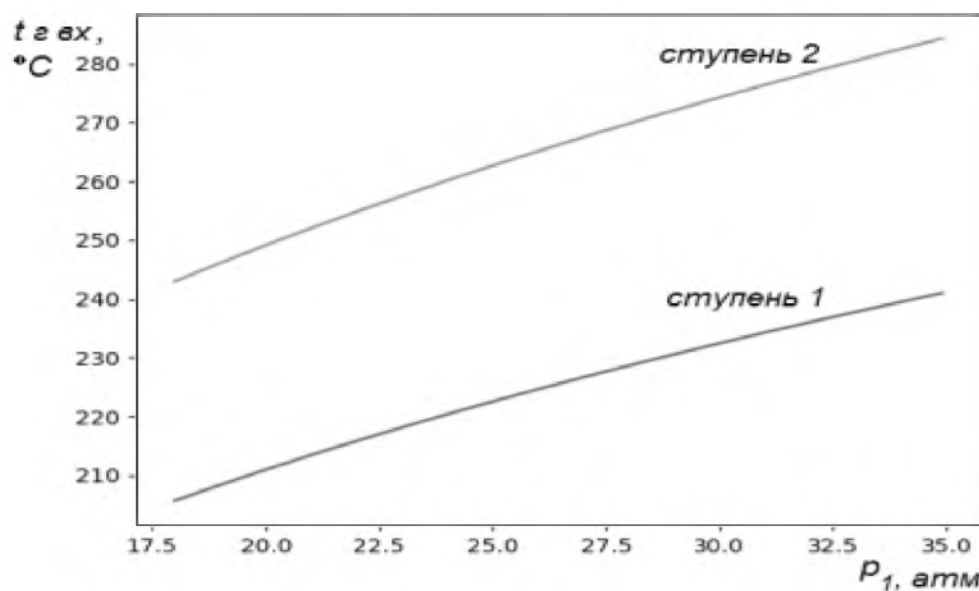


Рисунок 1.9 –Залежність температури пари, що гріє, від її тиску

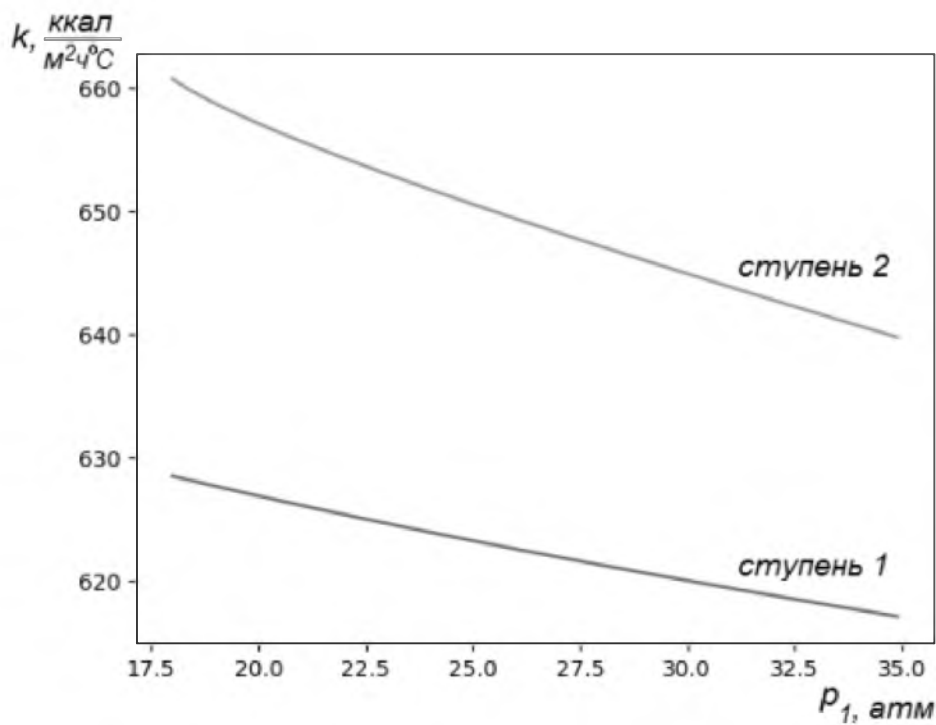


Рисунок 1.10 – Залежність коефіцієнта теплопередачі від тиску пари, що гріє.

З графіків випливає, що коефіцієнт теплопередачі зменшується з збільшенням тиску пари, що гріє, особливо сильно для другого ступеня перегрівача. Однак, як показали додаткові дослідження (і що підтверджується рис.1.10), середньо геометричний температурний напір з зростанням тиску збільшується швидшими темпами, що в результаті призводить до зменшення потрібної поверхні нагрівання.

В роботі [15] представлені статистичні дані парових електричних котлів, встановлених на ТЕС Росії. У цій роботі також узагальнено досвід створення російських котлів, починаючи від першого прямооточного котла Рамзіна і закінчуючи потужними котлами для газонафтового блоку потужністю 1200 МВт і пилувугільного блоку потужністю 800 МВт. Слідуючи основним світовим тенденціям, російські котельні готові створювати сучасні котли як за надкритичними параметрами, так і з циркуляційним киплячим шаром і котли для спалювання нетрадиційного палива.

В роботі [16] досліджуються потік і теплообмін на газовій стороні парогенератора з рекуперацією тепла. Під час експлуатації електростанції можуть виникати нестандартні умови, які суттєво впливають на ефективність парогенератора, викликані змінами потоку газу, корозією та забрудненням стінок труб. Крім того, проходи навколо модулів теплообмінника розвиваються протягом терміну служби обладнання, що дозволяє пропускати газ, що протікає, в зони котла з низькою ефективністю тепловіддачі. Ці питання тут вирішуються за допомогою обчислювального моделювання з використанням комерційного програмного забезпечення для розв'язування рівнянь збереження маси, імпульсу та енергії. Геометрія котла та граничні умови для моделювання взяті з реального, типового промислового парогенератора з утилізацією тепла, що живиться вихлопними газами газових турбін. k-ε моделі, а теплообмінні модулі розглядаються як пористі середовища, через які протікають відпрацьовані гази при подачі тепла воді.

Властивості потоку води вказуються з даних процесу. Числові

результати для тринадцяти реалістичних позапроектних умов порівнюються з результатами для нормальної точки роботи котла. Встановлено, що найбільший вплив на ККД котла мають випадки, які враховують відхилення газу до люків і бічних проходів. Результати показують падіння ефективності з 86% для базового випадку до 48% для випадку з відхиленнями газу. Крім того, зменшення потоку газу або закупорка труб економайзера низького тиску може знизити ККД котла більш ніж на 10%.

В роботі [17] наведено відомості про науково-дослідні роботи, які проводяться у Всеросійському теплотехнічному інституті (ВТІ) в галузі гнучкості пароенергетичних установок на теплових електростанціях (ТЕС). Багато з цих заходів проводилися спільно з фахівцями фірми ОРГРЕС, ЦКТИ, енергетичного машинобудування, електростанцій. В результаті цих заходів розроблено тепловий цикл і технологічні схеми пуску, стандартизовані технології та інструкції з пуску енергоблоків ТЕС потужністю 200–800 МВт та енергоблоків ТЕС (ТЕЦ) потужністю 100–250 МВт. були розроблені турбіни. Важливим напрямком діяльності з обґрунтування характеристик гнучкості енергетичного обладнання було забезпечення теплової та циклічної міцності високонапружених частин енергетичних котлів і парових турбін, що призвело до розробки математичних моделей випускних колекторів пароперегрівачів і пароперегрівачів котлів, паропроводів, циліндрів, роторів турбін і кожухів клапанів високого і середнього тиску. Нормативні документи, технічні вимоги до гнучкості енергоблоку, пускових значень втрат палива, мінімальних навантажень та їх зміни в межах діапазону регулювання, утримання енергоблоку в режимі холостого ходу та в режимі подачі електроенергії на власне навантаження після повного відхилення навантаження Розроблено відключення генератора від мережі, швидку турбінну арматуру та кількість цих операцій. Зусилля, спрямовані на підвищення гнучкості, викликали потребу в автоматизації управління та розробці відповідних алгоритмів процесу, реалізація яких привела до широкого впровадження мікропроцесорних автоматизованих

систем керування технологічними процесами.

Основні рішення, прийняті для парогенераторів, були використані за останні 20 років при розробці технології запуску парогазових установок, оснащених парогенераторами-утилизаторами. Серед сукупності проблем у статті розглядається підвищення гнучкості пароенергетичного агрегату, одна з основних напрямків, актуальність якої безсумнівна й нині. Серед осіб, які зробили великий внесок у організацію та реалізацію цих заходів, були провідні спеціалісти ВТІ та енергетики В. Б. Рубін, Г. І. Мосєєв, Є. Р. Плоткін, Б. І. Шмуклер, А. Л. Шварц, Н. І. Давидов, Н. Ф. Комаров, Є. Н. Сергієвська, В.Ф.Резинських, А.Ш. Лейзерович та інші.

В роботі [18] описано буре вугілля, яке є найпоширенішим у світі викопним паливом і одним з основних джерел енергії в Індії. Цей ресурс характеризується низькою теплотворною здатністю, високим вмістом летючих речовин, високою вологістю та низьким вмістом золи. Незважаючи на величезну доступність цього бурого вугілля, його використання все ще знаходиться на стадії зародження. Для того, щоб зменшити обсяги імпорту палива та використовувати ресурси Індії екологічно чистим способом, спалювання з циркуляційним псевдозрідженим шаром (CFBC) виявляється однією з найкращих технологій для виробництва електроенергії. Значна кількість досліджень з математичного моделювання CFBC доступна у відкритій літературі. Проте всеосяжна модель, яка розглядає спалювання низькоякісного вугілля, такого як буре вугілля, та її перевірку за результатами вимірювань на сьогоднішній день недоступна для особливо індійського бурого вугілля. У цьому дослідженні представлено проектування та оцінку продуктивності котла CFB з паропрегрівниками потужністю 210 МВт для індійського бурого вугілля. Дана робота присвячена чисельному дослідженню конструкції котла CFB, паропрегрівників, що містить суцільний циркуляційний контур. У цій роботі також досліджуються гідродинамічні параметри у верхній топці, теплові навантаження паропрегрівників котла, розрахунки площі поверхні

та розподіл температури для пароперегрівних поверхонь котла CFB потужністю 210 МВт з використанням загальноприйнятих кореляцій.

1.2 Висновок по розділу 1

1. В котельному агрегаті при використанні для перевірки якості роботи котла визначено тепловий потік, що передається від димового газу до пари, і тепловий потік, поглинений парою з димового газу. Також показано, що з чисельно-аналітичного методу визначено температурний розподіл пари, димових газів та стінок труби підігрівача.

2. В роботі показано переваги методів моделювання пароперегрівачів зі складними проточними системами, та описано температурні залежності фізичних властивостей пари та димового газу.

3. Рекомендується встановлювати для дослідження та контролю параметрів парогенератору в режимі нагнітання для доведення стану пари до необхідного стану для входу парової турбіни високого тиску. Також оцінена ступень забруднення труб пароперегрівача золою, та їх вплив на теплові параметри.

4. Проаналізовано заходи для регулювання подачі додаткового газу для забезпечення максимальної температури для поверхні теплообміну. Для виконання теплового балансу котла необхідне додаткове паливо або зменшення поверхні теплопередачі в котлі. Ці зміни впливають на продуктивність заднього проходу, який необхідно модифікувати, щоб врахувати зміну складу газу та більший відчутний тепловміст димового газу.

5. Для покриття дефіциту до 15% пари від димових газів необхідно конденсувати. Для компенсації дефіциту тепла було запропоновано використовувати конденсатор після паро перегрівача.

6. Визначено в літературі, що коефіцієнт теплоперетворення становить близько 1,16 для в діапазоні температур вище 500°C.

7. На теплові параметри котельного агрегату впливають характеристики матеріалу труб та їх конструктивні особливості

8. Тому в якості рекомендації для дослідження параметрів теплових процесів розглянемо поверхні пароперегрівника котла та фізичні аспекти взаємодії димових газів з цими поверхнями, врахуємо конструктивні особливості поверхонь та матеріал поверхонь.

2 ХАРАКТЕРИСТИКА КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТУ ТА ПАРАМЕТРІВ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ

2.2 Описання котельного агрегату

Пароперегрівачі в котельному агрегаті використовують для перегріву насиченої пари після випарної системи.

Для котла ТГМ-160-100 пароперегрівач (рис.2.1) виконують з дренажем який складається з радіаційної частини та -конвективної.

На рис.2.1 по 9 трубам діаметром 133 мм і товщиною 8 мм з барабану пар підводиться до трьох вхідних камер (1) настінно-стельового пароперегрівача 2, звідки по 175 трубам пар потрапляє у 2 вихідні камери (10).

По 4 трубам діаметром 133 мм і товщиною 8 мм пар рухається в вхідні камери (9) до конвективного пароперегрівача , а саме холодного пакету (11) та панелей, які підвищено (9), виходить пар який рухається в напрямку пароохолоджувачів (13) по 8 трубам діаметром 133мм та товщиною 10 мм. Далі цей пар по 8 трубам діаметром 133 мм та товщиною 10 мм потрапляє до ширм. 3 паропергрівача (12) з горячим пакетом (6) та колектора пар по 6 трубам діаматром 133 ммм та товщиною 10 мм потрпаляє в камереу для бору пару .

Для цього котла радіаційну частину пароперегрівача розташовують в верхній частині топочної камери та у поворотній камері. Сам паропергрівач виконують у вигляді ширм площею 358 м², та стельових труб зі сталі 20 та сталі марки 12Х1МФ загальною площею 350 м².

Для цього котла конвективна частину пароперегрівача площею 726 м² розташовують у опускній шахті котла.

Схема руху пару в пароперегрівних поверхнях котельного агрегату

показана на рис. 2.2.

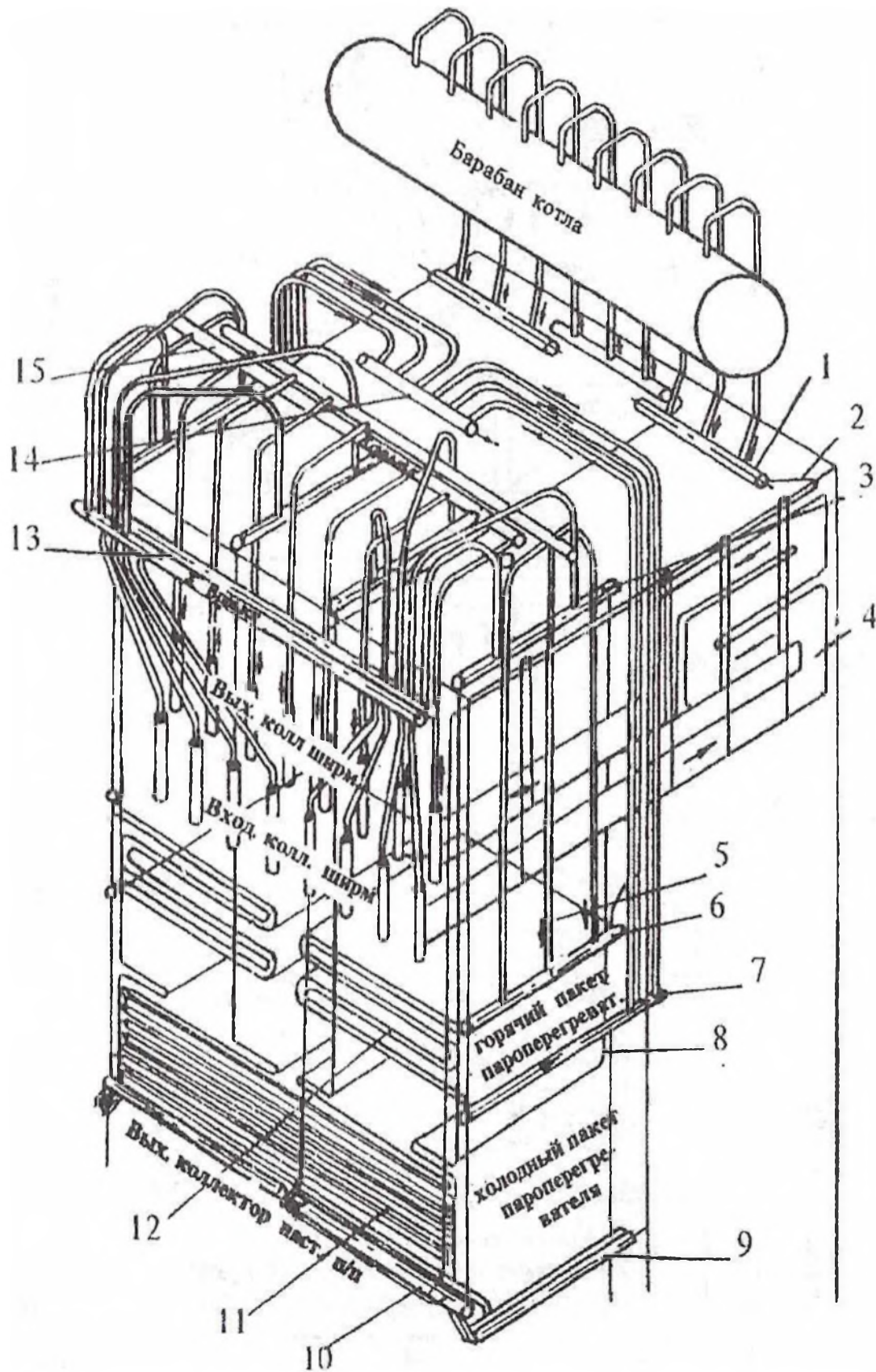


Рисунок 2.1 – Схема для котла БКЗ-160 пароперегрівача

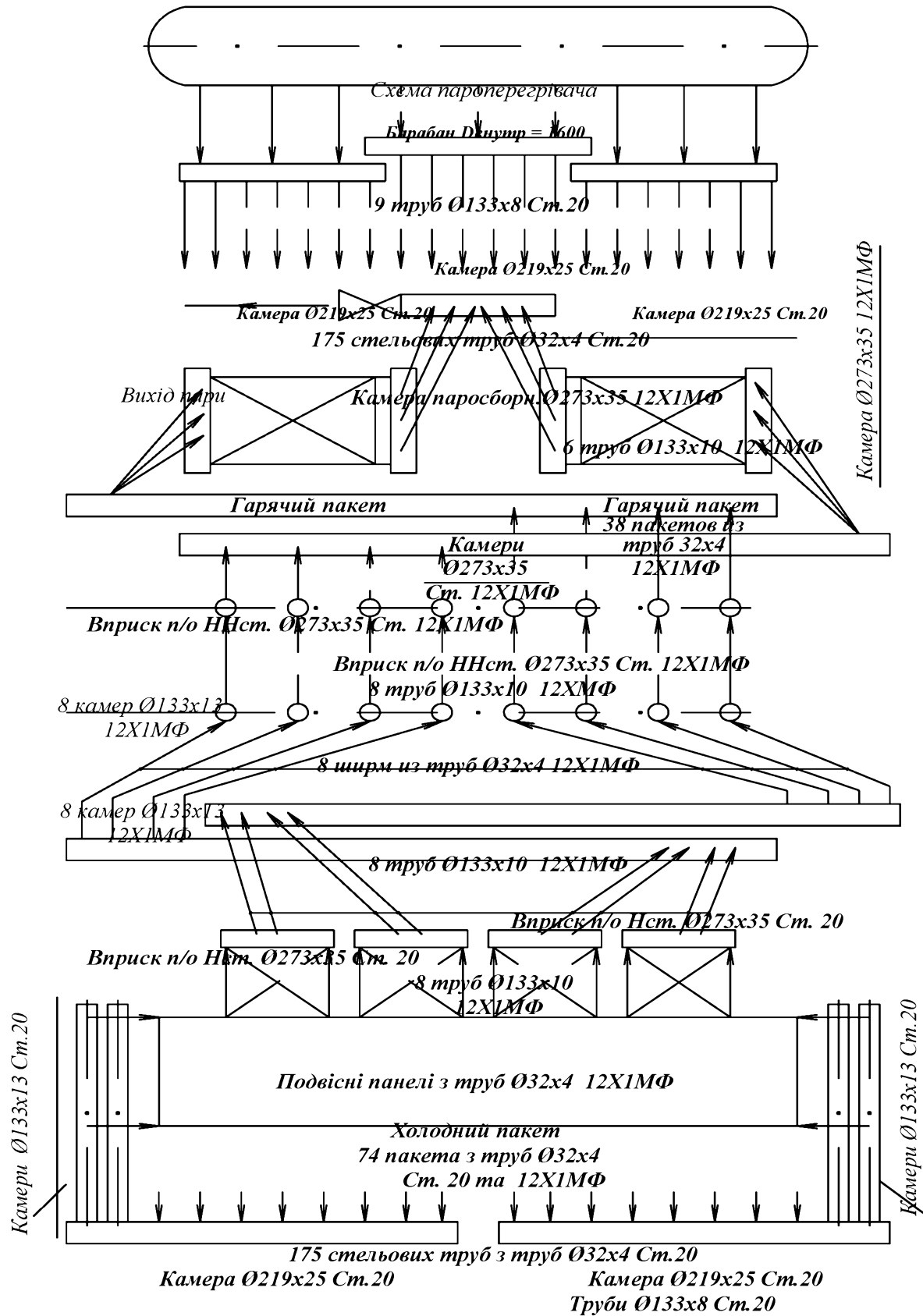


Рисунок 2.2 – Для котла БКЗ-160 в пароперегрівачі схема руху пари

2.2 Математичний опис дослідження теплових процесів

Представимо математичну модель, яка дозволить розрахувати значення коефіцієнта тепловіддачі та теплопровідності, а також дозволить провести визначення теплового потоку для поверхонь пароперегрівача при стаціонарному та нестационарному процесі теплообміну. Пароперегрівачі можна розглядати як багатошарові циліндричні стінки. Умовно такий пароперегрівач можна представити на рис.2.3.

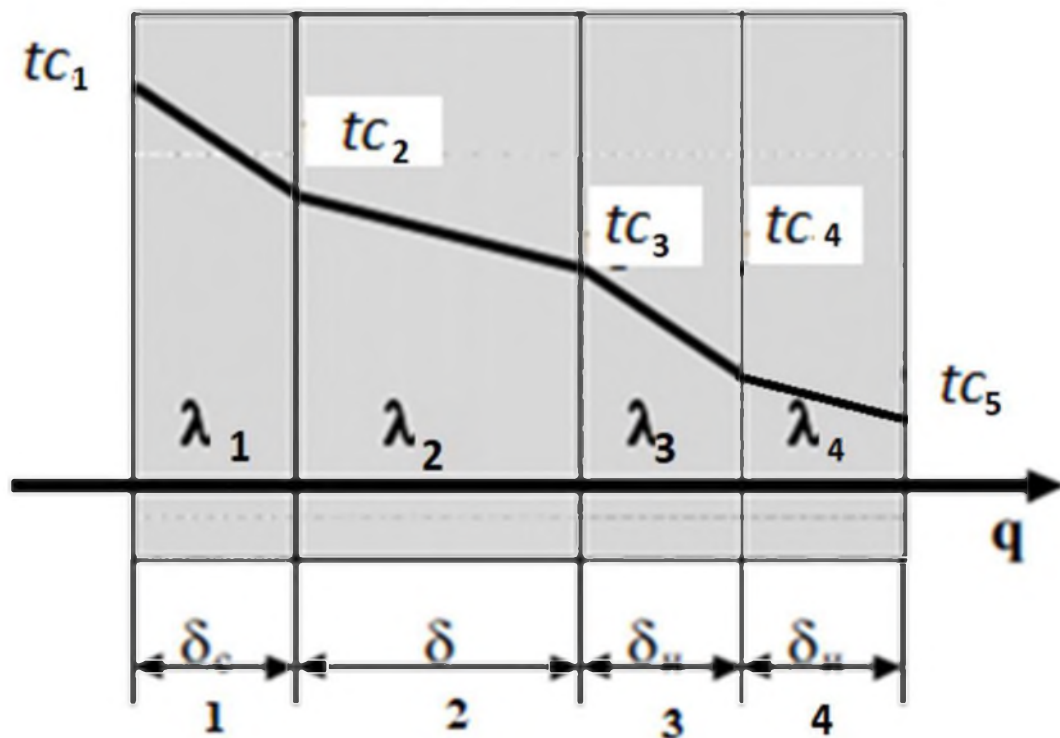


Рисунок 2.3 – Умовна схема пароперегрівача для котельного агрегату

Напишемо початкові граничні умови для поверхні пароперегрівача в середині:

$$-\lambda_1 \frac{\partial T(0, t)}{\partial x} = \alpha_B [T_B(t) - T(0, t)]$$

$$-\lambda_k \frac{\partial T(\delta, t)}{\partial x} = \alpha_n [T(\delta, t) - T_n] \quad (2.1)$$

Рівняння для визначення нестационарного теплового потік для пароперегрівача:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{j=1}^n c_j m_j \frac{dT_B(t)}{dt} = Q_{пр} - \alpha_B F_{ст} [T_B(t) - T(0, t)] \frac{F_{ок}}{R_{ст}} [T_B(t) - T_n] \\ c_p \frac{\partial T(x, t)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T(x, t)}{\partial x} \right) \end{array} \right. \quad (2.2)$$

де δ – товщина стінки;

δ_i – товщина теплопровідності і-го шару;

λ_i – коефіцієнт теплопровідності і-го шару;

x_i – змінна товщина і -го шару;

T_B – температура повітря всередині труби;

T_n – температура зовнішнього середовища;

c_j – теплоємність j-го внутрішнього огороження;

m_j – і маса j-го внутрішнього огороження;

α_B – коефіцієнт тепловіддачі для конвективно - променистого теплообміну коефіцієнт у внутрішній поверхні;

α_n – коефіцієнт тепловіддачі для конвективно-променистого теплообміну коефіцієнт у зовнішній поверхні;

$Q_{пр}$ – тепловіддача (потужність) печі.

$F_{ст}, F_{ок}$ – площі труб та огорожень;

$R_{ст}$ – термічний опір .

Визначимо початкові умови для поверхні фестона ззовні та зсередини:

Напишемо граничні умови для поверхні пароперегрівача ззовні, для першого шару($i=1$) та наступного шару ($i+1$) :

$$\lambda_i \frac{\partial T(x_i, t)}{\partial x_i} \Big|_{x_i=\delta_i} = \lambda_{i+1} \frac{\partial T(x_{i+1}, t)}{\partial x_{i+1}} \Big|_{x_{i+1}=0}$$

$$T(x_i, t) = T(x_{i+1}, t = T_{i,i+1}(t)) \quad (2.3)$$

$$R_{cm} = \frac{1}{\alpha_B} + \sum_{i=1}^k \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_H} \quad (2.4)$$

Визначення значень для температури пароперегрівача проводять по наступному виразу

$$T_{i,i+1} = T_B - \frac{T_B - T_H}{R_{ct}} \sum_{j=0}^i R_j, \quad i = 0, 1, 2, \dots, k \quad (2.5)$$

де $T(x, 0) = T(0, x)$, відповідно

$$T_i^0(x_i) = T_{i-1,i} - \frac{T_{i-1,i} - T_{i,i+1}}{\delta_i}, \quad i = 1, \dots, k.$$

Для пароперегрівача, який розташований зверху над екранними трубами в котельному агрегаті напишемо умови зміни температури з часом

$$\{0 < x < \delta, \quad 0 < t < t_K\}: \quad (2.6)$$

$$c_p \frac{\partial T(x, t)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T(x, t)}{\partial x} \right) \quad (2.7)$$

Використання схеми Лаосонена для розрахунку пароперегрівача дозволяє знайти теплові параметри:

$$c_i \rho_i = \frac{T_i^{n+1} - T_i^n}{\tau} = \lambda_{i+\frac{1}{2}} \frac{T_i^{n+1} - T_i^n}{h^2} - \lambda_{i-\frac{1}{2}} \frac{T_i^n - T_{i-1}^n}{h^2};$$

$$T_i^0 = T^0\{x_i\}, \quad i = 1 \dots, N-1, \quad n = 0, 1 \dots, K-1;$$

$$-\lambda_1 \frac{T_1^{n+1} - T_0^{n+1}}{h} = \alpha_B (T_B - T_0^{n+1});$$

$$-\lambda_k \frac{T_{N-1}^{n+1} - T_N^{n+1}}{h} = \alpha_H (T_N^{n+1} - T_H).$$

де T_i^n – зміна температур, знаходиться як

$$T_i^{n+1} = T_i^n + \frac{\tau}{c_i \rho_i} \left(\lambda_{i+\frac{1}{2}} \frac{T_{i+1}^n - T_i^n}{h^2} - \lambda_{i-\frac{1}{2}} \frac{T_i^n - T_{i-1}^n}{h^2} \right)$$

де $T_0^{n+1}, T_N^{n+1} \dots T_i^n, i = 0, 1 \dots, N$ - температура для кожного слою в пароперегрівачі;

$i = 1, 2, \dots, N-1$, - номер слою для пароперегрівача.

2.3 Визначення зміни величини теплового потоку при роботі котельного агрегату з конвективним пароперегрівачем

Проведемо розрахунок для конвективного пароперегрівача зі сталі 20 та сталі 12Х1МФ, який виконано з 74 пакетів труб діаметром Ø32мм та товщиною

4 мм, так як, вони розташовані вертикально у горизонтальному опускному газоході.

В опускному газоході при русі димових газів по газоходу при контакті з конвективним пароперегрівачем на ньому виникає шар сажі, але є ще й шар внутрішніх відкладень у вигляді карбонатних відкладень від пару який циркулює по трубах пароперегрівача.

На рис.2.4. показана умовна схема з конвективного пароперегрівача

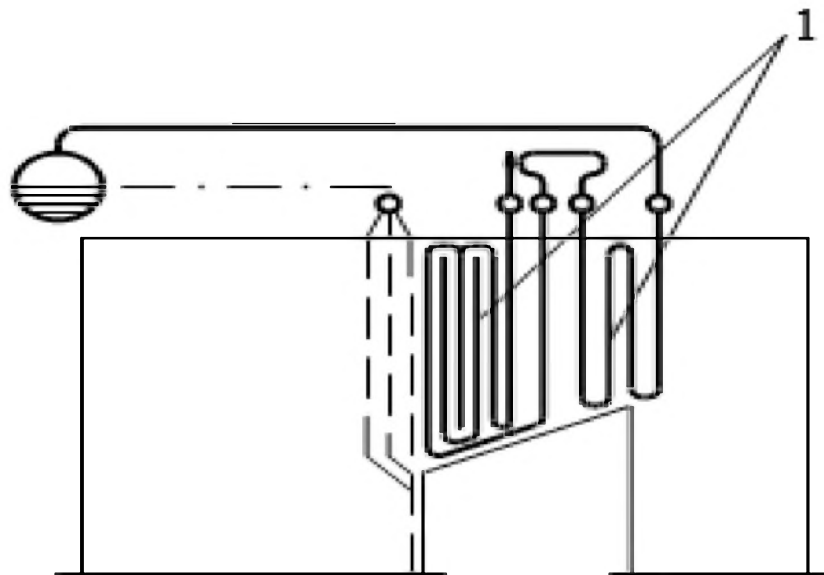


Рисунок 2.4 – Схема конвективного пароперегрівача

Конвективний пароперегрівач виготовляють з зігнутих труб, які розташовують в опускних газоходах вертикально або горизонтально в шаховому порядку. Температура димових газів для конвективних поверхонь знаходиться в інтервалі 700 - 1100°C. Температура стінок поверхонь пароперегрівача завжди більше на 50°C, ніж температура пари, яка рухається по пароперегрівачу зі швидкістю від 500 до 1200 кг/(м²·с).

Будемо використовувати рівняння теплового балансу для конвективного пароперегрівача по наступному рівнянню, кДж/кг :

$$Q_{\text{пп}}^{\text{к}} = \varphi (H'_{\text{г}} - H''_{\text{г}} + \Delta\alpha_{\text{пр}} H^{\circ}_{\text{хв}})$$

де $H'_г, H''_г$ – ентальпія газів перед та за конвективним пароперегрівачем;

$\Delta\alpha_{пр}$ – присос холодного повітря в районі конвективного пароперегрівача;

$H_{хв}^{\circ}$ – ентальпія холодного повітря;

Теплосприйняття конвективних поверхонь для пактів труб пароперігрівача, кДж/кг

$$Q_{кпп} = (D / B_p) (h''_{пп} - h'_{пп});$$

де $h''_{пп}, h'_{пп}$ – ентальпія пари на вході та виході в конвективний пароперегрівач.

Теплопередачі в пароперегрівачі від газів, що уходять до пару, кДж/кг

$$Q_{кпп} = (F_{пп}^x k \Delta t) / (10^3 B_p)$$

де Δt – температурний напір розрахований по наступному рівнянню:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}}$$

де Δt_{δ} та $\Delta t_{\text{м}}$ – більша та менша різниця температур для двох середовищ;

При умові, коли $\Delta t_{\delta} / \Delta t_{\text{м}} \leq 1,1$ то можна Δt визначити як:

$$\Delta t = (\Delta t_{\delta} + \Delta t_{\text{м}}) / 2.$$

Визначимо термічний потік стельового пароперегрівача, який має декілька шарів при зміні температури від 700 до 1100°C, коли температура

всередині пароперегрівача змінюється від 374, 570 до 650°C при тиску від 14, 25 МПа, 30 МПа :

$$q = \frac{\pi \cdot (t_1 - t_4)}{\frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}} \quad (\text{Вт/м}). \quad (2.8)$$

де t_4 (°C)- температура всередині труби пароперегрівача;

t_1 (°C) – температура зовні труби пароперегрівача;

$\lambda_3 = 0,045$ Вт/м ·К - коефіцієнтів тепловіддачі для димових газів 20;

$\lambda_2 = 38$ Вт/м ·К - коефіцієнтів тепловіддачі для сталі 20 при 527 °C;

$\lambda_1 = 1,1163$ Вт/м ·К - коефіцієнтів тепловіддачі для накипі ;

Значення діаметрів для шару накипу та сажі, коливаються в межах допустимих для відкладень на цих поверхнях ($D1=30 - 32$ мм, $D2= 32$ мм, $D3= 40$ мм, $D4=40-42$ мм), тому візьмемо граничні значення діаметрів.

Проведемо розрахунки для $D1= 30$ мм, $D2= 32$ мм, $D3= 40$ мм, $D4=42$ мм, та занесемо отримані данні до табл. 2.1 та побудуємо графік на рис.2.5.

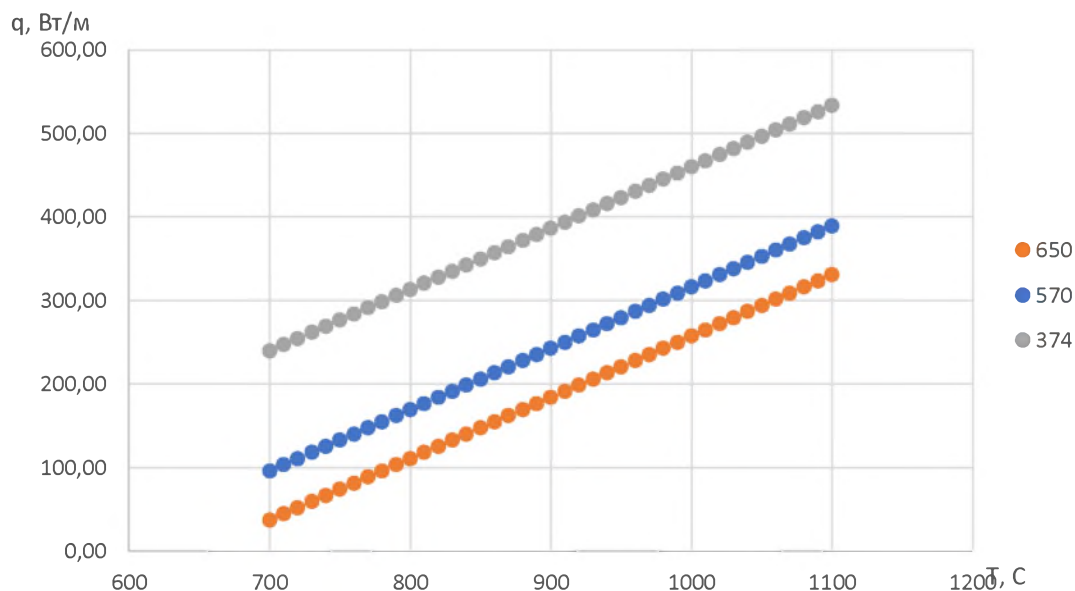


Рисунок 2.5 – Залежність зміни теплового потоку від температури вихідних газів при ($D1= 30$ мм, $D2= 32$ мм, $D3= 40$ мм, $D4=42$ мм) коли температура пара всередині пароперегрівача змінюється від 374°C, 570°C до 650°C.

Таблиця 2.1 – Данні для теплового потоку для стельового пароперегрівача

Т, °С	q, Вт/ м		
	650	570	374
1	2	3	4
1100	330,18	388,88	532,69
1090	322,84	381,54	525,36
1080	315,51	374,21	518,02
1070	308,17	366,87	510,68
1060	300,83	359,53	503,34
1050	293,49	352,19	496,01
1040	286,16	344,86	488,67
1030	278,82	337,52	481,33
1020	271,48	330,18	473,99
1010	264,15	322,84	466,66
1000	256,81	315,51	459,32
990	249,47	308,17	451,98
980	242,13	300,83	444,64
970	234,80	293,49	437,31
960	227,46	286,16	429,97
950	220,12	278,82	422,63
940	212,78	271,48	415,29
930	205,45	264,15	407,96
920	198,11	256,81	400,62
910	190,77	249,47	393,28
900	183,43	242,13	385,95
890	176,10	234,80	378,61
880	168,76	227,46	371,27
870	161,42	220,12	363,93

Продовження табл.2.1

1	2	3	4
860	154,08	212,78	356,60
850	146,75	205,45	349,26
840	139,41	198,11	341,92
830	132,07	190,77	334,58
820	124,74	183,43	327,25
810	117,40	176,10	319,91
800	110,06	168,76	312,57
790	102,72	161,42	305,23
780	95,39	154,08	297,90
770	88,05	146,75	290,56
760	80,71	139,41	283,22
750	73,37	132,07	275,88
740	66,04	124,74	268,55
730	58,70	117,40	261,21
720	51,36	110,06	253,87
710	44,02	102,72	246,54
700	36,69	95,39	239,20

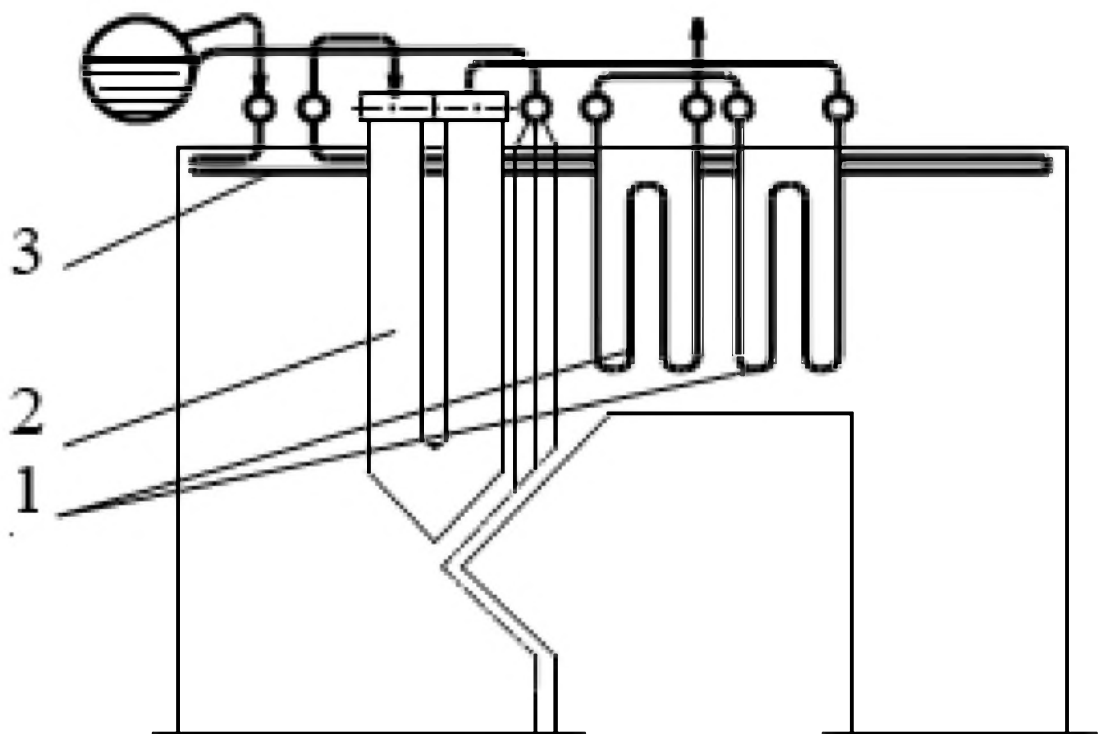
Як бачимо з рис.2.5. з ростом температури вихідних газів збільшується тепловий потік, при чому він збільшується майже у 2 рази при зміні температури перегрітого пару від 374 °C до 650 °C.

2.4 Визначення зміни величини теплового потоку при роботі котельного агрегату з радіаційним пароперегрівачем

Радіаційний пароперегрівач в котлі встановлено на стелі топки та на стінах по всій їх висоті та на фронтівій стінці (рис.2.1. та умовна схема 2.6).

Температура поверхні труб для пароперегрівача вище на 100...150°C температури пари, яка рухається зі швидкістю до 30 м/с.

Радіаційний пароперегрівач розташовано на стелі в топочній камері. Він виготовлений зі сталі 20, який виконано з 175 труб діаметром Ø32 мм та товщиною 4 мм



1 – конвективний пароперегрівач; 2 – напіврадіаційний пароперегрівач;
3 – радіаційний пароперегрівач.

Рисунок 2.6 – Умовна схема розташування пароперегрівачів

Визначимо термічний потік радіаційного пароперегрівача, який має декілька шарів при зміні температури від 1200 до 1050°C, коли температура всередині пароперегрівача змінюється від 374, 570 до 650°C при тиску від 14, 25 МПа, 30 МПа. Розрахунок проведемо по формулі 2.8. Проведемо розрахунки для $D_1 = 30$ мм, $D_2 = 32$ мм, $D_3 = 40$ мм, $D_4 = 42$ мм, та занесемо отримані данні до табл. 2.2 та побудуємо графік на рис.2.7.

Таблиця 2.2 – Данні для теплового потоку для пароперегрівача

T, °C	q, Вт/ м		
	650	570	374
1	2	3	4
1200	403,56	506,28	606,07
1190	396,22	498,94	598,73
1180	388,88	491,60	591,39
1170	381,54	484,27	584,05
1160	374,21	476,93	576,72
1150	366,87	469,59	569,38
1140	359,53	462,25	562,04
1130	352,19	454,92	554,70
1120	344,86	447,58	547,37
1110	337,52	440,24	540,03
1100	330,18	432,90	532,69
1090	322,84	425,57	525,36
1080	315,51	418,23	518,02
1070	308,17	410,89	510,68
1060	300,83	403,56	503,34
1050	293,49	396,22	496,01

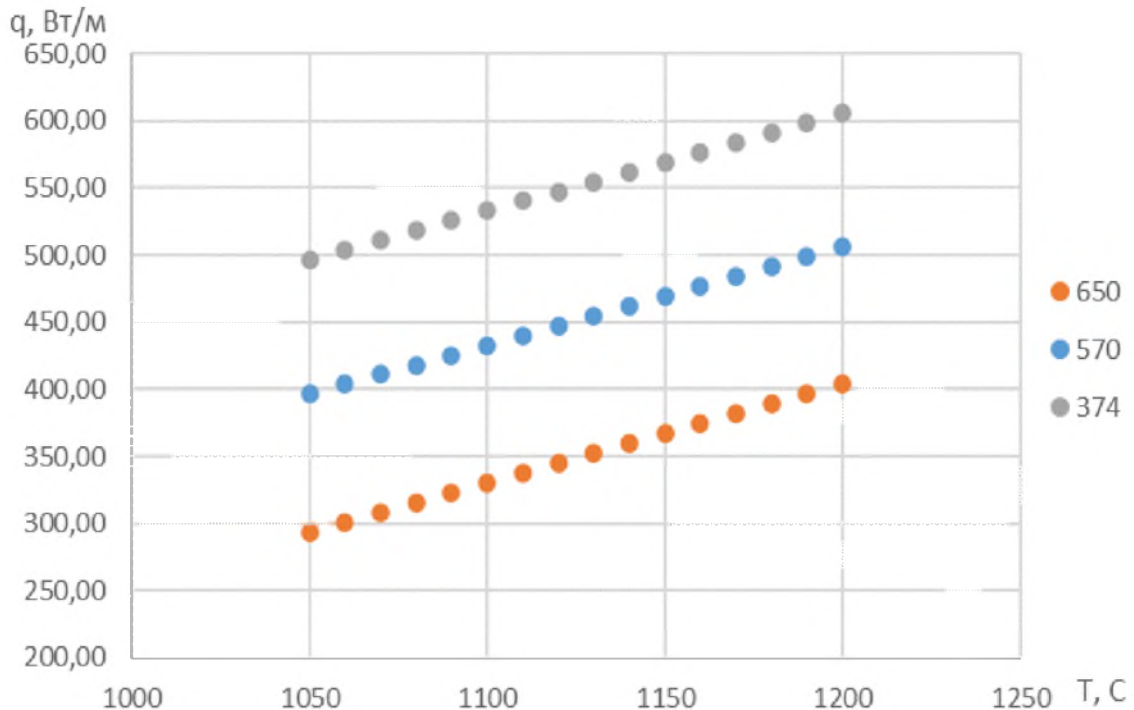


Рисунок 2.7 – Залежність зміни теплового потоку від температури вихідних газів для труб зі сталі 20 діаметром $D_1=30$ мм, $D_2=32$ мм, $D_3=40$ мм, $D_4=42$ мм коли температура пара всередині пароперегрівача змінюється від 374°C , 570°C до 650°C .

Як бачимо з рис.2.7. з ростом температури вихідних газів збільшується тепловий потік, при чому він збільшується майже у 2 рази при зміні температури перегрітого пару від 374°C до 650°C .

2.5 Визначення зміни величини теплового потоку при роботі котельного агрегату для напіврадіаційного (ширмового) пароперегрівача

Напіврадіаційні (ширмові) пароперегрівачі вбирають до 50% всієї теплоти, яка потрібна для перегріву пари. Їх використовують в районі робочих

температур димових газів 1200 ... 1050 ° С, коли температура газів за межами ширм знижується на 100 ... 150 ° С.

Напіврадіаційний паропергрівач в котлі встановлено у верхній частині топки вертикально з відстанню між пакетами 800 мм. В котельному агрегаті виконано з 8 ширм зі сталі 12Х1МФ з труб Ø32х4 мм (рис.2.1. та умовна схема 2.6).

Визначимо термічний потік напіврадіаційного (ширмового) паропергрівача, коли температура всередині пароперегрівача змінюється від 374, 570 до 650°С при тиску від 14, 25 МПа, 30 МПа по формулі 2.8, коли $\lambda_2 = 47,7$ Вт/м ·К - коефіцієнтів тепловіддачі для сталі 12Х1МФ при 570 °С. Проведемо розрахунки для D1= 30 мм, D2= 32 мм, D3= 40 мм, D4=42 мм, та занесемо отримані данні до табл. 2.3 та побудуємо графік на рис.2.8.

Таблиця 2.3 – Данні для теплового потоку для пароперегрівача

Т, °С	q, Вт/ м		
	650	570	374
1	2	3	4
1200	336,09	421,63	504,74
1190	329,98	415,52	498,63
1180	323,86	409,41	492,52
1170	317,75	403,30	486,41
1160	311,64	397,19	480,30
1150	305,53	391,08	474,19
1140	299,42	384,97	468,08
1130	293,31	378,86	461,97
1120	287,20	372,75	455,85
1110	281,09	366,64	449,74
1100	274,98	360,53	443,63
1090	268,87	354,42	437,52

Продовження табл.2.3

1080	262,76	348,31	431,41
1070	256,65	342,20	425,30
1060	250,54	336,09	419,19
1050	244,43	329,98	413,08

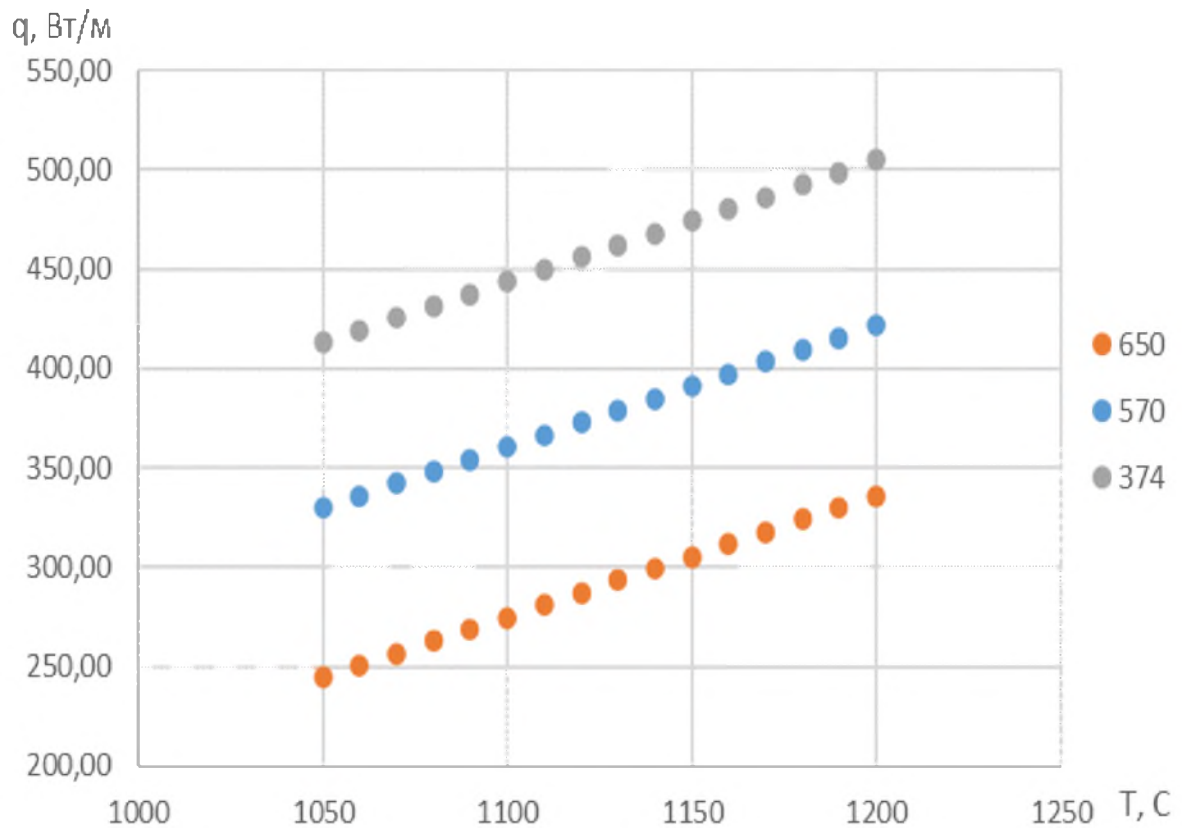


Рисунок 2.8 – Залежність зміни теплового потоку від температури вихідних газів при $D_1= 30$ мм, $D_2= 32$ мм, $D_3= 40$ мм, $D_4=42$ мм коли температура пара всередині пароперегрівача змінюється від 374°C , 570°C до 650°C .

Як бачимо з рис.2.8. з ростом температури вихідних газів збільшується тепловий потік, при чому він збільшується майже у 1,75 рази при зміні температури перегрітого пару від 374°C до 650°C .

2.6 Визначення зміни величини теплового потоку при роботі котельного агрегату для поверхонь пароперегрівача

Крім конвективних, радіаційних та напіврадіаційних поверхонь до поверхонь де відбувається пароперегрівання ще відносяться труби, по яким циркулює пар. Це дев'ять зі сталі 20 труб діаметром $\varnothing 133 \times 8$ мм, чотири труби $\varnothing 133 \times 8$ мм, пароохолоджувач 1 го ступеня, який складається з вісьми труб діаметром $\varnothing 133 \times 10$ мм, та 6 труб $\varnothing 133 \times 10$ мм зі сталі марки 12Х1МФ. Розрахунки теплового потоку будемо проводити по формулі 2.8, враховуючи що труби складаються з декількох шарів, а саме шару накипу та сажі, який коливаються в межах допустимих для відкладень на цих поверхнях ($D_1 = 132 - 133$ мм, $D_2 = 133$ мм, $D_3 = 141$ мм, $D_4 = 141-143$ мм), тому візьмемо граничні значення діаметрів.

Проведемо розрахунки для $D_1 = 132$ мм, $D_2 = 133$ мм, $D_3 = 141$ мм, $D_4 = 142$ мм, та занесемо отримані данні до табл. 2.4 та побудуємо графік на рис.2.9.

Таблиця 2.4 – Данні для теплового потоку для труб пароперегрівача діаметром $\varnothing 133 \times 8$ мм зі сталі 20

Т, °С	q, Вт/ м		
	650	570	374
1	2	3	4
1148	2754,35	3528,67	4280,86
1128	2643,74	3418,05	4170,25
1108	2533,12	3307,44	4059,63
1088	2422,50	3196,82	3949,01
1068	2311,89	3086,20	3838,40
1048	2201,27	2975,59	3727,78

Продовження табл.2.4

1028	2090,65	2864,97	3617,16
1008	1980,04	2754,35	3506,55
988	1869,42	2643,74	3395,93
968	1758,80	2533,12	3285,31
948	1648,19	2422,50	3174,70
928	1537,57	2311,89	3064,08
908	1426,95	2201,27	2953,46
888	1316,34	2090,65	2842,85
868	1205,72	1980,04	2732,23
848	1095,10	1869,42	2621,61
828	984,49	1758,80	2511,00
808	873,87	1648,19	2400,38
788	763,25	1537,57	2289,76
768	652,64	1426,95	2179,15
748	542,02	1316,34	2068,53
728	431,40	1205,72	1957,91
708	320,79	1095,10	1847,30
688	210,17	984,49	1736,68
668	99,55	873,87	1626,06
648		763,25	1515,45
628		652,64	1404,83
608		542,02	1294,21
588		431,40	1183,60
568		320,79	1072,98
548		210,17	962,36
528		99,55	851,75
508			741,13
488			630,51

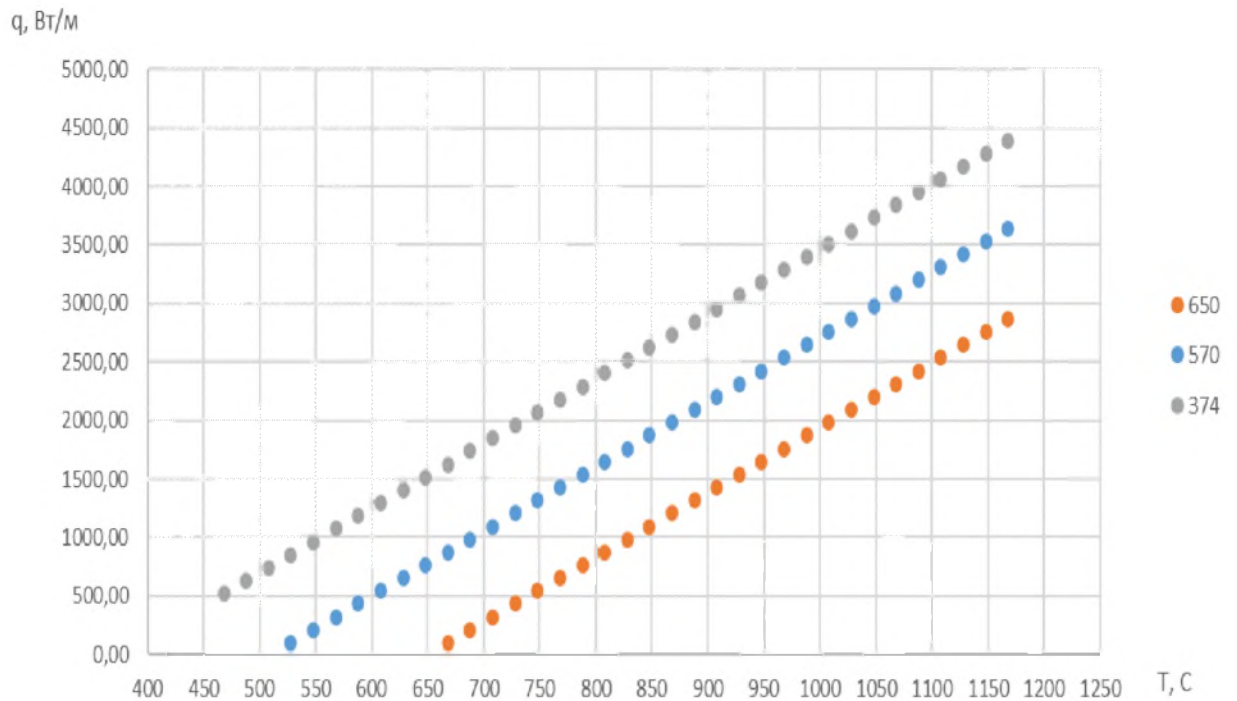


Рисунок 2.9 – Залежність зміни теплого потоку від температури вихідних газів діаметром Ø133x8 мм зі сталі 20, коли температура пара всередині пароперегрівача змінюється від 374°C, 570°C до 650°C.

Як бачимо з рис.2.9. з ростом температури вихідних газів збільшується тепловий потік, при чому він збільшується майже у 1,65 рази при зміні температури перегрітого пару від 374 °C до 650 °C.

Виконаємо рорахунок для труб Ø 133x10 мм зі сталі марки 12X1МФ. Розрахунки теплого потоку будемо проводити по формулі 2.8, враховуючи що труби складаються з декількох шарів, а саме шару накипу та сажі, який коливаються в межах допустимих для відкладень на цих поверхнях ($D_1 = 132 - 133$ мм, $D_2 = 133$ мм, $D_3 = 143$ мм, $D_4 = 144-145$ мм), тому візьмемо граничні значення діаметрів.

Проведемо розрахунки для $D_1 = 132$ мм, $D_2 = 133$ мм, $D_3 = 143$ мм, $D_4 = 144$ мм, коли $\lambda_2 = 47,7$ Вт/м · К - коефіцієнтів тепловіддачі для сталі 12X1МФ при 570 °C та занесемо отримані данні до табл. 2.6 та побудуємо графік на рис.2.11.

Таблиця 2.6 – Данні для теплового потоку для труб пароперегрівача діаметром Ø133x10 мм зі сталі 12Х1МФ.

Т, °С	q, Вт/ м		
	650	570	374
1	2	3	4
1148	1838,10	2334,88	2817,47
1128	1767,13	2263,91	2746,50
1108	1696,16	2192,94	2675,53
1088	1625,19	2121,97	2604,56
1068	1554,22	2051,00	2533,59
1048	1483,25	1980,03	2462,62
1028	1412,28	1909,07	2391,65
1008	1341,31	1838,10	2320,69
988	1270,34	1767,13	2249,72
968	1199,38	1696,16	2178,75
948	1128,41	1625,19	2107,78
928	1057,44	1554,22	2036,81
908	986,47	1483,25	1965,84
888	915,50	1412,28	1894,87
868	844,53	1341,31	1823,90
848	773,56	1270,34	1752,93
828	702,59	1199,38	1681,96
808	631,62	1128,41	1611,00
788	560,65	1057,44	1540,03
768	489,69	986,47	1469,06
748	418,72	915,50	1398,09
728	347,75	844,53	1327,12
708	276,78	773,56	1256,15

Продовження табл.2.6

688	205,81	702,59	1185,18
668	134,84	631,62	1114,21
648		560,65	1043,24
628		489,69	972,28
608		418,72	901,31
588		347,75	830,34
568		276,78	759,37
548		205,81	688,40
528		134,84	617,43
508		63,87	546,46
488			475,49
468			404,52

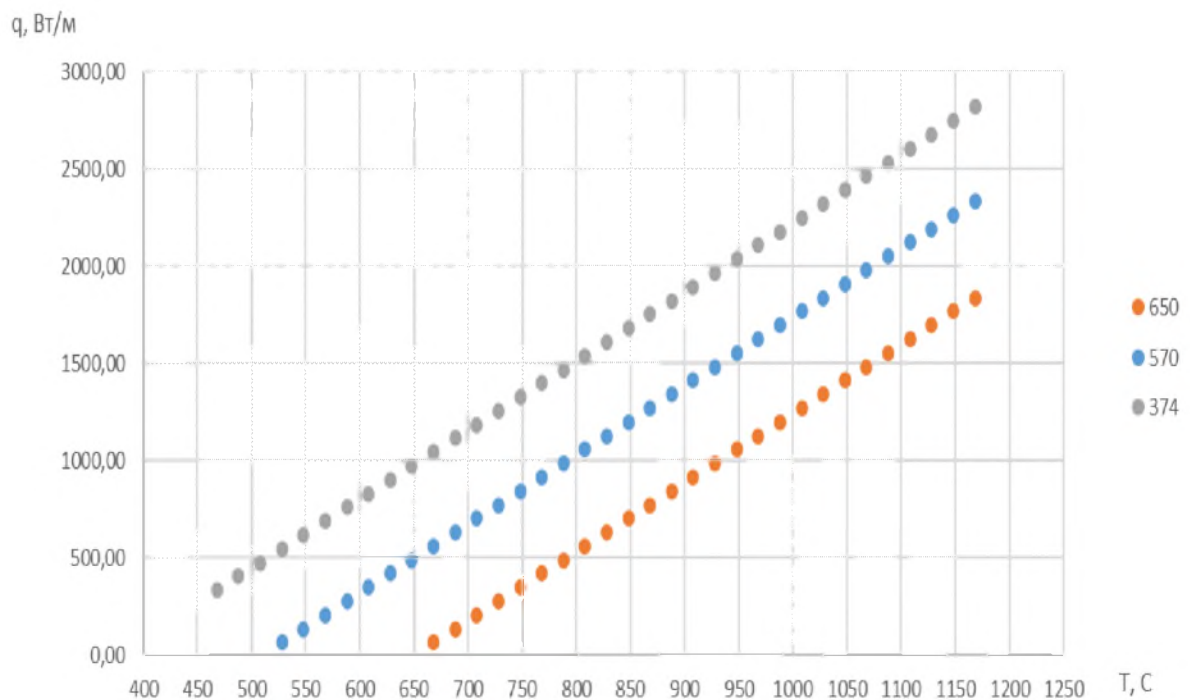


Рисунок 2.10 – Залежність зміни теплового потоку від температури вихідних газів діаметром Ø133x10 мм зі сталі 12Х1МФ., коли температура пара всередині пароперегрівача змінюється від 374°C, 570°C до 650°C.

Як бачимо з рис.2.10 з ростом температури вихідних газів збільшується тепловий потік, при чому він збільшується майже у 1,25 рази при зміні температури перегрітого пару від 374 °С до 650 °С.

2.7 Висновки за розділом 2

Провели аналіз дослідження параметрів теплових процесів для котельного агрегату:

1. Зроблено математичний опис дослідження параметрів теплових процесів для котельного агрегату.

2. Провели розрахунки для труб стельового пароперегрівача $D_1 = 30$ мм, $D_2 = 32$ мм, $D_3 = 40$ мм, $D_4 = 42$ мм, та отримали данні, що з ростом температури вихідних газів збільшується тепловий потік в середині труб, при чому він збільшується майже у 2 рази при зміні температури перегрітого пару від 374 °С до 650 °С.

3. Визначили термічний потік напіврадіаційного (ширмового) паропергрівча, коли температура всередині пароперегрівача змінюється від 374, 570 до 650 °С при тиску від 14, 25 МПа, 30 МПа, коли $\lambda_2 = 47,7$ Вт/м · К - коефіцієнтів тепловіддачі для сталі 12Х1МФ при 570 °С. Провели розрахунки для $D_1 = 30$ мм, $D_2 = 32$ мм, $D_3 = 40$ мм, $D_4 = 42$ мм, та отримали, що з ростом температури вихідних газів збільшується тепловий потік, при чому він збільшується майже у 1,75 рази при зміні температури перегрітого пару від 374 °С до 650 °С.

4. Провели розрахунок теплового потоку для конвективних, радіаційних та напіврадіаційних поверхонь (дев'ять зі сталі 20 труб діаметром $\varnothing 133 \times 8$ мм, чотирі труби $\varnothing 133 \times 8$ мм, пароохолоджувача 1 го ступеня, який

складається з восьми труб діаметром $\varnothing 133 \times 10$ мм, та 6 труб $\varnothing 133 \times 10$ мм зі сталі марки 12Х1МФ), враховуючи що труби складаються з декількох шарів, а саме шару накипу та сажі, який коливаються в межах допустимих для відкладень на цих поверхнях ($D_1 = 132$ мм, $D_2 = 133$ мм, $D_3 = 143$ мм, $D_4 = 144$ мм), визначили що з ростом температури вихідних газів збільшується тепловий потік, при чому він збільшується майже у 1,65 рази при зміні температури перегрітого пару від 374°C до 650°C .

3 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ДИМОВИХ ГАЗІВ НА ПАРАМЕТРИ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ ДЛЯ ПАРОПРЕГРІВНИХ ПОВЕРХОНЬ

3.1 Дослідження впливу швидкості руху димових газів на параметри теплових процесів на конвективні поверхні пароперегрівника

Температура димових газів перед конвективними поверхнями 1168 °C, а після конвективних поверхонь 472 °C.

Визначимо температуру димових газів середню:

$$t_0 = (t_{p1} + t_{p2}) / 2 = (1168 + 472) / 2 = 820 \text{ } ^\circ\text{C}$$

При температур 820 °C визначимо основні характеристики :

- теплопровідність $\lambda = 0,101 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$;
- число Прандтля для рідини $Pr = 0,56$;
- кінематична в'язкість $\nu = 134,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$.

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} \quad (3.1)$$

При виконанні умов , коли відбувається поперечне омивання димовими газами пароперегрівника $10^3 \leq Re \leq 10^5$:

для коридорного розташування труб:

$$Nu = 0.26 Re^{0.65} Pr^{0.33} \varepsilon_s$$

для шахового розташуванні

$$Nu = 0.41 Re^{0.6} Pr^{0.33} \varepsilon_s$$

ε_s – виправлення, що враховує вплив відносних кроків:

для коридорного розташування $\varepsilon_s = \left(\frac{s_2}{d}\right)^{-0.15}$;

для шахового розташування пучка труб:

при $\frac{s_1}{s_2} < 2$, $\varepsilon_s = (s_1/s_2)^{1/6}$,

при $\frac{s_1}{s_2} \geq 2$, $\varepsilon_s = 1.12$.

Для шахового розташування маємо:

$$\frac{s_1}{s_2} = \frac{2,5d}{2d} = 1.25 < 2, \varepsilon_s = (1.25)^{\frac{1}{6}} = 1.04$$

Розрахуємо коефіцієнт тепловіддачі для кожного ряду розташування труб:

$$\alpha_3 = (Nu \cdot \lambda) / d \quad (3.2)$$

Коефіцієнт тепловіддачі для труб першого ряду і коридорного, і шахового розташування визначається як

$$\alpha_1 = 0,6 \cdot \alpha_3,$$

для труб 2-го ряду коридорного розташування

$$\alpha_2 = 0,9 \cdot \alpha_3,$$

Визначають для шахового розташування

$$\alpha_2 = 0,7 \cdot \alpha_3$$

Та

$$\alpha_1 = 0,6 \cdot \alpha_3$$

При однаковій кількості для поверхні рядів, визначаємо середній коефіцієнт тепловіддачі:

$$\bar{\alpha}_r = \frac{1}{Z} \sum_{i=1}^Z \alpha_i = \frac{1}{10} (0,6\alpha_{r3} + 0,7\alpha_{r3} + 8\alpha_{r3}) = 0,93 \cdot \alpha_{r3} \quad (3.3)$$

Знайдемо відношення $d_3/d_в = 138/132 = 1,04 < 1,2$,

Відповідно можна розрахувати коефіцієнт теплопередачі для циліндричної стіни, тому використаємо рівняння для плоскої стінки, тобто $Вт/(м^2 \cdot К)$:

$$K = \left(\frac{1}{\alpha_{\pi}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_r} \right)^{-1} \quad (3.4)$$

Занесено до таблиці 3.1 отримані данні при зміні швидкості руху газів від 1 до 30 м/с для труб $\varnothing 32 \times 4$ мм зі сталі 20 та побудуємо отримані залежності рис.3.1.

Таблиця 3.1 – Теплові параметри для труб $\varnothing 32 \times 4$ мм зі сталі 20

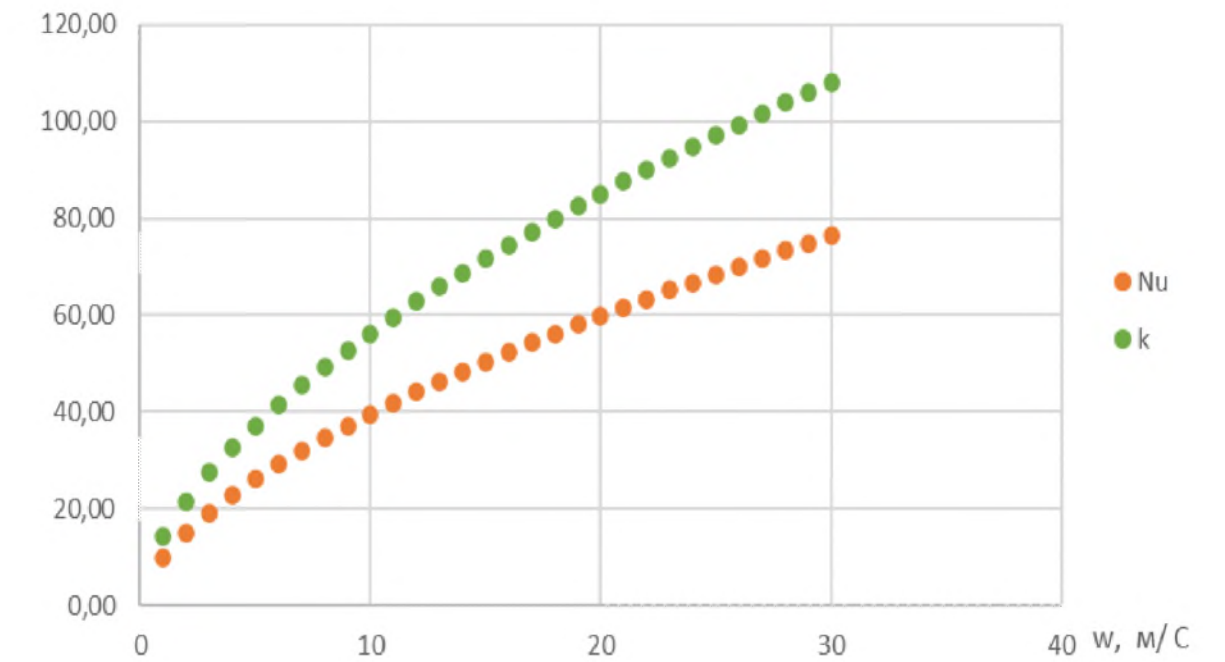
W, м/с	Re	Nu	a ₃ , Вт/(м ² ·К)	a ₁ , Вт/(м ² ·К)	a ₂ , Вт/(м ² ·К)	a _{ср} , Вт/(м ² ·К)	K, Вт/(м ² ·К)
1	2	3	4	5	6	7	8
1	238,3	9,92	29,47	17,68	26,52	27,41	14,18
2	476,5	15,04	44,67	26,80	40,20	41,54	21,48
3	714,8	19,18	56,97	34,18	51,27	52,98	27,38
4	953,1	22,79	67,70	40,62	60,93	62,96	32,53
5	1191,4	26,06	77,40	46,44	69,66	71,98	37,17
6	1429,6	29,07	86,35	51,81	77,71	80,30	41,45

Продовження табл.3.1

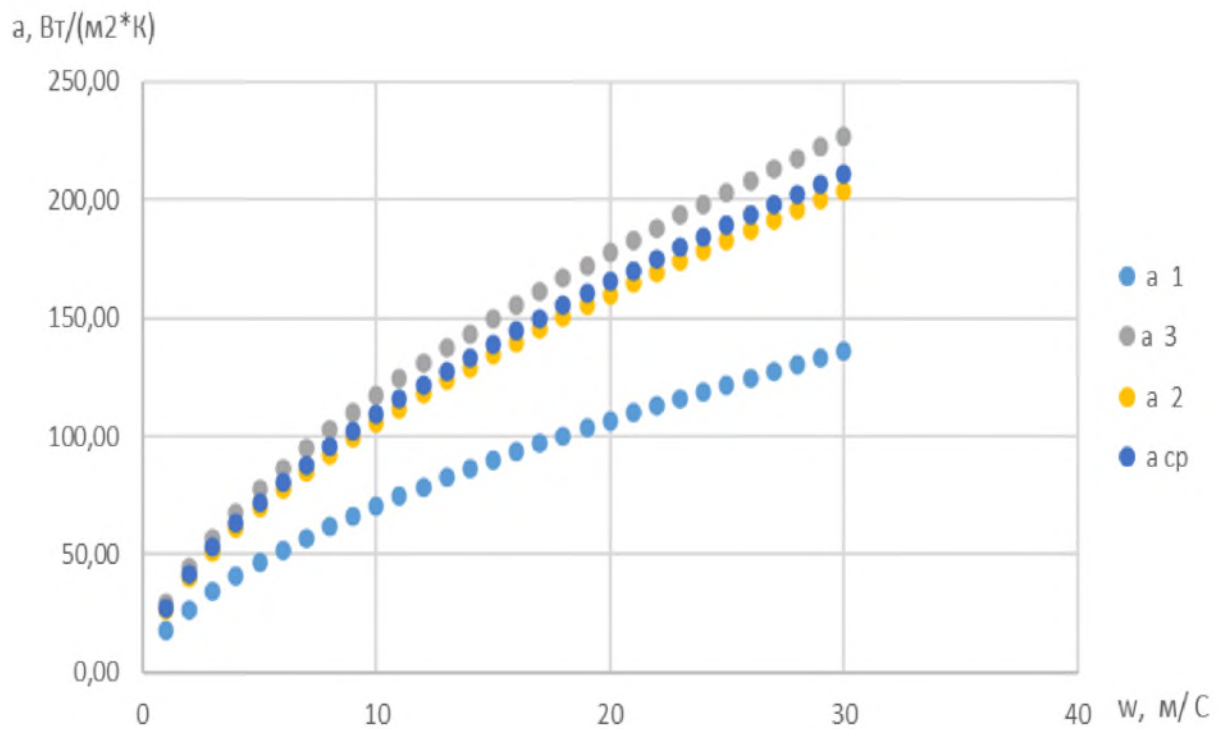
1	2	3	4	5	6	7	8
7	1667,9	31,88	94,71	56,83	85,24	88,08	45,45
8	1906,2	34,54	102,61	61,57	92,35	95,43	49,23
9	2144,5	37,07	110,13	66,08	99,12	102,42	52,82
10	2382,7	39,49	117,31	70,39	105,58	109,10	56,25
11	2621,0	41,82	124,22	74,53	111,80	115,52	59,54
12	2859,3	44,06	130,88	78,53	117,79	121,72	62,71
13	3097,5	46,23	137,32	82,39	123,58	127,70	65,78
14	3335,8	48,33	143,56	86,14	129,20	133,51	68,75
15	3574,1	50,37	149,63	89,78	134,66	139,15	71,64
16	3812,4	52,36	155,53	93,32	139,98	144,65	74,45
17	4050,6	54,30	161,30	96,78	145,17	150,01	77,19
18	4288,9	56,19	166,92	100,15	150,23	155,24	79,86
19	4527,2	58,04	172,43	103,46	155,18	160,36	82,48
20	4765,5	59,86	177,82	106,69	160,03	165,37	85,04
21	5003,7	61,64	183,10	109,86	164,79	170,28	87,54
22	5242,0	63,38	188,28	112,97	169,45	175,10	90,00
23	5480,3	65,10	193,37	116,02	174,03	179,83	92,41
24	5718,5	66,78	198,37	119,02	178,53	184,49	94,78
25	5956,8	68,43	203,29	121,97	182,96	189,06	97,11
26	6195,1	70,06	208,13	124,88	187,32	193,56	99,41
27	6433,4	71,67	212,90	127,74	191,61	198,00	101,66
28	6671,6	73,25	217,59	130,56	195,84	202,36	103,88
29	6909,9	74,81	222,22	133,33	200,00	206,67	106,07
30	7148,2	76,35	226,79	136,07	204,11	210,92	108,23

Як бачимо з рис.3.1 коефіцієнт тепловіддачі та коефіцієнт теплопередачі значно змінюється при зміні швидкості руху димових газів вздовж конвективних поверхонь пароперегрівника, та як бачимо, це свідчить

що при зміні швидкості подачі збільшується величина (κ) рис.3.1.а, та збільшується величина a (рис.3.1.б).



а)



б)

Рисунок 3.1 – Зміна коефіцієнта теплопередачі (а) та тепловіддачі (б) при зміні швидкості руху димових газів для труб $\varnothing 32 \times 4$ мм зі сталі 20

Провівши аналіз графіку (рис.3.1.б) можна отримати сумарне рівняння, яке описує середнє значення коефіцієнту тепловіддачі від швидкості руху димових газів.

$$y = -0,1008x^2 + 9,0579x + 26,549$$

$$\text{Коли } R^2 = 0,9979$$

Використовуючи вище наведені рівняння та формули 3.1-3.4, отримані данні коефіцієнту тепловіддачі при зміні швидкості руху газів від 1 до 30 м/с для труб Ø32x4 мм зі сталі 12Х1МФ та представимо на рис.3.2.

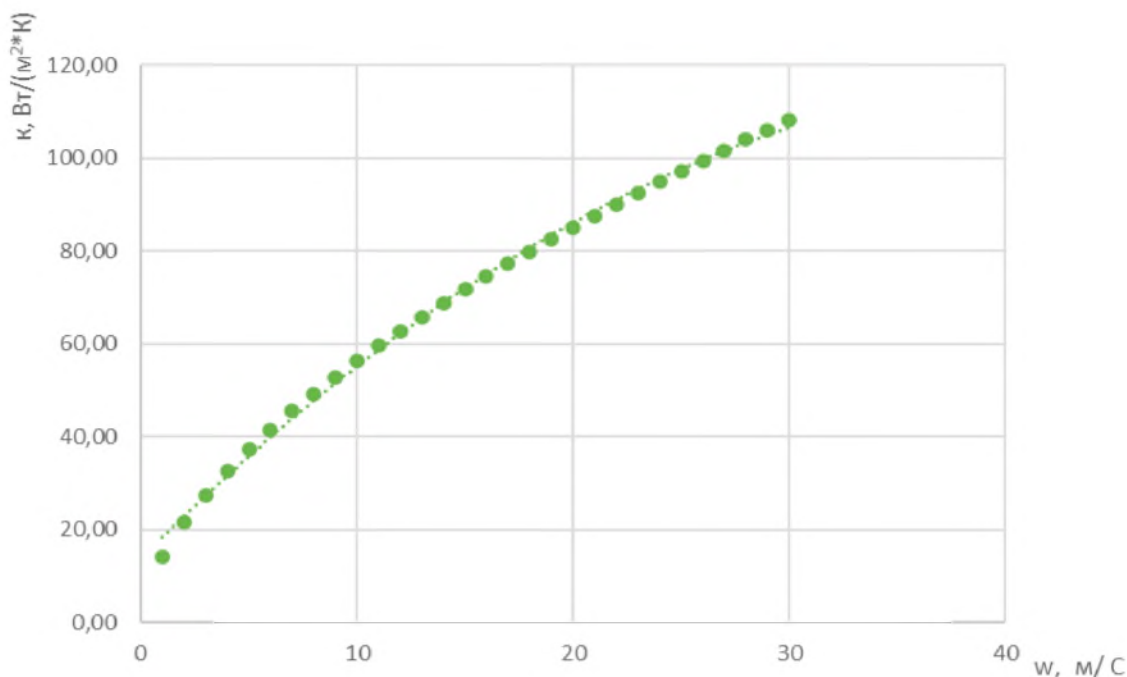


Рисунок 3.2 – Зміна коефіцієнта тепловіддачі при зміні швидкості руху димових газів для труб Ø32x4 мм зі сталі 12Х1МФ

Провівши аналіз графіку (рис.3.2) можна отримати сумарне рівняння, яке описує середнє значення коефіцієнту тепловіддачі від швидкості руху димових газів, коли $R^2 = 0,9978$:

$$y = -0,0525x^2 + 4,6669x + 13,775$$

Використовуючи вище наведені рівняння та формули 3.1-3.4, отримані данні коефіцієнту тепловіддачі та теплопередачі при зміні швидкості руху газів від 1 до 30 м/с для труб Ø133 х 10 мм зі сталі 12Х1МФ та діаметром Ø133х8 мм зі сталі 20 представимо в табл. 3.2. та табл.3.3 на рис.3.3. та рис.3.4.

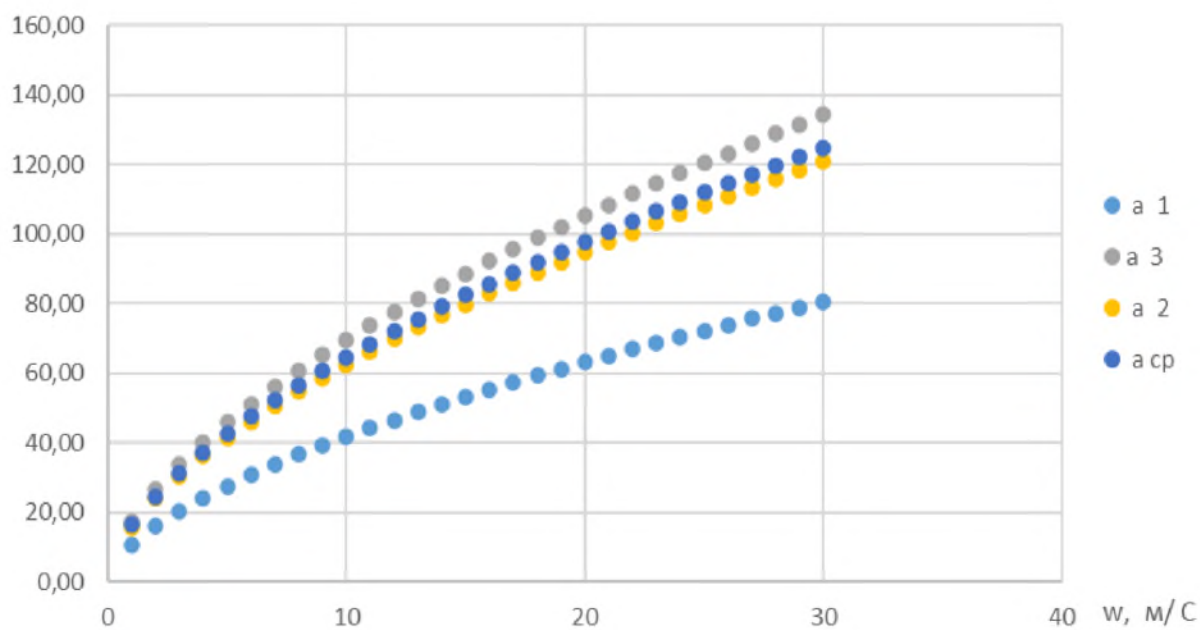
Таблиця 3.3 – Теплові параметри для труб Ø133х8 мм зі сталі 20

W, м/с	Re	Nu	a ₃ , Вт/(м²*К)	a ₁ , Вт/(м²*К)	a ₂ , Вт/(м²*К)	a _{ср} , Вт/(м²*К)	K, Вт/(м²*К)
1	2	3	4	5	6	7	8
1	990,3	23,32	17,45	10,47	15,70	16,23	8,39
2	1980,6	35,35	26,44	15,87	23,80	24,59	12,71
3	2971,0	45,08	33,73	20,24	30,36	31,37	16,20
4	3961,3	53,58	40,08	24,05	36,07	37,28	19,24
5	4951,6	61,25	45,82	27,49	41,24	42,62	21,98
6	5941,9	68,33	51,12	30,67	46,01	47,54	24,51
7	6932,2	74,95	56,08	33,65	50,47	52,15	26,87
8	7922,6	81,21	60,75	36,45	54,68	56,50	29,10
9	8912,9	87,15	65,20	39,12	58,68	60,64	31,21
10	9903,2	92,84	69,46	41,67	62,51	64,60	33,24
11	10893,5	98,30	73,55	44,13	66,19	68,40	35,18
12	11883,8	103,57	77,49	46,49	69,74	72,06	37,05
13	12874,2	108,67	81,30	48,78	73,17	75,61	38,85
14	13864,5	113,61	85,00	51,00	76,50	79,05	40,61
15	14854,8	118,41	88,59	53,15	79,73	82,39	42,31
16	15845,1	123,08	92,09	55,25	82,88	85,64	43,96
17	16835,4	127,64	95,50	57,30	85,95	88,81	45,58

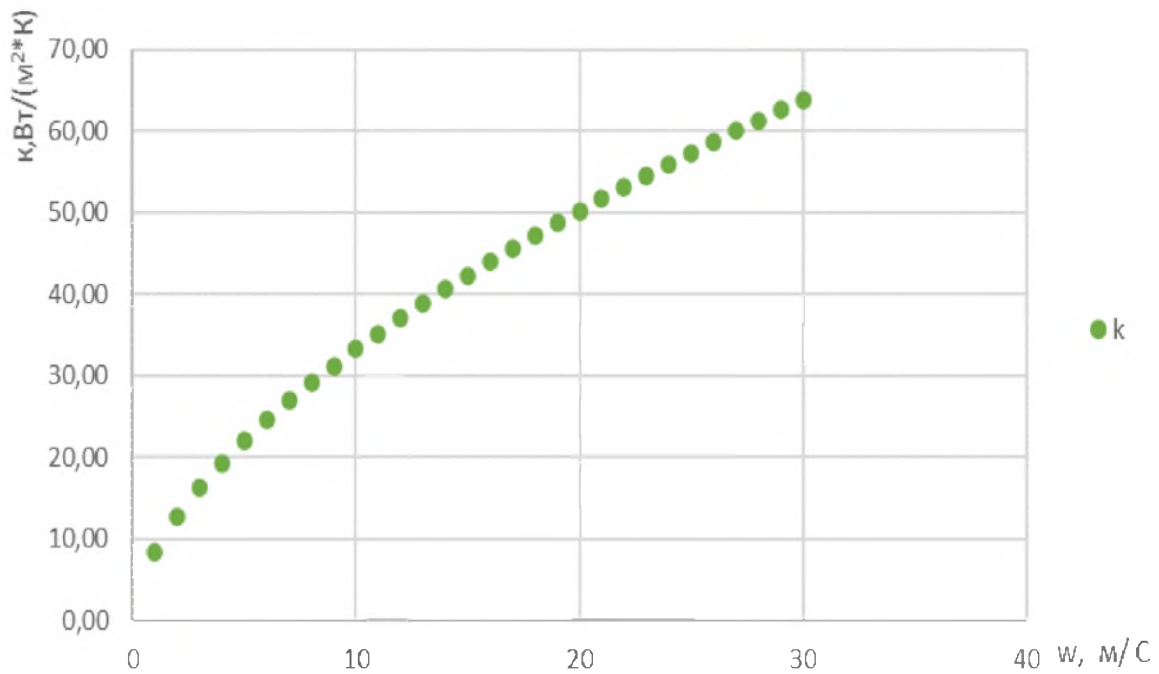
Продовження табл.3.3

1	2	3	4	5	6	7	8
18	17825,8	132,10	98,83	59,30	88,95	91,91	47,15
19	18816,1	136,45	102,09	61,25	91,88	94,94	48,69
20	19806,4	140,72	105,28	63,17	94,75	97,91	50,19
21	20796,7	144,90	108,41	65,04	97,56	100,82	51,67
22	21787,0	149,00	111,47	66,88	100,33	103,67	53,11
23	22777,4	153,03	114,49	68,69	103,04	106,47	54,53
24	23767,7	156,99	117,45	70,47	105,70	109,23	55,93
25	24758,0	160,88	120,36	72,22	108,32	111,94	57,30
26	25748,3	164,71	123,23	73,94	110,90	114,60	58,65
27	26738,6	168,48	126,05	75,63	113,44	117,23	59,97
28	27729,0	172,20	128,83	77,30	115,95	119,81	61,28
29	28719,3	175,86	131,57	78,94	118,41	122,36	62,56
30	29709,6	179,48	134,27	80,56	120,85	124,87	63,83

α , Вт/(м²*К)



a)



б)

Рисунок 3.3 – Зміна коефіцієнта теплопередачі (а) та тепловіддачі (б) при зміні швидкості руху димових газів для труб Ø133x8 мм зі сталі 20

Провівши аналіз графіку (рис.3.3.б) можна отримати сумарне рівняння, яке описує середнє значення коефіцієнту тепловіддачі від швидкості руху димових газів, коли $R^2 = 0,9978$

$$y = -0,0311x^2 + 2,7555x + 8,1608$$

Таблиця 3.4 – Теплові параметри для труб Ø133x10 мм зі сталі 12Х1МФ

W, м/с	Re	Nu	a з, Вт/(м²*К)	a1, Вт/(м²*К)	a2, Вт/(м²*К)	a ср, Вт/(м²*К)	K, Вт/(м²*К)
1	2	3	4	5	6	7	8
1	1064,8	24,36	17,20	10,32	15,48	16,00	8,28
2	2129,6	36,92	26,08	15,65	23,47	24,25	12,53
3	3194,3	47,09	33,26	19,95	29,93	30,93	15,97

Продовження табл.3.4

1	2	3	4	5	6	7	8
4	4259,1	55,96	39,52	23,71	35,57	36,76	18,97
5	5323,9	63,97	45,18	27,11	40,67	42,02	21,67
6	6388,7	71,37	50,41	30,24	45,37	46,88	24,17
7	7453,5	78,29	55,29	33,18	49,76	51,42	26,50
8	8518,2	84,82	59,90	35,94	53,91	55,71	28,69
9	9583,0	91,03	64,29	38,57	57,86	59,79	30,78
10	10647,8	96,97	68,49	41,09	61,64	63,69	32,77
11	11712,6	102,67	72,52	43,51	65,27	67,44	34,69
12	12777,4	108,18	76,40	45,84	68,76	71,06	36,53
13	13842,1	113,50	80,16	48,10	72,15	74,55	38,32
14	14906,9	118,66	83,81	50,28	75,43	77,94	40,05
15	15971,7	123,67	87,35	52,41	78,61	81,24	41,72
16	17036,5	128,56	90,80	54,48	81,72	84,44	43,36
17	18101,3	133,32	94,16	56,50	84,75	87,57	44,95
18	19166,0	137,97	97,45	58,47	87,70	90,63	46,50
19	20230,8	142,52	100,66	60,40	90,59	93,61	48,02
20	21295,6	146,97	103,81	62,28	93,43	96,54	49,50
21	22360,4	151,34	106,89	64,13	96,20	99,41	50,96
22	23425,2	155,62	109,92	65,95	98,92	102,22	52,38
23	24489,9	159,83	112,89	67,73	101,60	104,99	53,78
24	25554,7	163,96	115,81	69,48	104,23	107,70	55,16
25	26619,5	168,03	118,68	71,21	106,81	110,37	56,51
26	27684,3	172,03	121,50	72,90	109,35	113,00	57,84
27	28749,1	175,97	124,29	74,57	111,86	115,59	59,15
28	29813,8	179,85	127,03	76,22	114,33	118,14	60,44
29	30878,6	183,68	129,73	77,84	116,76	120,65	61,70
30	31943,4	187,45	132,40	79,44	119,16	123,13	62,96

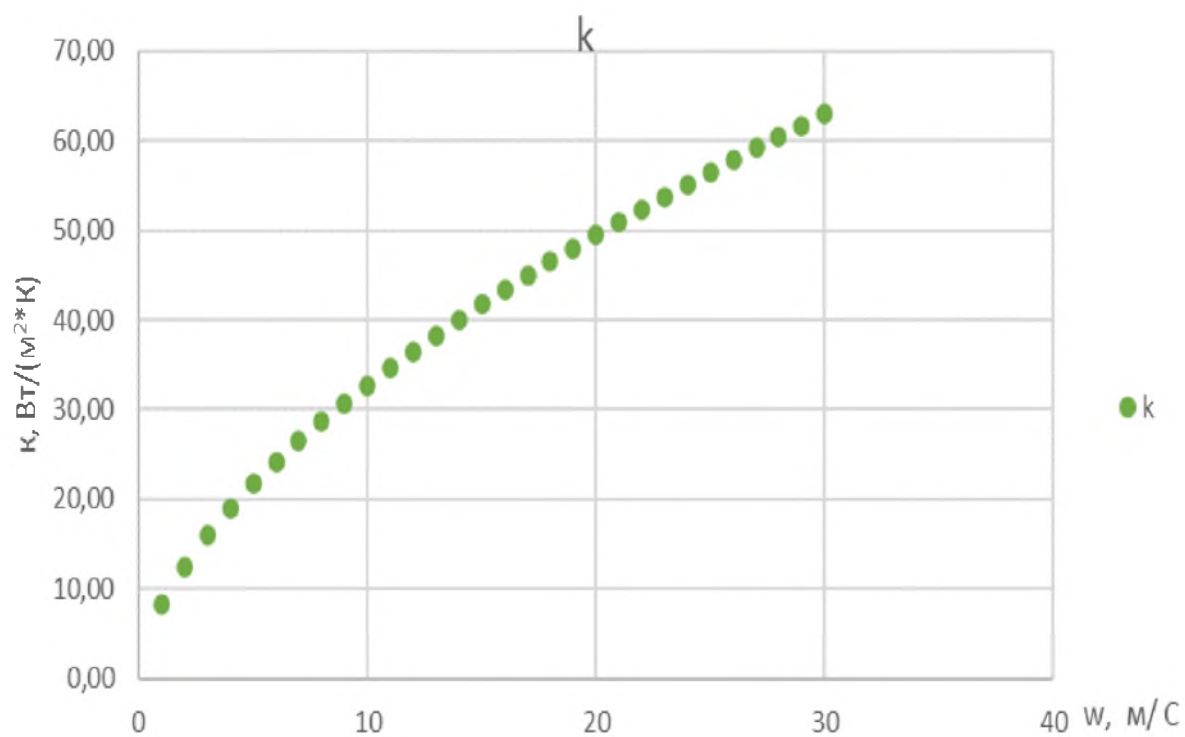
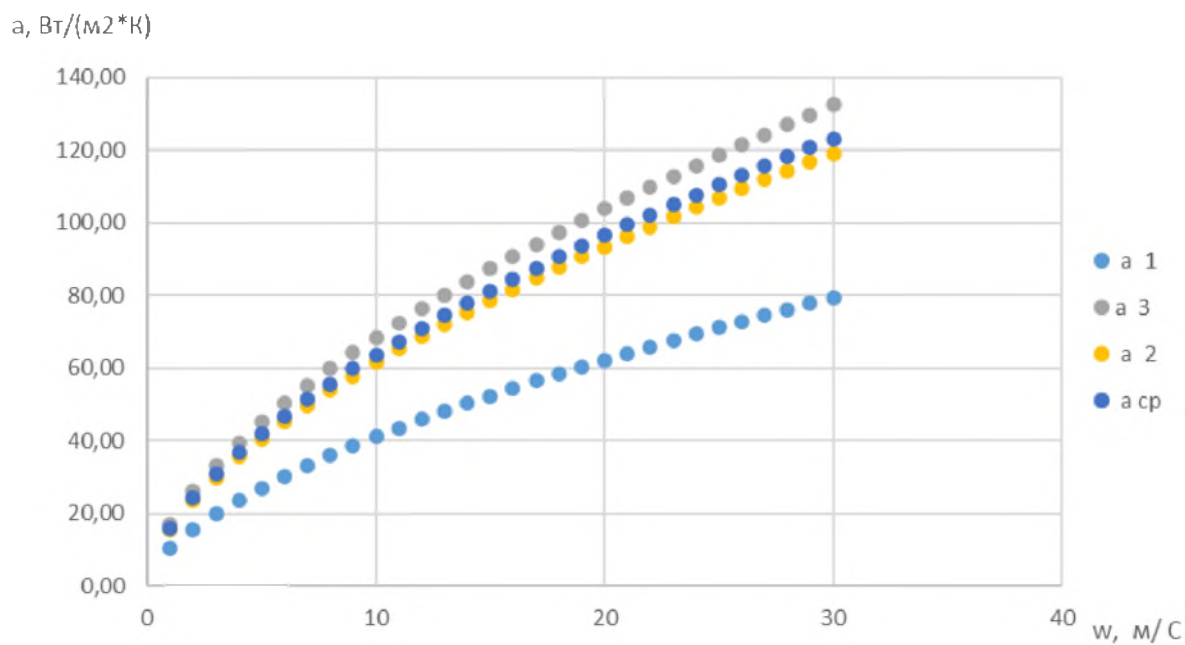


Рисунок 3.4 – Зміна коефіцієнта теплопередачі (а) та тепловіддачі (б) при зміні швидкості руху димових газів для труб Ø133x8 мм зі сталі 12Х1МФ

Як бачимо з рис.3.4 коефіцієнт тепловіддачі та коефіцієнт теплопередачі значно змінюється при зміні швидкості руху димових газів вздовж тепло випромінюючих поверхонь пароперегрівника, та як бачимо, це свідчить що при зміні швидкості подачі збільшується величина (κ) рис.3.4.б, та збільшується величина a (рис.3.4.а).

3.2 Дослідження впливу товщини відкладень від димових газів на параметри теплових процесів на конвективні поверхні пароперегрівника

Проведемо визначення впливу товщини шару сажі на теплові параметри поверхонь пароперегрівника, коли температура поверхні на поверхні труби та в середині труби змінюється на $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, при цьому промодельємо зміну товщини шару від $0,1\text{ мм}$ до 2 мм по товщині труби.

Виконаємо рорахунок для труб $\varnothing 133 \times 10\text{ мм}$ зі сталі марки 12Х1МФ. Розрахунки теплового потоку будемо проводити по формулі 2.4.-2.8, та по формулам 3.1- 3.4, враховуючи що труби складаються з декількох шарів, а саме шару накипу та сажі, який коливаються в межах допустимих для відкладень від $0,001$ до 2 мм на нагрівальних поверхнях ($D_1 = 132 - 133\text{ мм}$, $D_2 = 133\text{ мм}$, $D_3 = 143\text{ мм}$, $D_4 = 144-145\text{ мм}$), тому візьмемо граничні значення діаметрів. З наступними параметрами:

$t_4\text{ (}^{\circ}\text{C)}$ - температура всередині труби пароперегрівача $650, 570, 374^{\circ}\text{C}$;

$t_1\text{ (}^{\circ}\text{C)}$ – температура зовні труби пароперегрівача $(t_4 + 50)$;

$\lambda_3 = 0,045\text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ - коефіцієнтів тепловіддачі для димових газів ;

$\lambda_2 = 38\text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ - коефіцієнтів тепловіддачі для сталі 12Х1МФ.

Отримані розрахунки зведемо до табл.3.5, та представимо графічно на рис.3.5-3.7.

Таблиця 3.5 – Влив товщини сажі на теплові параметри для труб
 $\varnothing 133 \times 10$ мм зі сталі 12Х1МФ

Товщина шару сажі, мм	R, К/Вт	K, Вт/(м ² *К)	Q, Вт/ м ²		
			650	570	374
0,0001	0,0386	25,90683	28756,58	12435,28	7357,54
0,0002	0,040324	24,79913	27527,03	11903,58	7042,953
0,0003	0,042048	23,78227	26398,32	11415,49	6754,164
0,0004	0,043772	22,84551	25358,52	10965,85	6488,125
0,0005	0,045496	21,97976	24397,53	10550,28	6242,251
0,0006	0,047221	21,17722	23506,72	10165,07	6014,331
0,0007	0,048945	20,43123	22678,66	9806,989	5802,468
0,0008	0,050669	19,736	21906,96	9473,281	5605,024
0,0009	0,052393	19,08653	21186,05	9161,536	5420,575
0,001	0,054117	18,47845	20511,08	8869,655	5247,879
0,0011	0,055841	17,90791	19877,78	8595,798	5085,847
0,0012	0,057565	17,37155	19282,42	8338,345	4933,521
0,0013	0,05929	16,86639	18721,69	8095,867	4790,054
0,0014	0,061014	16,38977	18192,65	7867,092	4654,696
0,0015	0,062738	15,93936	17692,69	7650,891	4526,777
0,0016	0,064462	15,51303	17219,47	7446,256	4405,701
0,0017	0,066186	15,10892	16770,9	7252,282	4290,933
0,0018	0,06791	14,72533	16345,11	7068,157	4181,993
0,0019	0,069634	14,36073	15940,41	6893,15	4078,447
0,002	0,071358	14,01375	15555,26	6726,601	3979,905

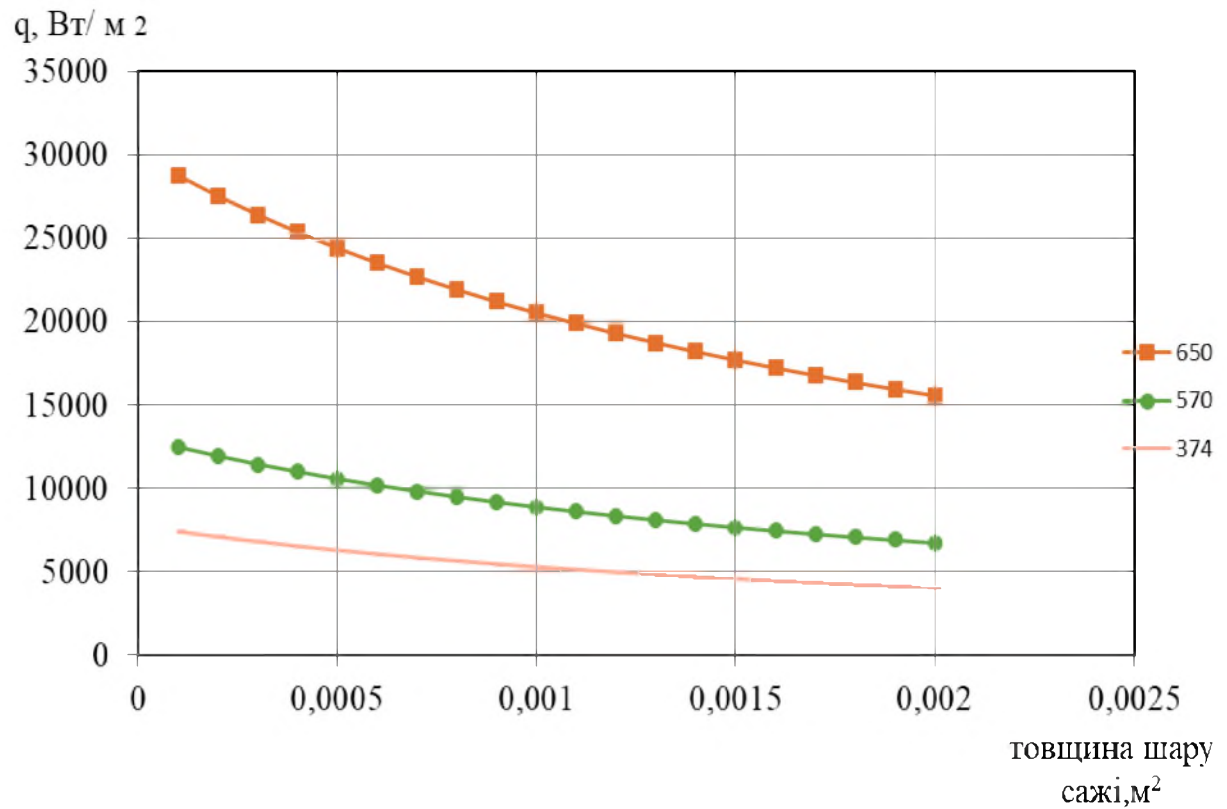


Рисунок 3.5- зміни теплового потоку від шару сажі для труб $\varnothing 133 \times 10$ мм зі сталі марки 12Х1МФ

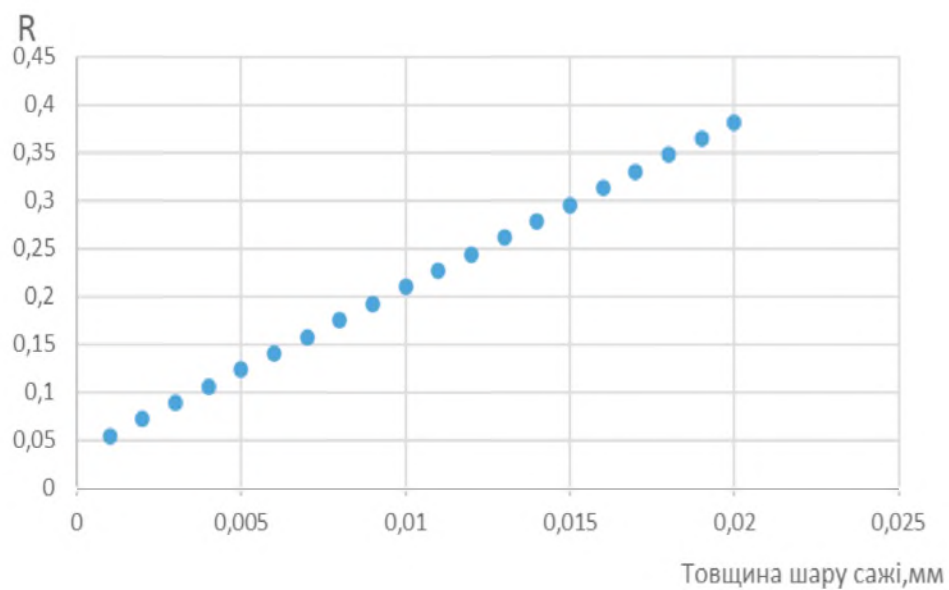


Рисунок 3.6 - Зміни темрмічного опрору від шару сажі для труб $\varnothing 133 \times 10$ мм зі сталі марки 12Х1МФ

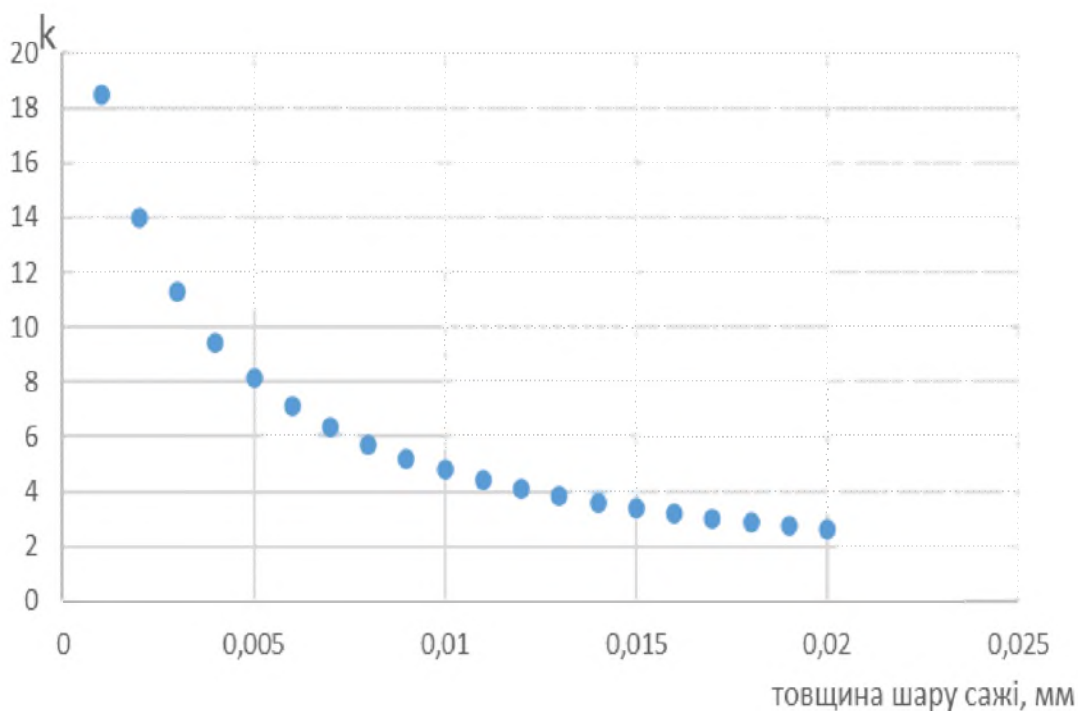


Рисунок 3.7 – Зміна коефіцієнта тепловіддачі від шару сажі для труб Ø 133x10 мм зі сталі марки 12Х1МФ

З рис.3.5 наглядно видно, що з ростом товщини шару сажі від 0,0001 м до 0,002 мм спостерігається зменшення теплового потоку майже в 2 рази для труб пароперегрівника, де робоча температура становить 650С, коли температура пара становить 570° С, то з ростом товщини сажі тепловий потік зменшується від 12400 Вт/м² до 6700 Вт/м². Для випадку експлуатації поверхонь пароперегрівника при температурі пара 374 ° С з ростом товщини сажі тепловий потік зменшується від 12400 Вт/м² до 6700 Вт/м².

Як бачимо з рис.3.6 з ростом товщини шару сажі від 0,0001 м до 0,002 мм спостерігається зростання теплового опору від 0,05 до 0,39 К/Вт, тобто майже в 8 разів.

З рис.3.7 спостерігаємо майже в 9 разів зменшення коефіцієнта тепловіддачі від шару сажі для труб Ø 133x10 мм зі сталі марки 12Х1МФ з ростом товщини шару сажі від 0,0001 м до 0,002 мм

3.3 Висновки за розділом 3

В цьому розділі проведено дослідження впливу швидкості руху димових газів на параметри теплових процесів на конвективні поверхні пароперегрівника:

1. Визначено коефіцієнт тепловіддачі (κ) та коефіцієнт теплопередачі (α), які збільшуються при зміні швидкості руху димових газів вздовж конвективних поверхонь пароперегрівника. Отримали сумарне рівняння, яке описує середнє значення коефіцієнту тепловіддачі від швидкості руху димових газів.

$$y = -0,1008x^2 + 9,0579x + 26,549$$

2. Виизначили коефіцієнт тепловіддачі при зміні швидкості руху газів від 1 до 30 м/с для труб Ø32x4 мм зі сталі 12Х1МФ та отримати сумарне рівняння, яке описує середнє значення коефіцієнту тепловіддачі від швидкості руху димових газів, коли $R^2 = 0,9978$:

$$y = -0,0525x^2 + 4,6669x + 13,775$$

3. Визначили коефіцієнт тепловіддачі та теплопередачі при зміні швидкості руху газів від 1 до 30 м/с для труб Ø133 x 10 мм зі сталі 12Х1МФ та діаметром Ø133x8 мм зі сталі 20, та отримати сумарне рівняння, яке описує середнє значення коефіцієнту тепловіддачі від швидкості руху димових газів, коли $R^2 = 0,9978$

$$y = -0,0311x^2 + 2,7555x + 8,1608$$

Коефіцієнт тепловіддачі та коефіцієнт теплопередачі значно (майже в 6 разів) змінюється при зміні швидкості руху димових газів вздовж тепло випромінюючих поверхонь пароперегрівника.

4. Визначили, що з ростом товщини шару сажі від 0,0001 м до 0,002 мм спостерігається зменшення теплового потоку майже в 2 рази для труб пароперегрівника, де робоча температура становить 650С, коли температура пара становить 570° С, то з ростом товщини сажі тепловий потік зменшується від 12400 Вт/м² до 6700 Вт/м². Для випадку експлуатації поверхонь пароперегрівника при температурі пара 374 ° С з ростом товщини сажі тепловий потік зменшується від 12400 Вт/м² до 6700 Вт/м².

5. Математично промодельовали, що ростом товщини шару сажі від 0,0001 м до 0,002 мм спостерігається зростання теплового опору від 0,05 до 0,39 К/Вт, тобто майже в 8 разів. Також математично розраховано, що майже в 9 разів зменшення коефіцієнта тепловіддачі від шару сажі для труб Ø 133x10 мм зі сталі марки 12Х1МФ з ростом товщини шару сажі від 0,0001 м до 0,002 мм

4 АНАЛІЗ ВПЛИВУ НЕСТАЦІОНАРНОГО ТЕПЛООБМІНУ НА ПАРАМЕТРИ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕССІВ

В роботі будемо досліджувати вплив шару сажі від димових газів, які осідають на конвективних, радіаційних та напіврадіаційних поверхнях труб паропрегрівача. Будемо користуватися схемою Лаосонена при зміні товщини сажі на 0,0005 м по всій товщині відкладення.

Визначимо зміну часу розподілу температури по перетину за формулою:

$$\Delta\tau = \frac{0,5 \cdot h^2}{\lambda/(\rho \cdot c)},$$

Значення $\lambda/(\rho \cdot c) = a$ – коефіцієнт температуропровідності, $\text{м}^2/\text{с}$ коефіцієнта температуропровідності проведено для труб різного перетину з різних марок сталі та декількох шарів:

Тоді:

$$a_1 = \frac{0,87}{1880 \cdot 878} = 5,19 \cdot 10^{-7} \left[\frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right]$$

$$a_2 = \frac{0,929}{1680 \cdot 829} = 6,48 \cdot 10^{-7} \left[\frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right]$$

$$a_3 = \frac{0,068}{147 \cdot 1257} = 3,67 \cdot 10^{-7} \left[\frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right]$$

Відповідно

$$\Delta\tau_1 = \frac{0,5 \cdot 0,001^2}{5,19 \cdot 10^{-7}} = 0,958 \text{ [c]},$$

$$\Delta\tau_2 = \frac{0,5 \cdot 0,001^2}{6,48 \cdot 10^{-7}} = 0,759 \text{ [c]},$$

$$\Delta\tau_3 = \frac{0,5 \cdot 0,001^2}{3,67 \cdot 10^{-7}} = 1,357 \text{ [c]}$$

Розрахуємо сумарний час для дослідження теплового потоку по трубах пароперегрівача:

$$\tau_p = \sum_{i=1}^k \frac{\delta_i^2}{4 \cdot a_i} = \frac{0,002^2}{4 \cdot 5,19 \cdot 10^{-7}} + \frac{0,004^2}{4 \cdot 6,48 \cdot 10^{-7}} + \frac{0,002^2}{4 \cdot 3,67 \cdot 10^{-7}} = 45 \text{ c}$$

Для дослідження нестационарного теплообміну проведемо розрахунок з кроком по часу 2 с, визначимо розподіл температури між шарами по наступним виразам:

$$t_i = t_{cm1} - i \cdot \frac{t_{cm1} - t_{cm2}}{\delta_1} \cdot h$$

де T_i^n як зміна температур, знаходиться як

$$T_i^{n+1} = T_i^n + \frac{\tau}{c_i \rho_i} \left(\lambda_{i+\frac{1}{2}} \frac{T_{i+1}^n - T_i^n}{h^2} - \lambda_{i-\frac{1}{2}} \frac{T_i^n - T_{i-1}^n}{h^2} \right)$$

де $T_0^{n+1}, T_N^{n+1} \dots T_i^n, i = 0, 1 \dots, N$ - температура для кожного слою в пароперегрівачі;

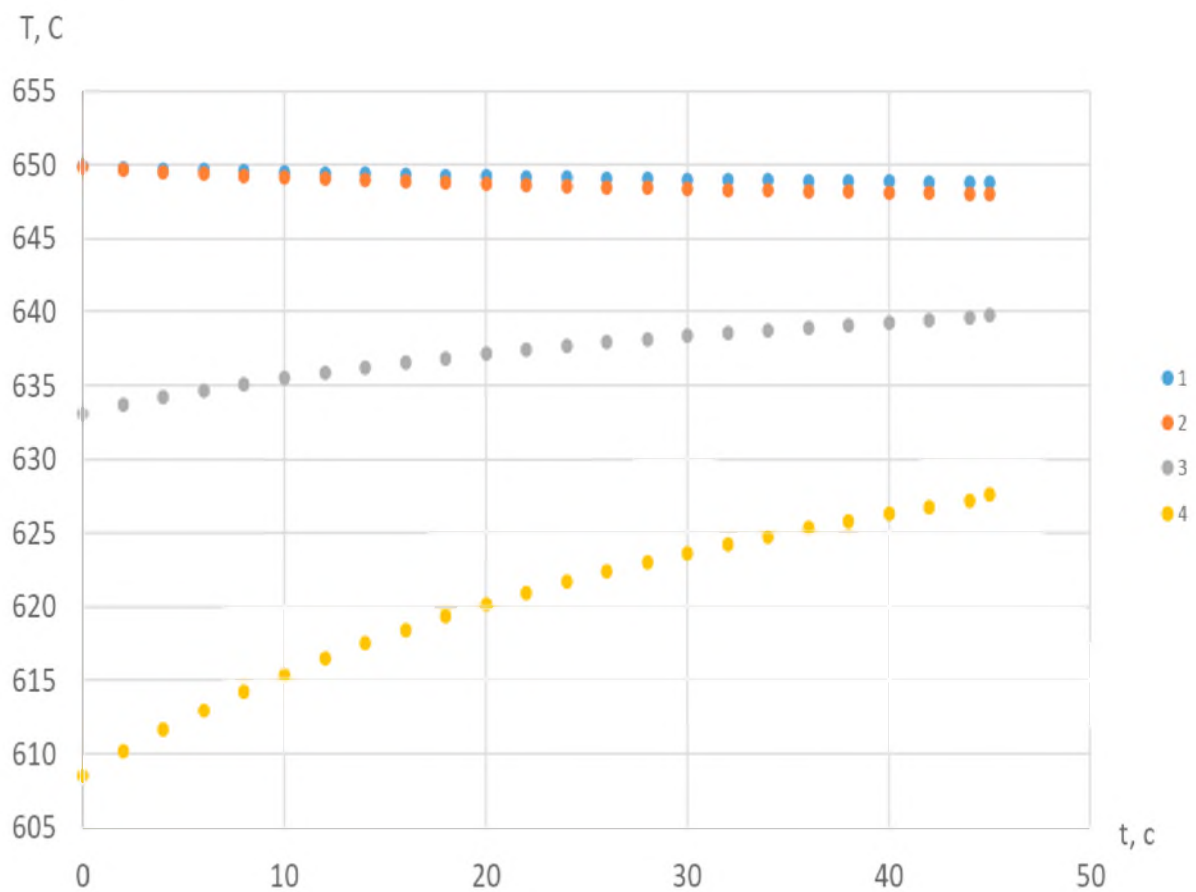
$i = 1, 2, \dots, N - 1$, - номер слою для пароперегрівача.

Знайдемо розподіл температур :

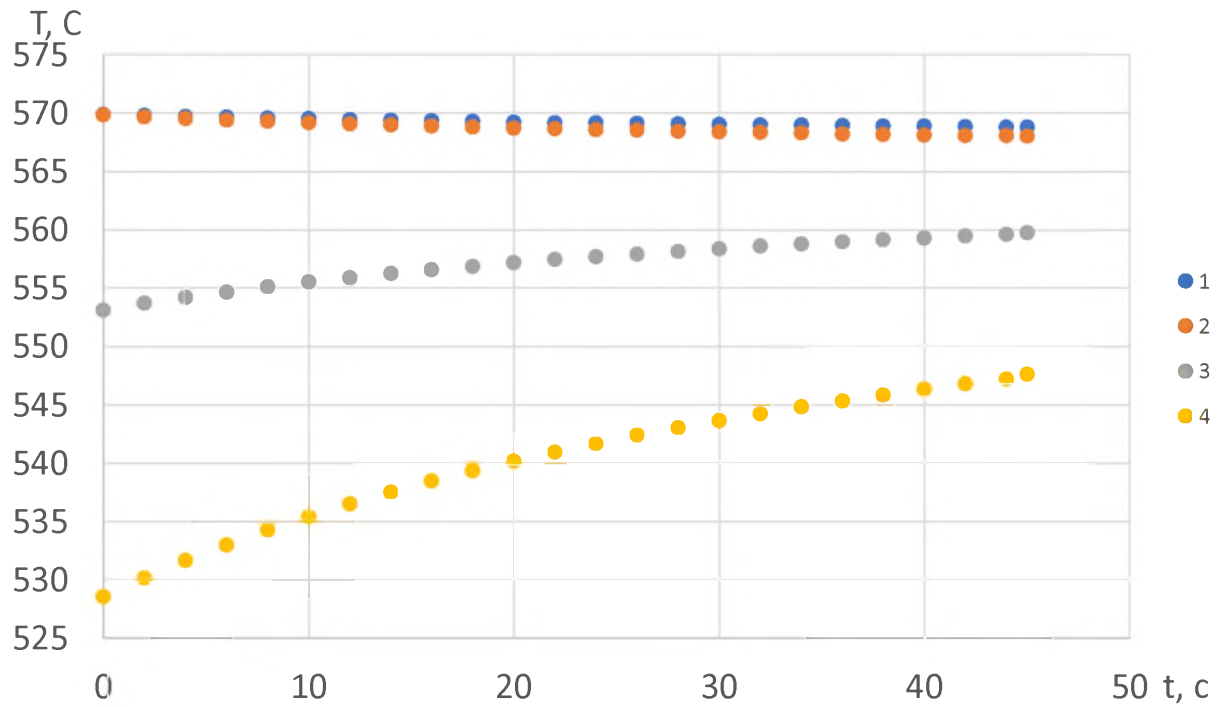
$$t_{cn1} = \frac{1}{1 + \alpha_{BH} \cdot h / \lambda} \cdot t_2 + \frac{\alpha_{BH} \cdot t_{BH} \cdot h / \lambda}{1 + \alpha_{BH} \cdot h / \lambda}$$

$$t_{cnN} = \frac{\lambda / h}{\lambda / h + \alpha_{HAP}} \cdot t_{N-1} + \frac{\alpha_{HAP} \cdot t_{HAP}}{\lambda / h + \alpha_{HAP}},$$

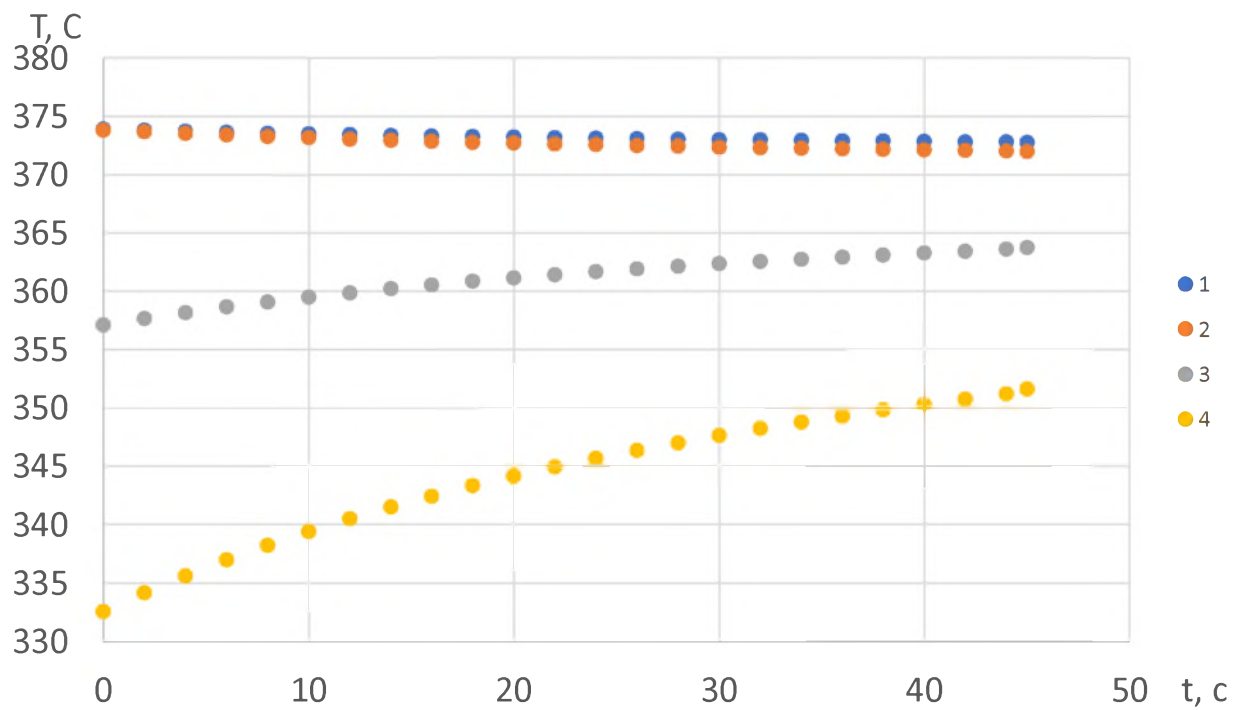
Розраховані результати представим на рис.4.1.



a)



б)



в)

1 – поверхня; 2- шар сажі; 3- труба; 4- шар накипу.

Рисунок 4.1 - Залежність розподілу температур по перетину для труб Ø 133x10 мм зі сталі марки 12Х1МФ паропергрівача при робочих температурах 650 °C (а), 570 °C (б), 374 °C (в) від часу

Проведемо аналіз зміни температури по перетину для труб $\varnothing 133 \times 10$ мм зі сталі марки 12Х1МФ паропергрівача при робочих температурах 650°C (рис.4.1.а) від часу для 1 – поверхні; 2- шару сажі; 3- труби; 4- шару накипу, та як бачимо коли поверхня чиста та на 1 с різниця складає 43°C зі збільшенням часу взаємодії труби з димовими газами та при врахуванні сумарного часу дослідження теплового потоку на протязі 45с різниця складає 20°C .

При робочих температурах пара в середині труби 570°C (рис.4.1.б) бачимо, що на 1 с різниця складає 41°C зі збільшенням часу взаємодії труби з димовими газами та при врахуванні сумарного часу дослідження теплового потоку на протязі 45с різниця складає 21°C .

При робочих температурах 374°C (рис.4.1.в) бачимо, що на 1 с різниця складає 41°C зі збільшенням часу взаємодії труби з димовими газами та при врахуванні сумарного часу дослідження теплового потоку на протязі 45с різниця складає 21°C , така постійна різниця температури при різних робочих температурах середовища свідчить, що відбувається процес зміни тепловіддачі, яка переходить від стаціонарної теплопровідності до нестаціонарної.

4.1 Висновки по розділу 4

В даному розділу провели дослідження зміни температури по перетину для труб $\varnothing 133 \times 10$ мм зі сталі марки 12Х1МФ паропергрівача при робочих температурах 650°C , та як бачимо коли поверхня чиста та на 1 с різниця складає 43°C зі збільшенням часу взаємодії труби з димовими газами та при врахуванні сумарного часу дослідження теплового потоку на протязі 45с різниця складає 20°C .

При робочих температурах пара в середині труби 570°C бачимо, що на 1 с різниця складає 41°C зі збільшенням часу взаємодії труби з димовими газами та при врахуванні сумарного часу дослідження теплового потоку на протязі 45с різниця складає 21°C .

При робочих температурах 374°C бачимо, що на 1 с різниця складає 41°C зі збільшенням часу взаємодії труби з димовими газами та при врахуванні сумарного часу дослідження теплового потоку на протязі 45с різниця складає 21°C , така постійна різниця температури при різних робочих температурах середовища свідчить, що відбувається процес зміни тепловіддачі, яка переходить від стаціонарної теплопровідності до нестаціонарної.

ВИСНОВОК

При виконанні випускної магістерської кваліфікаційної роботи проведено дослідження параметрів теплових процесів при роботі котельного агрегату. Проведено аналіз, тих чинників які впливають на параметри теплових процесів, та висунуто рекомендації які саме частини котельного агрегату досліджувати.

В котельному агрегаті при використанні для перевірки якості роботи котла визначають тепловий потік, що передається від димового газу до пари, і тепловий потік, поглинений парою з димового газу. Також показано, що з чисельно-аналітичного методу визначено температурний розподіл пари, димових газів та стінок труби підігрівача.

Зроблено математичний опис дослідження параметрів теплових процесів для котельного агрегату.

Провели розрахунки для труб стельового пароперегрівача $D_1 = 30$ мм, $D_2 = 32$ мм, $D_3 = 40$ мм, $D_4 = 42$ мм, та отримали данні, що з ростом температури вихідних газів збільшується тепловий потік в середині труб, при чому він збільшується майже у 2 рази при зміні температури перегрітого пару від 374°C до 650°C .

Визначили термічний потік напіврадіаційного (ширмового) паропергрівча, коли температура всередині пароперегрівча змінюється від $374, 570$ до 650°C при тиску від $14, 25$ МПа, 30 МПа, коли $\lambda_2 = 47,7$ Вт/м $\cdot$ К - коефіцієнтів тепловіддачі для сталі 12X1МФ при 570°C . Проведели розрахунки для $D_1 = 30$ мм, $D_2 = 32$ мм, $D_3 = 40$ мм, $D_4 = 42$ мм, та отримали, що з ростом температури вихідних газів збільшується тепловий потік, при чому він збільшується майже у 1,75 рази при зміні температури перегрітого пару від 374°C до 650°C .

Провели розрахунок теплового потоку для конвективних, радіаційних та напіврадіаційних поверхонь (дев'ять зі сталі 20 труб діаметром Ø133x8 мм, чотири труби Ø133x8 мм, пароохолоджувача 1 го ступеня, який складається з восьми труб діаметром Ø133x10 мм, та 6 труб Ø 133x10 мм зі сталі марки 12Х1МФ), враховуючи що труби складаються з декількох шарів, а саме шару накипу та сажі, який коливаються в межах допустимих для відкладень на цих поверхнях (D1= 132 мм, D2= 133 мм, D3= 143 мм, D4=144 мм), визначили що з ростом температури вихідних газів збільшується тепловий потік, при чому він збільшується майже у 1,65 рази при зміні температури перегрітого пару від 374 °С до 650 °С.

Визначено коефіцієнт тепловіддачі (к) та коефіцієнт теплопередачі (а), які збільшуються при зміні швидкості руху димових газів вздовж конвективних поверхонь пароперегрівника. Отримали сумарне рівняння , яке описує середнє значення коефіцієнту тепловіддачі від швидкості руху димових газів.

$$y = -0,1008x^2 + 9,0579x + 26,549$$

Визначили коефіцієнт тепловіддачі при зміні швидкості руху газів від 1 до 30 м/ с для труб Ø32x4 мм зі сталі 12Х1МФ та отримати сумарне рівняння , яке описує середнє значення коефіцієнту тепловіддачі від швидкості руху димових газів, коли $R^2 = 0,9978$:

$$y = -0,0525x^2 + 4,6669x + 13,775$$

Визначили коефіцієнт тепловіддачі та теплопередачі при зміні швидкості руху газів від 1 до 30 м/ с для труб Ø133 x 10 мм зі сталі 12Х1МФ та діаметром Ø133x8 мм зі сталі 20, та отримати сумарне рівняння , яке описує середнє значення коефіцієнту тепловіддачі від швидкості руху димових газів, коли $R^2 = 0,9978$

$$y = -0,0311x^2 + 2,7555x + 8,1608$$

Коефіцієнт тепловіддачі та коефіцієнт теплопередачі значно (майже в 6 разів) змінюється при зміні швидкості руху димових газів вздовж тепло випромінюючих поверхонь пароперегрівника.

Визначили, що з ростом товщини шару сажі від 0,0001 м до 0,002 мм спостерігається зменшення теплового потоку майже в 2 рази для труб пароперегрівника, де робоча температура становить 650С, коли температура пара становить 570° С, то з ростом товщини сажі тепловий потік зменшується від 12400 Вт/м² до 6700 Вт/м². Для випадку експлуатації поверхонь пароперегрівника при температурі пара 374 ° С з ростом товщини сажі тепловий потік зменшується від 12400 Вт/м² до 6700 Вт/м².

Математично промодельовали, що ростом товщини шару сажі від 0,0001 м до 0,002 мм спостерігається зростання теплового опору від 0,05 до 0,39 К/Вт, тобто майже в 8 разів. Також математично розраховано, що майже в 9 разів зменшення коефіцієнта тепловіддачі від шару сажі для труб Ø 133x10 мм зі сталі марки 12Х1МФ з ростом товщини шару сажі від 0,0001 м до 0,002 мм

В даному розділі провели дослідження зміни температури по перетину для труб Ø 133x10 мм зі сталі марки 12Х1МФ паропергрівача при робочих температурах 650 °С, 570 °С, 374 °С та як бачимо коли поверхня чиста та на 1 с різниця складає 43 °С зі збільшенням часу взаємодії труби з димовими газами та при врахуванні сумарного часу дослідження теплового потоку на протязі 45с різниця складає 20 °С. Така постійна різниця температури при різних робочих температурах середовища свідчить, що відбувається процес зміни тепловіддачі, яка переходить від стаціонарної теплопровідності до нестаціонарної.

В роботі наведено розділ з охорони праці перед початком роботи, в процесі запуску та в ході роботи котельного агрегату.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Jianfeng Lu, Zheng Liu, Yukun Zou, Jing Ding, Experimental thermal performance study of molten salt steam generator-superheater with saturated water, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 168, 2021, 120884, ISSN 0017-9310, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120884>.
2. Mariusz Granda, Marcin Trojan, Dawid Taler, CFD analysis of steam superheater operation in steady and transient state, *Energy*, Volume 199, 2020, 117423, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117423>.
3. Katarzyna Węglarz, Dawid Taler, Magdalena Jaremiewicz, Jan Taler, Mateusz Marcinkowski, Analytical-numerical method for calculating cross-flow tube heat exchangers considering temperature-dependent fluid heat capacities, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2021, 122202, ISSN 0017-9310, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.122202>.
4. Mohsen Yazdi, Mohammad Hasan Khoshgoftar Manesh, Dynamic 6E analysis of direct steam generator solar parabolic trough collector power plant with thermal energy storage, *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, Volume 49, 2022, 101759, ISSN 2213-1388, <https://doi.org/10.1016/j.seta.2021.101759>.
5. Bo Leckner, Alberto Gómez-Barea, Change of existing circulating fluidized bed boilers to oxy-firing conditions for CO₂ capture, *Applications in Energy and Combustion Science*, 2021, 100042, ISSN 2666-352X, <https://doi.org/10.1016/j.jaecs.2021.100042>.
6. Dmitry Pashchenko, Ravil Mustafin, Ammonia decomposition in the thermochemical waste-heat recuperation systems: A view from low and high heating value, *Energy Conversion and Management*, Volume 251, 2022,

114959, ISSN 0196-8904,
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114959>.

7. Dawid Taler, Marcin Trojan, Piotr Dzierwa, Karol Kaczmarek, Jan Taler, Numerical simulation of convective superheaters in steam boilers, *International Journal of Thermal Sciences*, Volume 129, 2018, P. 320-333, ISSN 1290-0729, <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.03.005>.
8. Bo Leckner, Alberto Gómez-Barea, Change of existing circulating fluidized bed boilers to oxy-firing conditions for CO₂ capture, *Applications in Energy and Combustion Science*, 2021, 100042, ISSN 2666-352X, <https://doi.org/10.1016/j.jaecs.2021.100042>.
9. Shami, A., Moussavi Torshizi, S.E. & Jahangiri, A. Failure Analysis and Remedial Solution Suggestion for Superheater Tubes of a Power Plant Boiler. *Trans Indian Inst Met* 73, 1729–1741 (2020). <https://doi.org/10.1007/s12666-020-01968-y>
10. Санай С., Гаффари А. Моделювання, багатоцільова оптимізація та порівняння парогенераторів з рекуперацією тепла та водотрубної пари для когенераційних установок з газовим двигуном. *J Therm Anal Calorim* 144, 1839–1861 (2021). <https://doi.org/10.1007/s10973-020-10522-3>
11. Babatunde, D., Anozie, A., Omoleye, J. et al. An Air-Fuel Ratio Parametric Assessment on Efficiency and Cost of a Power Plant Steam Boiler. *Process Integr Optim Sustain* 5, 561–575 (2021). <https://doi.org/10.1007/s41660-021-00162-x>
12. Huang, Z., Deng, L. & Che, D. Development and technical progress in large-scale circulating fluidized bed boiler in China. *Front. Energy* 14, 699–714 (2020). <https://doi.org/10.1007/s11708-020-0666-3>
13. Коньков Д.И., Захаркина С.В., Власенко О.М. Система эффективного автоматического регулирования температуры пара на выходе из котла // Вестник ПНИПУ. Электротехника, информационные технологии, системы управления. 2017. №23. URL:

<https://cyberleninka.ru/article/n/sistema-effektivnogo-avtomaticheskogo-regulirovaniya-temperatury-para-na-vyhode-iz-kotla>.

- 14.Юрик Е.А., Жебелев Л.А., Ильичев В.Ю. Исследование влияния параметров греющего пара на характеристики сепаратора-перегревателя аэс // e-scio. 2021. №5 (56). Url: <https://cyberleninka.ru/article/n/issledovanie-vliyaniya-parametrov-greyuschego-para-na-harakteristiki-separatora-peregrevatelya-aes>
- 15.Tugov, A.N., Maidanik, M.N., Ryabov, G.A. et al. Experience and Main Trends in the Russian Boiler Industry. Power Technol Eng 55, 103–109 (2021). <https://doi.org/10.1007/s10749-021-01327-x>
- 16.Silva, P.R.S., Leiroz, A.J.K. & Cruz, M.E.C. Evaluation of the efficiency of a heat recovery steam generator via computational simulations of off-design operation. J Braz. Soc. Mech. Sci. Eng. 42, 569 (2020). <https://doi.org/10.1007/s40430-020-02655-1>
- 17.Радін Ю.А. Підвищення гнучкості та надійності пароенергетичних установок на теплових електростанціях. Терм. інж. 68, 481–489 (2021). <https://doi.org/10.1134/S0040601521060070>
- 18.Kishore S.N., Rao T.V., Kumar M.L.S.D. (2020) Mathematical Model of Design and Performance Evaluation of a 210 MW CFB Boiler for Indian Lignite. In: Singh S., Ramadesigan V. (eds) Advances in Energy Research, Vol. 2. Springer Proceedings in Energy. Springer, Singapore. https://doi.org/10.1007/978-981-15-2662-6_55
- 19.Ривкин С.Л., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара: Справочник – М.: Энергоатомиздат, 1984 – 80 с.

Додаток А. ОХОРОНА ПРАЦІ

А.1. Вимоги з охорони праці перед початком роботи

Перед розпалюванням котла слід перевірити:

1. справність топки та газоходів, запірних та регулюючих пристроїв;
2. справність К.І.П., Арматури, поживних пристроїв, димососів та вентиляторів;
3. Наповнення котла водою, методом пуску поживних та циркуляційних насосів;
4. відсутність заглушок на живильних лініях, продувних лініях;
5. відсутність у топці людей та сторонніх предметів.
6. Відрегулювати тягу у верхній частині топки, встановивши розрідження в топці 2-3 мм водяного стовпа.
7. Розпалювання котла повинно проводитися лише за наявності грамотного розпорядження у змінному журналі відповідальної особи за справний стан та безпеку котлів. У розпорядженні повинні бути вказані тривалість розпалювання, час, який має розпалювати.
8. Розпалювання котла повинно проводитися протягом часу, встановленого начальником котельні, при слабкому вогні, зменшеній тязі.
9. При розпалюванні котла слід забезпечити рівномірне прогрівання його частин.
10. Під час розпалювання необхідно вести контроль за переміщенням частин котла при тепловому розширенні.
11. Стежити за температурою води під час виходу з котла, він повинен перевищувати 115оС.

12. Температуру води на виході тримають згідно з графіком, тобто. залежно від зовнішньої температури повітря.

А.2 Вимоги з охорони праці при виконанні робіт

1. Під час чергування персонал котельні повинен стежити за справністю котла (котлів) і всього обладнання котельні, суворо дотримуватися встановленого режиму роботи котла. Виявлені в процесі роботи обладнання несправності повинні записуватися в змінний журнал. Персонал повинен вживати заходів щодо усунення несправностей. Якщо несправності усунути власними силами неможливо, необхідно повідомити про це начальнику котельні або особі, відповідальній за газове господарство котельні.
2. Особливу увагу слід звернути:
 - на рівень води в казані за водоуказальним приладом;
 - на тиск пари за манометром.
3. Перевірка справності манометра за допомогою триходових кранів, перевірка справності запобіжного клапана продувної повинна проводитись оператором щомісяця із записом у змінний журнал.
4. Під час роботи котла забороняється проводити підкарбування швів, заварювання елементів котла.
5. Усі пристрої та прилади автоматичного керування та безпеки котла повинні підтримуватися у справному стані та регулярно перевірятися, у встановлені терміни адміністрацією.
6. Чищення топки від шлаку проводити не рідше 2-х разів на зміну.

А.3 Вимоги з охорони праці після закінчення роботи

1. Відключення котла здійснюється тільки за письмовим розпорядженням відповідального за газове господарство котельні.
2. Провентилювати топку та газопроводи.
3. Закрийте засувку на вході води та виході з котла.
4. Якщо немає іншого котла, зупинити циркулюючий насос.
5. Зробити запис у змінному журналі зупинки котла.
6. Після закінчення роботи працівник повинен:
упорядкувати робоче місце, прибрати інструмент, пристосування;
спецодяг і спецвзуття покласти в особисту шафу для спецодягу, у разі її забруднення здати в прання (замінити);
7. Вимити руки та обличчя водою з милом або прийняти душ.

А.4 Вимоги з охорони праці в аварійних ситуаціях

Аварійні зупинки котла допустимі:

- якщо буде виявлено несправність запобіжного клапана;
- у разі припинення дії всіх циркуляційних насосів;
- при виході з експлуатації всіх водовказівних приладів;
- при зниженні розрідження не більше 0,5 мм вод. ст.;
- при виявленні в основних елементах котла будуть виявлені тріщини, випучини, перепустки в зварних швах;
- у разі припинення подачі електроенергії;
- у разі виникнення пожежі, що загрожує обслуговувальному персоналу та котлу;
- при підвищенні тиску пари понад дозволу;
- причини аварійної зупинки котла мають бути записані у змінному журналі.

Під час аварійної зупинки котла необхідно:

- припинити подачу палива, залити шлак і незгоріле вугілля водою;

- перекрити воду на котел та з котла, перейти працювати на інший котел;

У разі виникнення в котельні пожежі персонал повинен викликати пожежну охорону та вжити всіх заходів для гасіння її, не припиняючи спостереження за котлами.

У разі виникнення аварійної ситуації слідує:

- припинити всі роботи, які не пов'язані з ліквідацією аварії;
- про те, що сталося повідомити безпосереднього керівника;
- Забезпечити виведення людей з небезпечної зони, якщо є небезпека для їх здоров'я та життя;
- вжити заходів щодо надання першої допомоги (якщо є потерпілі);
- вжити заходів щодо запобігання розвитку аварійної ситуації та впливу травмуючих факторів на інших осіб;
- здійснювати інші дії, передбачені планом локалізації та ліквідації інцидентів та аварій або планом дії при НС структурного підрозділу.

Під час пожежі слід викликати підрозділ з надзвичайних ситуацій, повідомити про те, що сталося безпосередньому керівнику, вжити заходів щодо гасіння пожежі наявними засобами пожежогасіння. Застосування води і пінних вогнегасників для гасіння що знаходиться під напругою електрообладнання неприпустимо. Для цих цілей використовуються вуглекислотні та порошкові вогнегасники.

При нещасному випадку необхідно:

- негайно безпечно припинити роботу;
- дотримуючись особистої безпеки звільнити постраждалого від дії травмуючого фактора;
- надати першу долікарську допомогу, викликати швидку медичну допомогу (номер телефону 103);
- вжити заходів щодо запобігання травмуванню інших осіб;
- повідомити про подію безпосередньому керівнику чи іншій посадовій особі підрозділу чи підприємства (диспетчеру);

- Зберегти обстановку події та стану обладнання таким, яким вони були в момент події, якщо це не загрожує життю або здоров'ю оточуючих або не призведе до аварії.

У всіх випадках травми або раптового захворювання необхідно викликати на місце події медичних працівників, за неможливості - доставити потерпілого до найближчої організації охорони здоров'я.

Усі роботи можна відновити лише після усунення причин, що призвели до аварійної ситуації з дозволу безпосереднього керівника.

ДОДАТОК Б. ПЕРЕЛІК ЗАУВАЖЕНЬ НОРМОКОНТРОЛЕРА ДО
РОБОТИ

Перелік зауважень нормо контролера до роботи

Позначення документа	Документ, сторінка	Умовне позначення	Зміст зауваження

Дата _____

підпис(ПІБ)_____