

## ВІДГУК

керівника кваліфікаційної роботи

здобувача ступеня вищої освіти «магістр» Черновол Вікторії Дмитрівни  
(П.І.Б.)

Кваліфікаційна робота магістерки на тему Дослідження процесів утилізації відхідних газів котла ПТВМ – 30М в кліматичних умовах м. Запоріжжя

Виконана згідно до завдання, відповідає темі, містить 6 листів  
(не) згідно (не) відповідає  
графічного матеріалу і пояснювальну записку з 92 сторінок, підписана консультантами і має рецензію.

1. Актуальність теми, наявність замовлення роботи підприємством (організацією)

Проблема дослідження розкрита повністю. Актуальність теми доведена, необхідністю збільшення ККД існуючих котлів ПТВМ – 30М. Завдання дослідження відповідають меті роботи та повністю розкривають поставлену проблему.

2. Глибина обґрунтувань прийнятих рішень (повнота розрахунків, наявність багато-варіантності)

Розрахунки виконані в повному обсязі. Розрахунок ефективності котла ПТВМ-30М та енергетичні баланси розраховані для двох варіантів: з тепло утилізатором та без нього.

3. Загальний рівень підготовки та ерудиції здобувача ступеня вищої освіти «магістр» достатній

4. Творчий потенціал і ступінь самостійності студента у вирішенні поставлених задач

Магістерка самостійно вирішувала всі поставлені задачі та проявила особисту ініціативу при енергетичному аудиті пансіонату

5. Науковий рівень (для робіт дослідницького характеру) та глибина експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження не проводилися, але результати розрахунків енергетичного балансу були верифіковані з реальними котлами на ФК «Міські теплові мережі»

6. Застосування сучасних системних та інформаційних технологій, фізичного або математичного моделювання, наявність обґрунтування вибору типу ЕОМ, застосування стандартних та оригінальних програм, наявність аналізу результатів та їх використання у роботі \_\_\_\_\_

Серед сучасних інформаційних технологій варто визначити: КОМПАС (побудова розрізів котла ПТВМ-30М та креслення КТАНУ), Excel (розрахунок ентальпій палива). Для прийняття рішень використовувався техніко-економічний аналіз.

7. Відповідність оформлення до вимог діючих стандартів

Робота відповідає діючим стандартам та державним нормам

8. Дотримання студентом графіка виконання роботи дотримано

9. Наукова цінність роботи, практична значимість

Проведено конструкторський розрахунок КТАН за яким визначено характеристики шарів насадки. Використання КТАН підвищує ККД котельного агрегату на 3,7 % за рахунок зниження втрат теплової енергій з відхідними газами.

10. У кваліфікаційній роботі магістра можна відмітити такі недоліки

Відсутній економічний аналіз порівняння запропонованого утилізатору з сухою контактною насадкою.

Кваліфікаційна робота магістра у цілому виконана на високому рівні і при відповідному захисті заслуговує на оцінку:

кількість балів 92 національною A ЄКТС Відмінно

Керівник зав. кафедрою ТГЕ, доктр технічних наук  
(посада, науковий ступінь)



(підпис)

Чейлитко А.О.  
(ПІБ)

## Рецензія

На кваліфікаційну роботу здобувача ступеня вищої освіти «магістр»

Черновол Вікторія Дмитрівна

на тему: Дослідження процесів утилізації відхідних газів котла ПТВМ – 30М в кліматичних умовах м. Запоріжжя.

Кваліфікаційна робота магістра виконана згідно до завдання відповідає темі, містить 6 листів графічного матеріалу і пояснювальну записку з 92 сторінок.

1. Актуальність теми (повнота постановки проблеми, формування проблеми та її значимість, постановка завдань досліджень). Проблема дослідження розкрита повністю. Актуальність теми доведена, необхідністю збільшення ККД існуючих котлів ПТВМ – 30М. Завдання дослідження відповідають меті роботи та повністю розкривають поставлену проблему.

2. Ступінь науковості роботи (широта вивчення результатів досліджень за проблемою, методика дослідження, наявність елементів наукової новизни та ступінь їх розробки) Проведено аналіз схемних рішень когенераційних технологій. Приведені схеми та розраховано тепловий баланс когенераційної установки, як джерела енергозбереження, так і КЕС. Метод дослідження – розрахунковий з використанням стандартних методик, викладених в нормативній літературі. Також метод базується на енергетичному, ексергетичному та техніко-економічному аналізі.

3. Якість подачі матеріалу роботи (ступінь взаємозв'язку розділів роботи, застосування комп'ютерних технологій, чіткість і технічна грамотність оформлення роботи, науковий стиль викладення матеріалу) Всі розділи взаємозв'язані між собою, викладені послідовно, з дотриманням технічної грамотності та діючих нормативів оформлення роботи. Серед використаних комп'ютерних технологій, варто відмітити AutoCAD та КОМПАС. Матеріал викладено з дотриманням наукового стилю.

4. Практична значимість результатів роботи (рівень реальності результатів та пропозицій, техніко - економічні показники запропонованих рішень, наявність публікацій за темою роботи Розглянуті заходи і пропозиції є реальними та їх доцільність обумовлено техніко-економічними показниками запропонованих рішень. Проведено конструкторський розрахунок КТАНу, за яким визначено характеристики шарів насадки. Використання КТАНу підвищує ККД котельного агрегату на 3,7 %, за рахунок зниження втрат теплової енергії з відхідними газами.

5. Недоліки кваліфікаційної роботи магістра Відсутні порівняння з сухою контактною насадкою.

6. Кваліфікаційна робота магістра у цілому виконана (ний) на високому\_рівні

і заслуговує оцінки:

кількість балів 92

за національною шкалою A

за шкалою ЄКТС Відмінно

Рецензент

Головний інженер Філії Концерну «Міські теплові мережі»

Вознесенівського району

(посада, місце роботи)



Сафонов Анатолій Петрович

(П.І.Б.)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

ФАКУЛЬТЕТ ЕНЕРГЕТИКИ, ЕЛЕКТРОНІКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ  
ТЕХНОЛОГІЙ

КАФЕДРА ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКИ ТА ГІДРОЕНЕРГЕТИКИ

**Кваліфікаційна робота**

**другий магістерський**

(рівень вищої освіти)

на тему Дослідження процесів утилізації відхідних газів котла ПТВМ – 30М в  
кліматичних умовах м. Запоріжжя

Виконав: студент 2 курсу, групи ТЕ – 18 - 2мз  
спеціальності 144 теплоенергетика  
(код і назва спеціальності)

освітньої програми теплоенергетика  
(код і назва освітньої програми)

спеціалізації \_\_\_\_\_  
(код і назва спеціалізації)

В. Д. Черновол

(ініціали та прізвище)

Керівник завідувач кафедри ТГЕ, доктор  
технічних наук А.О.Чейлитко  
(посада, вчене звання, науковий ступінь, підпис, ініціали та прізвище)

Рецензент Головний інженер Філії Концерну  
«Міські теплові мережі» Вознесенівського району

А.П.Сафонов

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



Запоріжжя

2020

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет енергетики, електроніки та інформаційних технологій  
Кафедра теплоенергетики та гідроенергетики  
Рівень вищої освіти другий магістерський  
Спеціальність 144 Теплоенергетика  
(код та назва)  
Освітня програма Теплоенергетика  
(код та назва)  
Спеціалізація \_\_\_\_\_  
(код та назва)

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри

« 26 » 12 20 19 року

**З А В Д А Н Н Я**  
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТОВІ (СТУДЕНТЦІ)





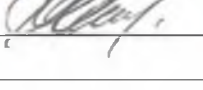
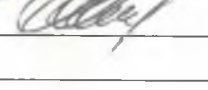
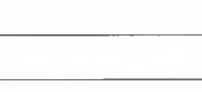
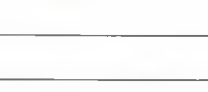
Черновол Вікторіх Дмитрівни

(прізвище, ім'я, по батькові)

- 1 Тема роботи (проекту) Дослідження процесів утилізації відхідних газів котла ПТВМ – 30М в кліматичних умовах м. Запоріжжя  
керівник роботи Чейлитко Андрій Олександрович, доктор технічних наук  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)  
затверджені наказом ЗНУ від « 10 » вересня 2019 року № 1537-с
- 2 Строк подання студентом роботи 26 грудня 2019 року
- 3 Вихідні дані до роботи вторинні енергоресурси, димові гази, котел, поверхні нагріву, теплообмін, пальник, теплообмінник, коефіцієнт теплопередачі, КТАН.
- 4 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1.1 Опис об'єкта реконструкції. 1.2 Тепловий розрахунок котла. 2.1 Опис конструкції та роботи контактного теплообмінника з активною насадкою (КТАНу). 2.2 Тепловий розрахунок контактної теплообмінника з активною насадкою (КТАНу). 2.3 Розрахунок витрати палива в котельній при роботі котла з КТАНом. 2.4 Розрахунок складу і параметрів димових газів (при нормальних умовах). 2.5 Тепловий баланс КТАНу. 2.6 Розрахунок поверхні активної насадки.
- 5 Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)  
1.Технічні характеристики котлоагрегату. 2.Продольний розріз ПТВМ-30М.

3. Поперечний розріз ПТВМ-30М. 4. КТАН. 5. Характеристика шарів насадки КТАНу. 6. Порівняння показників до та після установаження утилізатора.

6 Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Чейлитко А.О. зав.кафедри ТГЕ		
2	Чейлитко А.О. зав.кафедри ТГЕ		
3	Куріс Ю.В. професор		
Норма контролю	Каюков Ю.М. доцент ТГЕ		

7 Дата видачі завдання 10 вересня 2019 року № 1537 – с

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

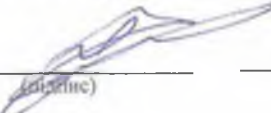
№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналіз літературних джерел	10 жовтня 2019	Виконано
2	Характеристика об'єкту дослідження	20 жовтня 2019	Виконано
3	Опис об'єкта реконструкції. Тепловий розрахунок котла	15 листопада 2019	Виконано
4	Тепловий розрахунок теплового утилізатора	25 листопада 2019	Виконано
5	Охорона праці	1 грудня 2019	Виконано
6	Оформлення графічного матеріалу	15 грудня 2019	Виконано
7	Оформлення магістерської роботи	26 грудня 2019	Виконано

Студент

  
(підпис)

В.Д. Черновол  
(ініціали та прізвище)

Керівник роботи (проекту)

  
(підпис)

А.О. Чейлитко  
(ініціали та прізвище)

Нормоконтроль пройдено

Нормоконтролер

  
(підпис)

Ю.М. Каюков  
(ініціали та прізвище)

## АНОТАЦІЯ

Черновол В.Д. Дослідження процесів утилізації відхідних газів котла ПТВМ-30М в кліматичних умовах м. Запоріжжя.

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальністю 144 – Теплоенергетика, науковий керівник докт. техн. наук, доцент А.О.Чейлитко. Інженерний інститут Запорізького національного університету. Факультет енергетики, електроніки та інформаційних технологій, кафедра теплоенергетики та гідроенергетики, 2019.

Дипломний проект виконано на підставі креслень водогрійного котла і завдання з вихідними даними. Виконаний дипломний проект включає такі складові: перерізи котла, схему циркуляції води в котлі, робочі креслення контактного теплообмінника. Зроблений тепловий перевірочний розрахунок котлоагрегату з метою перевірки температури відхідних газів при номінальній теплопродуктивності, яку гарантує завод – виробник.

Ключові слова: ВТОРИННІ ЕНЕРГОРЕСУРСИ, ДИМОВІ ГАЗИ, КОТЕЛ, ПОВЕРХНІ НАГРІВУ, ТЕПЛООБМІН, ПАЛЬНИК, ТЕПЛООБМІННИК, КОЕФІЦІЄНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ, КТАН.

## ABSTRACT

Chernovol V.D. Investigation of waste utilization processes of boiler PTVM-30M in climatic conditions of Zaporozhye city.

Qualifying final work for obtaining a master's degree in higher education by specialty 144 - Heat power engineering, scientific supervisor of the Doctor of Engineering, associate professor A.O. Cheilytko. Engineering Institute of Zaporizhzhya National University. Faculty of Energy, Electronics and Information Technologies, Department of Thermal Power Engineering and Hydroenergy, 2019.



The diploma project is executed on the basis of drawings of a water heating boiler and tasks with initial data. The completed diploma project includes the following components: the section of the boiler, the scheme of circulation of water in the boiler, working drawings of the contact heat exchanger. The heat testing of the boiler is made to check the temperature of the waste gases at the nominal heat output, which is guaranteed by the manufacturer - the manufacturer.

Key words: SECONDARY ENERGY RESOURCES, DIESEL GAS, BOTTLE, SURFACE OF HEAT, HEAT EXCHANGER, FUEL, HEAT EXCHANGER, HEAT TRANSMITTED CODE, KTAN.

### АННОТАЦИЯ

Черновол В.Д. Исследование процессов утилизации отходящих газов котла ПТВМ-30М в климатических условиях г. Запорожья.

Квалификационная выпускная работа для получения степени высшего образования магистра по специальности 144 - Теплоэнергетика, научный руководитель докт. техн. наук, доцент А.А.Чейлытко. Инженерный институт Запорожского национального университета. Факультет энергетики, электроники и информационных технологий, кафедра теплоэнергетики и гидроэнергетики, 2019.

Дипломный проект выполнен на основании чертежей водогрейного котла и задачи с исходными данными. Выполненный дипломный проект включает следующие составляющие: сечения котла, схему циркуляции воды в котле, рабочие чертежи контактной теплообменника. Сделанный тепловой проверочный расчет котлоагрегата с целью проверки температуры отходящих газов при номинальной тепловой мощности, которую гарантирует завод - производитель.

Ключевые слова: ВТОРИЧНЫЕ ЭНЕРГОРЕСУРСИ, ДЫМОВЫЕ ГАЗЫ, КОТЕЛ, ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА, ТЕПЛООБМЕН, ГОРЕЛКА, ТЕПЛООБМЕННИК, КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ, КТАН.

## ЗМІСТ

### ВСТУП

## 1. ОПИС ОБ'ЄКТА РЕКОНСТРУКЦІЇ. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК КОТЛА

### 1.1 Опис об'єкта реконструкції

### 1.2 Тепловий розрахунок котла

1.2.1 Характеристика палива. Розрахунок об'ємів ентальпій повітря і продуктів горіння

### 1.2.2 Тепловий баланс котла. Витрата палива

### 1.2.3 Розрахунок теплообміну в топці

### 1.2.3.1 Розрахунок параметрів в топковій камері

### 1.2.4 Розрахунок теплообміну в фестоні

### 1.2.4.1 Конструктивні характеристики фестону

### 1.2.5 Розрахунок теплообміну в поворотній камері

### 1.2.6 Розрахунок теплообміну в конвективному пучку

### 1.2.7 Розрахунок нев'язки теплового балансу котла

## 2. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОГО УТИЛІЗАТОРА

2.1 Опис конструкції та роботи контактної теплообмінника з активною насадкою (КТАНу)

### 2.2 Тепловий розрахунок контактної теплообмінника з активною насадкою (КТАНу)

### 2.3 Розрахунок витрати палива в котельній при роботі котла з КТАНом

2.4 Розрахунок складу і параметрів димових газів (при нормальних умовах)

### 2.5 Тепловий баланс КТАНу

### 2.6 Розрахунок поверхні активної насадки

## 3. ТЕХНІКИ БЕЗПЕКИ І ОХОРОНА ПРАЦІ

3.1 Характеристика потенційних небезпечних та шкідливих виробничих факторів.

### 3.2 Заходи з поліпшення умов праці

### 3.3 Виробнича санітарія

#### 3.3.1 Мікроклімат

#### 3.3.2 Вентиляція і опалювання

#### 3.3.3 Виробниче освітлення

### 3.4 Електробезпека

### 3.5 Пожежна безпека

### 3.6 Розрахунок ізоляції котла

#### 3.6.1 Розрахунок температури на поверхні обмурування в районі топки

#### 3.6.2 Розрахунок товщини шару ізоляції

## ВИСНОВОК

## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

## ВСТУП

*Актуальність роботи.* Застосування КТАНів в котельних, які працюють на газі, дозволяє підвищити ефективність використання природного газу до 12 % в залежності від наявності споживачів гарячої води з температурою до 50 °С.

*Об'єкт дослідження* – ефективність нового теплоутилізаційного обладнання на котельній м. Запоріжжя з котлами ПТВМ-30М.

*Предмет дослідження* – є термодинамічні, теплові та технологічні процеси, що відбуваються в котлах ПТВМ-30М та допоміжному до них обладнанні, а також техніко-економічні показники КТАНу.

*Мета роботи* – розрахунок контактного теплообмінника з активною насадкою (КТАНа), в якому утилізується теплота відхідних газів водогрійного котла ПТВМ-30М і порівняти з тепло утилізатором (встановленим).

*Задачі дослідження.* Для досягнення поставленої мети в роботі вирішуються наступні задачі:

- аналіз літературних джерел за тематикою досліджень;
- виконано розрахунок котла ПТВМ-30М;
- розрахунок активної насадки;
- виконати порівняння ефективності когенераційної комбінованої системи енергопостачання в порівнянні з КЕС.

*Методи та засоби дослідження* Метод дослідження – розрахунковий з використанням стандартних методик, викладених в нормативній літературі. Також метод дослідження базується на енергетичному, ексергетичному та техніко-економічному аналізі.

*Наукова новизна отриманих результатів.* Проведено аналіз схемних рішень когенераційних технологій. Приведені схеми та розраховано тепловий баланс когенераційної установки як джерела енергозабезпечення, так і КЕС.

*Практична цінність роботи.* Складений тепловий баланс КТАНу з розрахунком конструктивних характеристик шарів активної насадки. Приділена

увага розрахунку техніко – економічних показників встановлення КТАНу в котельній, розробці питань дотримання вимог техніки безпеки під час експлуатації котла, а також проаналізовано зменшення негативного впливу на довкілля котла зі встановленим після нього КТАНом через зменшення викиду димових газів завдяки економії природного газу.

Креслення котла ПТВМ-30М і контактного теплообмінника виконані відповідно до вимог стандартів „Системи проектної документації для будівництва (СПДС)”.

*Особистий внесок здобувача.* Теоретичні дослідження виконанні безпосередньо автором спільно із співробітниками Інженерного інституту Запорізького національного університету. Автору належать основні ідеї роботи, постановка завдання, обґрунтування основних припущень, теоретичні викладки та аналіз отриманих результатів і формулювання висновків за результатами проведених досліджень.

*Структура та обсяг роботи.* Магістерська робота включає вступ, три розділи, висновки та перелік джерел посилань з позиції. Загальний обсяг складає сторінок у тому числі таблиці.

## 1 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ОБ'ЄКТА РЕКОНСТРУКЦІЇ

В Україні економія первинного палива за допомогою використання вторинних енергоресурсів є актуальною, так як в нашій країні досить високий рівень енергоємності продукції промислового виробництва, на частину якого припадає 65-70 % споживаних енергоресурсів [1].

Опалювальні та виробничо-опалювальні котельні та промислові ТЕЦ, які працюють на природному газі, втрачають з відхідними продуктами згоряння палива значну кількість теплоти. Навіть в кращих котельнях в атмосферу з димовими газами викидається не менш ніж 13-18 % теплоти, в тому числі за рахунок скритої теплоти водяних парів, які знаходяться в газах, близько 10-13 %.

Зменшення цих втрат методом встановлення утилізаційних рекуперативних теплообмінників є складним та економічно вигідним. При охолодженні димових газів в контактних апаратах економія теплоти створюється як за рахунок зменшення температури димових газів, так і за рахунок теплоти конденсації водяних парів, які містяться в димових газах.

Застосування КТaNів в котельних, які працюють на газі, дозволяє підвищити ефективність використання природного газу до 12 відсотків в залежності від наявності споживачів гарячої води з температурою до 50°C .

При повному використанні теплоти, яка отримується в КТaNі, економиться паливо у розмірі 10 – 15 відсотків.

Котельня призначена для покриття навантажень опалення, вентиляції та гарячого водопостачання громадських, житлових і промислових будівель частини Ленінського району м. Запоріжжя.

В котельні встановлено чотири котла ПТВМ-30-150М.

Встановлена потужність котельні становить 160 Гкал/год.

Підключене навантаження:

- на опалення 87,88 Гкал/годину;

- на ГВП 11,32 Гкал/годину.

Параметри відпускається в мережу теплоносія - 150-70 °С.

Таблиця 1.1 - Технічні характеристики котлоагрегату

№ п/п	Характеристики	Одиниці виміру	Значення
1	номінальна теплопродуктивність	Гкал/год	35,5
2	розрахунковий ККД котла на газі	%	90,1
3	витрата палива	м <sup>3</sup> /Год	3880
4	розрахункова температура мережаної води	°С	
	на вході в котел		70
	на виході з котла		150
5	температура відхідних газів	°С	162
6	витрата води через котел	т/год	400
7	розрахункова нижча робоча теплота згоряння	ккал/м <sup>3</sup>	8620
8	гідравлічний опір	МПа(кгс/см <sup>2</sup> )	0,17(1,7)
9	надлишковий тиск на вході в котел		
9.1	розрахунковий	МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	2,0 (20)
9.2	мінімальний	МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	0,8 (8)
10	площа поверхні нагріву	м <sup>2</sup>	821,6

Контактний теплообмінник з активною насадкою (КТаН) є апаратом рекуперативно - змішувального типу. Він призначається для утилізації теплоти димових газів. КТаНи мають наступні переваги :

- велика інтенсивність процесів тепло- та масообміну газів;
- компактність;
- простота конструкції та експлуатації;
- невелика металоємкість.

КТаН складається з корпусу, виготовленого з листової сталі, зрошувальної камери, активної насадки, виконаної у вигляді пучка труб із циркулюючим в ньому теплоносієм, та сепараційного пристрою.

В КТaNi відбуваються два незалежних один від одного потоки води: чистої води, яка гріється через поверхню активної насадки, і води, яка нагрівається в результаті безпосереднього контакту з відхідними димовими газами. Чистий потік протікає всередині трубок та відокремлений стінками трубок від забрудненої зрошувальної води.

Через систему зрошування розпилюється зрошувальна вода. В результаті безпосереднього контакту з відхідними димовими газами, які проходять через зрошувальну камеру, вода нагрівається.

Потік зрошувальної води використовується для інтенсифікації передачі теплоти від димових газів чистому потоку води, який протікає всередині трубок активної насадки.

Пучок трубок виконує функцію насадки, яка призначається для створення розвинутої поверхні контакту зрошувальної води та димових газів. Одночасно така поверхня, всередині якої циркулює вода, приймає участь в теплообміні і в цьому відношенні є активною на відміну від традиційних насадок (наприклад, з кілець Рашига).

Зовнішня поверхня активної насадки в КТaNi обмивається димовими газами та зрошується водою, що інтенсифікує теплообмін в насадці.

Водогрійний опалювальний котел ПТВМ – 30М піковий теплофікаційний водогрійний газомазутний котел, тобто може бути використаний для покриття пікової частини графіку теплових навантажень.

Котел – прямоточний з П-подібною зімкнутою компоновкою поверхонь нагріву. Топкова камера котлоагрегату повністю екранована трубами  $\text{Ø}60 \times 3$  мм, розташованими з шагом  $S=64$  мм, та обладнана шістьма газомазутними пальниками МГМГ — 6, встановленими зустрічно на бокових стінках.

Конвективні поверхні нагріву розташовані у конвективному газоході з боковими стінками, що екрановані трубами  $\text{Ø}83 \times 3,5$  мм, які є стійками конвективних секцій, виконаних з труб  $\text{Ø}28 \times 3$  мм. Задня стінка конвективного газоходу екранована трубами  $\text{Ø}60 \times 3$  мм.



Встановлення теплоутилізаторів забезпечує підвищення коефіцієнта використання палива на 3 – 8 % при застосуванні в системі опалення і на 8 – 12 % в системі гарячого водопостачання.

Величина економічної ефективності застосування запропонованого теплоутилізаторів для котла ПТВМ-30 та терміну окупності витрат на його впровадження головним чином залежить від величини підвищення коефіцієнта використання палива (КІТ), потужності котла, що визначає вартість теплоутилізаторів, а також від витрат на спорудження теплоутилізаційної установки і річної кількості годин її використання. Економічні показники контактного теплоутилізатора за котла ПТВМ-30 визначалися при застосуванні різних методик.

Для максимальної мобілізації внутрішніх резервів економії палива і енергії, досягнення високих економічних показників роботи з теплопостачання цим проектом передбачаються наступні заходи:

- застосування сучасного теплоутилізаторів з метою максимального використання тепла продуктів згоряння палива (зниження температури відхідних газів) ;
- установка вузла обліку ультразвукового типу для контролю витрати теплоносія через утилізатор;
- установка автоматичного регулятора витрати теплоносія через теплоутилізатор;
- всі трубопроводи, що транспортують теплоносій, покриті тепловою ізоляцією.

Економія вторинної енергії впливає на споживання первинної. Найпростіший шлях обчислення економії первинної енергії - поділити розмір економії вторинної енергії на коефіцієнт перетворення котла [2].

## 1.2 Тепловий розрахунок котла.

1.2.1 Характеристика палива. Розрахунок об'ємів й ентальпій повітря і продуктів згоряння.

Паливо – суміш природних газів . Склад палива (розрахунковий) є наступним:  $\text{CH}_4 = 98,5 \%$ ,  $\text{C}_2\text{H}_6 = 0,2 \%$ ,  $\text{C}_3\text{H}_8 = 0,1 \%$ ,  $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0 \%$ ,  $\text{C}_5\text{H}_{12} = 0 \%$ ,  $\text{N}_2 = 1,0 \%$ ,  $\text{CO}_2 = 0,2 \%$ .

Визначається теоретичний об'єм повітря, необхідний для повного згоряння,  $\text{м}^3$  повітря/ $\text{м}^3$  палива

$$V^\circ = 0,0476 \left[ 0,5 \cdot \text{CO} + 0,5 \cdot \text{H}_2 + 1,5 \cdot \text{H}_2\text{S} + \sum \left( m + \frac{n}{4} \right) C_m \cdot \text{H}_m - \text{O}_2 \right], \quad (1.1)$$

$$V^\circ = 0,047 \cdot 198,2 = 9,43.$$

Визначається теоретичний об'єм азоту в продуктах згоряння,  $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V_{\text{N}_2}^\circ = 0,79 \cdot V^\circ + \frac{\text{N}_2}{100}, \quad (1.2)$$

$$V_{\text{N}_2}^\circ = 0,79 \cdot 9,43 + \frac{1,0}{100} = 7,46.$$

Визначається об'єм трьохатомних газів,  $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01 \cdot (\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{H}_2\text{S} + \sum m C_m \text{H}_n), \quad (1.3)$$

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01 \cdot (0,2 + 98,5 + 0,4 + 0,3 + 0 + 0) = 0,99.$$

Визначається теоретичний об'єм водяної пари,  $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,01 \left( \text{H}_2\text{S} + \text{H}_2 + \sum \frac{n}{2} \cdot \text{C}_m\text{H}_n + 0,124 \cdot d_{\text{Г.ТЛ}} \right) + 0,0161 \cdot V^\circ, \quad (1.4)$$

де  $d_{\text{Г.ТЛ}}$  – вологовміст природного газу,  $\text{г/м}^3$ ; в розрахунках приймається  $d_{\text{Г.ТЛ}} = 10 \text{ г/м}^3$ ;

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,01 \cdot (2 \cdot 98,5 + 3 \cdot 0,2 + 4 \cdot 0,1 + 5 \cdot 0 + 6 \cdot 0,1 + 0,124 \cdot 10) + 0,0161 \cdot 9,43 = 2,13.$$

Коефіцієнт надлишку повітря за кожною поверхнею нагріву після топкової камери підраховується додаванням до  $\alpha_m''$  відповідного присосу повітря  $\Delta\alpha_i$  по формулі

$$\alpha_i = \alpha_m'' + \sum \Delta\alpha_i, \quad (1.5)$$

де  $i$  - номер поверхні нагріву після топки по ходу продуктів згоряння;  $\alpha_T$  - коефіцієнт надлишку повітря на виході з топки, вибирається по [4];  $\Delta\alpha_i$  – присос повітря для парових котлів, який зазначений у [4].

В топці і фєстоні  $\alpha'_T = \alpha''_T - \Delta\alpha_T,$

$$\alpha'_T = 1,1 - 0,5 = 1,05.$$

в поворотній камері  $\alpha'_{\text{п.к.}} = \alpha''_T = 1,1,$   $\alpha''_{\text{п.к.}} = \alpha'_{\text{п.к.}} + \Delta\alpha_{\text{п.к.}},$

$$\alpha''_{\text{п.к.}} = 1,1 + 0,08 = 1,18.$$

в конвективному пучці  $\alpha'_{\text{к.п.}} = \alpha''_{\text{п.к.}} = 1,18,$   $\alpha''_{\text{к.п.}} = \alpha'_{\text{к.п.}} + \Delta\alpha_{\text{к.п.}},$

$$\alpha''_{\text{к.п.}} = 1,1 + 0,5 = 1,15.$$

Визначається середній коефіцієнт надлишку повітря у газоході для кожної поверхні нагріву

$$\alpha_{\text{ср}} = \frac{(\alpha' + \alpha'')}{2}, \quad (1.6)$$

де  $\alpha'$  – коефіцієнт надлишку повітря перед газоходом ;  
 $\alpha''$  – коефіцієнт надлишку повітря після газоходу.

Для топки  $\alpha_{\text{ср}}=1,075,$

поворотної камери  $\alpha_{\text{ср}}=1,14,$

конвективного пучку  $\alpha_{\text{ср}}=1,56.$

Визначається надлишкова кількість повітря для кожного газоходу,  $\text{м}^3/\text{м}^3$ , для топки

$$V_{\text{изб}}^0 = V^0 \cdot (\alpha_{\text{ср}} - 1), \quad (1.7)$$

$$V_{\text{изб}}^0 = 9,43 \cdot (1,075 - 1) = 0,707.$$

Визначається дійсний об'єм водяної пари,  $\text{м}^3/\text{м}^3$ , для топки

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 0,0161 \cdot (\alpha_{\text{ср}} - 1) \cdot V^0, \quad (1.8)$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 2,13 + 0,0161 \cdot (1,1 - 1) \cdot 9,43 = 2,15.$$

Визначається сумарний об'єм продуктів згоряння,  $\text{м}^3/\text{м}^3$ , для топки

$$V_{\Gamma} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 + (\alpha_{\text{ср}} - 1)V^0 + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 0,0161 \cdot (\alpha_{\text{ср}} - 1) \cdot V^0, \quad (1.9)$$

$$V_{\Gamma} = 0,99 + 7,46 + (1,075 - 1)9,43 + 2,13 + 0,0161(1,075 - 1) \cdot 9,43 = 11,30.$$

Визначаються об'ємні частки трьохатомних газів і водяної пари, а також сумарна об'ємна частка для топки

$$r_{\text{RO}_2} = \frac{V_{\text{RO}_2}}{V_r} = 0,088, \quad (1.10)$$

$$r_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{V_r} = 0,189, \quad (1.11)$$

$$r_n = r_{\text{RO}_2} + r = 0,277. \quad (1.12)$$

Результати розрахунків об'ємів продуктів згоряння, об'ємних часток по інших поверхнях нагріву котла виконуються аналогічно і заносяться до табл. 1.2

Визначаються ентальпії теоретичного об'єму повітря для всього обраного діапазону температур, кДж/м<sup>3</sup>

$$I_{\text{в}}^0 = V^0 \cdot (cv)_{\text{в}}, \quad (1.13)$$

де  $(cv)_{\text{в}}$  – ентальпія 1м<sup>3</sup> повітря, кДж/м<sup>3</sup>, приймається для кожної вибраної температури,

$V^0$  - теоретичний об'єм повітря, необхідного для горіння, приймається по табл. 1.2 КП.

Для 1000 °С  $I_{\text{в}}^0 = 13651,80$ .

Визначаються ентальпії теоретичного об'єму продуктів згоряння для всього обраного діапазону температур, кДж/м<sup>3</sup>

$$I_{\text{Г}}^0 = V_{\text{RO}_2} \cdot (cv)_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 \cdot (cv)_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 \cdot (cv)_{\text{H}_2\text{O}} \cdot I_{\text{Г}}^0, \quad (1.14)$$

де  $(cv)_{\text{RO}_2}$ ,  $(cv)_{\text{N}_2}$ ,  $(cv)_{\text{H}_2\text{O}}$  - ентальпії 1м<sup>3</sup> трьохатомних газів, теоретичного об'єму азоту, теоретичного

об'єму водяної пари, кДж/м<sup>3</sup>. Приймаються по [1];

$V_{\text{RO}_2}, V_{\text{N}_2}^0, V_{\text{H}_2\text{O}}^0$  – об'єми трьохатомних газів, теоретичний об'єм азоту та водяної пари, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>. Приймаються по табл. 1.2 КП.

Для 1000 °С  $I_{\text{r}}^0 = 16434.85$ .

Результати розрахунків ентальпій теоретичного об'єму повітря, продуктів згоряння палива зводяться до табл. 1.3

Визначається ентальпія продуктів згоряння при коефіцієнту надлишку повітря  $\alpha$  більше 1, кДж/м<sup>3</sup>

$$I_{\text{r}} = I_{\text{r}}^0 + (\alpha - 1) \cdot I_{\text{B}}^0, \quad (1.15)$$

Для топки і фестону при температурі 1000 °С

$$I_{\text{r}} = 13434,85 + (1,1 - 1) \cdot 13651,80 = 16300,87.$$

Результати розрахунків ентальпій продуктів згоряння по газоходах котла для обраного діапазону температур зводяться до табл. 1.4. На підставі даних табл. 1.4 будується  $I, \nu$  – діаграма продуктів згоряння. Рис. 1.1 - діаграма продуктів згоряння.

### 1.2.2 Тепловий баланс котла. Витрата палива

Визначається теплота, яка є в наявності, кДж/м<sup>3</sup>

$$Q_p^v = Q_n^c + Q_{\text{в.вн}}, \quad (1.16)$$

де  $Q_{\text{в.вн}}$  - теплота, яка вноситься в котел повітрям при підігріванні його

поза агрегатом парою або іншим теплоносієм в калорифері, кДж/м<sup>3</sup>.

Через те, що таке підігрівання відсутнє,  $Q_{en}^6$  приймається рівним 0.

$$Q_p^p = 35500.$$

Визначається ентальпія відхідних газів в залежності від  $v_{yx}$  по табл. 1.4 методом інтерполяції, кДж/м<sup>3</sup>

$$I_{yx} = \frac{I_6 - I_M}{100} \cdot (t_6 - t_M) + I_M, \quad (1.17)$$

де  $I_6, I_M$  – ентальпії, які відповідають більшій і меншій температурі обраного інтервалу, кДж/м<sup>3</sup>. Вони вибираються з табл. 1.4 для відповідних температур;

$v_M$  – температура продуктів згорання, яка відповідає меншій ентальпії обраного інтервалу, °С;

$v_{yx}$  – температура відхідних газів, °С (за завданням).

$$I_{yx} = \frac{3531,29 - 1747,99}{200 - 100} \cdot (162 - 100) + 1746,89 = 2847,01.$$

Визначається ентальпія теоретичного об'єму холодного повітря при температурі 30 °С, кДж/м<sup>3</sup>

$$I_{x.B}^0 = 39,8 \cdot V^0, \quad (1.18)$$

$$I_{x.B}^0 = 39,8 \cdot 9,43 = 375,31.$$

Втрати теплоти від хімічної і механічної неповноти згорання, %, визначаються по [1] і приймаються  $q_3 = 0,5\%$  і  $q_4 = 6,72\%$ .

Визначається втрата теплоти з відхідними газами, %

$$q_2 = \frac{(I_{yx} - \alpha_{yx} \cdot I_{x.6}^0) \cdot (100 - q_4)}{Q_p^p}, \quad (1.19)$$

де  $\alpha_{yx}$  – коефіцієнт надлишку повітря в відхідних газах. Вибирається з табл. 1.2 після останньої поверхні нагріву (тобто після конвективного пучку);

$$q_2 = \frac{(2847,01 - 1,23 \cdot 375,31) \cdot (100 - 0)}{35500} = 6,72.$$

Втрата теплоти від зовнішнього охолодження, %, визначається по [1] і приймається

$$q_5 = 0,95.$$

Через те, що при спалюванні газу втрати теплоти у вигляді фізичної теплоти шлаків відсутні, тоді

$$q_6 = 0.$$

Визначається сума всіх витрат теплоти котельним агрегатом, %

$$\begin{aligned} \sum q_i &= q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6, \\ \sum q_i &= 6,72 + 0,5 + 0 + 0,95 = 8,17. \end{aligned} \quad (1.20)$$

Визначається коефіцієнт корисної дії (ККД) водогрійного котла за рівнянням зворотного балансу, %

$$\begin{aligned} \eta_k &= 100 - \sum q_i, \\ \eta_k &= 100 - 8,17 = 91,83. \end{aligned} \quad (1.21)$$



Визначається витрата води крізь водогрійний котел, кг/с

$$G_B = Q_{B.K} / (i_{Г.В.} - i_{Х.В.}), \quad (1.22)$$

де  $Q_{B.K}$  - корисна потужність водогрійного котла, кВт (за завданням);  
 $i_{Г.В.}$ ,  $i_{Х.В.}$  - ентальпії холодної і гарячої води на вході та на виході з водогрійного котла, кДж/кг. Знаходяться по [2] залежності від температур холодної  $t_{Хв}$  і гарячої  $t_{Гв}$  води (тобто на вході і на виході з котла) і робочого тиску  $P_{роб}$

$$G_B = \frac{34920}{633,1 - 294,6} = 103,2.$$

Підраховується витрата палива, що подається в топку водогрійного котла за рівнянням прямого теплового балансу, м<sup>3</sup>/с

$$B_{B.K} = \frac{Q_{B.K.}}{Q_p \eta_k} \cdot 100, \quad (1.23)$$

$$B_{B.K} = \frac{34920 \cdot 100}{35500 \cdot 91,83} = 1,07.$$

Визначається розрахункова витрата палива, м<sup>3</sup>/с

$$B_p = B_{B.K} \cdot (1 - q_4 / 100), \quad (1.24)$$

$$B_p = 1,07 \cdot (1 - 0 / 100) = 1,07.$$

Визначається коефіцієнт збереження теплоти

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta_k + q_5}, \quad (1.25)$$

$$\varphi = 1 - \frac{0,95}{91,83 + 0,95} = 0,99.$$

Розрахунок теплового балансу і витрати палива наведений у табл. 1.5

### 1.2.3 Розрахунок теплообміну в топковій камері

#### 1.2.3.1 Розрахунок параметрів в топковій камері

Об'єм топкової камери визначається по складеній схемі топки і у відповідності до рис. 1.2. Межами об'єму топки є осьові площини екранних труб або повернуті в топку поверхні захисного вогнетривкого шару; в місцях, які не захищені екранами, - стіни топки. У вихідному перерізі її об'єм обмежується поверхнею, яка проходить крізь осі першого ряду фєстону. Межами об'єму нижньої частини є под. Об'єм топкової камери визначається в наступній послідовності:

Визначається площини окремих частин бокових стін, м<sup>2</sup>, (знизу вгору)

$$\Omega_{1-2} = \frac{a_1 + h_1}{2}, \quad (1.26)$$

$$\Omega_{1-2} = \frac{2,24 \cdot (2,74 - 2,285)}{2} = 0,51.$$

$$\Omega_{2-3} = a_1 \cdot h_2, \quad (1.27)$$

$$\Omega_{2-3} = 2,24 \cdot (11,26 - 2,74) = 19,08.$$

де  $a_1, a_2, h$  - розміри топкової камери, приймаються з рис. 1.2.

Визначається загальна площа бокової стіни, м<sup>2</sup>

$$\sum \Omega = \Omega_{1-2} + \Omega_{2-3}, \quad (1.28)$$

$$\sum \Omega = 0,51 + 19,08 = 19,59.$$

Визначається об'єм топки, м<sup>3</sup>

$$V_T = b \cdot \sum \Omega, \quad (1.29)$$

де b- ширина топкової камери.

$$V_T = 4,16 \cdot 19,59 = 81,5.$$

Боковий екран. Визначається відношення шагу до діаметру труби за кресленнями

$$\frac{s}{d} = \frac{64}{60} = 1.07.$$

Визначається радіаційна поверхня бокових екранів, м<sup>2</sup>

$$F_p^{\text{бок}} = 2F_{cm}^{\text{бок}} x^{\text{бок}}, \quad (1.30)$$

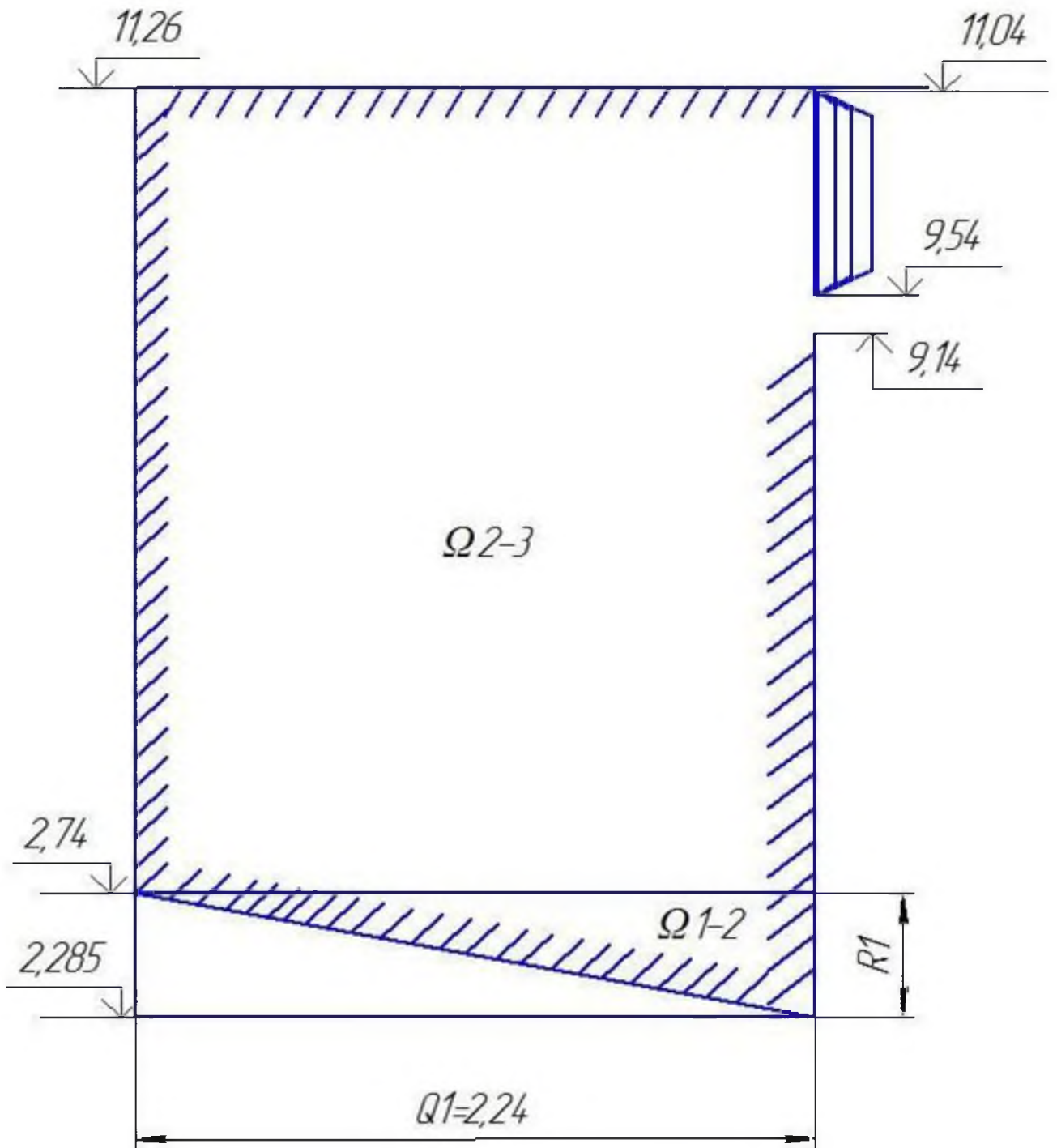


Рисунок 1.2 – Розміри топкової камери

де  $x^{\text{бок}}$  - кутовий коефіцієнт вибирається по [1] і приймається в залежності від  $s/d$

$$F_p^{\text{бок}} = 2 \cdot 19,59 \cdot 0,98 = 38,40.$$

### *Фронтний екран*

Визначається площа стіни фронтного екрану,  $\text{м}^2$

$$F_{\text{ст}}^{\text{фр}} = (l_1 + h_2) \cdot b, \quad (1.31)$$

де  $l_1 = \sqrt{a_1^2 + h_1^2} = \sqrt{(2,24 - 0,57)^2 + (2,74 - 2,54)^2} = 1,68$  (рис. 1.2).

$$F_{\text{ст}}^{\text{фр}} = (1,68 + (11,26 - 2,74) \cdot 4,16) = 42,43$$

Визначається радіаційна поверхня фронтного екрану,  $\text{м}^2$

$$F_p^{\text{фр}} = F_{\text{ст}}^{\text{фр}} \cdot x^{\text{фр}}, \quad (1.32)$$

де  $x^{\text{фр}}$  - вибирається по [1] і приймається в залежності від  $s/d$

$$F_p^{\text{фр}} = 0,98 \cdot (11,26 - 2,74) \cdot 4,16 = 34,73.$$

### *Задній екран*

Визначається площа стіни заднього екрану,  $\text{м}^2$

$$F_{\text{ст}}^{\text{зад}} = (h_1 + h_3) \cdot b, \quad (1.33)$$

$$F_{ст}^{зад} = [(2,74 - 2,28) + (9,14 - 2,74) \cdot 4,16] = 28,52.$$

Визначається радіаційна поверхня задньої стіни, м<sup>2</sup>

$$F_p^{зад} = F_{ст}^{зад} \cdot x^{зад}, \quad (1.34)$$

де  $x^{зад}$  - вибирається по [1] і приймається в залежності від s/d

$$F_p^{зад} = 28,52 \cdot 0,98 = 27,95.$$

Фестон.

Визначається площа фестону, м<sup>2</sup>

$$F_{ст}^{\phi} = 29.$$

Визначається радіаційна поверхня фестону, м<sup>2</sup>

$$F_p^{\phi} = F^{\phi} \cdot x^{\phi}, \quad (1.35)$$

де  $x^{\phi}$  - вибирається по [1] і приймається в залежності від s/d

$$F_p^{\phi} = 29 \cdot 1 = 29.$$

Визначається площа стіни, зайнята пальниками, м<sup>2</sup>,

$$F_{гор} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n, \quad (1.36)$$

де n - кількість пальників в топці, n=6 штук

$d$  - діаметр пальників,  $d=0.45$  м

$$F_{\text{зоп}} = \frac{3,14 \cdot 0,52}{2} \cdot 6 = 1,27.$$

Визначається радіаційна поверхня топки,  $\text{м}^2$

$$F_p^m = F_p^{\text{бок}} + F_p^{\text{фр}} + F_p^{\text{зад}} + F_p^{\text{фест}} - F_{\text{зоп}}, \quad (1.37)$$

$$F_p^m = 38,40 + 34,73 + 27,95 + 29 - 1,27 = 128,8.$$

Визначається загальна площа стін топки,  $\text{м}^2$

$$F_{\text{ст}}^m = 2 \cdot F_{\text{ст}}^{\text{бок}} + F_{\text{ст}}^{\text{фр}} + F_{\text{ст}}^{\text{зад}} + F_{\text{ст}}^{\text{фест}}, \quad (1.38)$$

$$F_{\text{ст}}^m = 2 \cdot 19,5 + 42,43 + 28,52 + 29 = 139,13.$$

### 1.2.3 Розрахунок теплообміну в топковій камері.

Попередньо задаються температурою продуктів згоряння на виході з топкової камери,

$$v_T'' = 1100.$$

а також розраховують її абсолютне значення,  $^{\circ}\text{K}$

$$T_T'' = v_T'' + 273, \quad (1.39)$$

$$T_T'' = 1100 + 273 = 1373.$$

По заданій температурі визначається ентальпія продуктів згорання на виході з топки по табл. 1.4.

$$I''_T = 20276,00$$

Визначається кількість теплоти, яка вноситься холодним повітрям, кДж/м<sup>3</sup>

$$Q_6 = \alpha_m \cdot I''_{x6}, \quad (1.40)$$

$$Q_6 = 375,31 \cdot 1,1 = 412,84.$$

Визначається корисне тепловиділення в топці, кДж/м<sup>3</sup>

$$Q_m = Q_p^p \cdot \frac{100 - q_3 - q_4}{100 - q_4} + Q_6, \quad (1.41)$$

$$Q_m = 35500 \cdot \frac{100 - 0,5 - 0 - 0}{100 - 0} + 412,84 = 35735,34.$$

Визначається адиабатна температура горіння в залежності від  $Q_T$  (методом інтерполяції), °К

$$T_a = \frac{Q_m - I_m}{I_6 - I_m} \cdot (t_6 - t_m) + t_m + 273, \quad (1.42)$$

$$T_a = 1883 + 273 = 2156.$$

Визначається коефіцієнт теплової ефективності екранів

$$\Psi_{cp} = \frac{F_m^p}{F_{cm}^m}, \quad (1.43)$$



$$\Psi_{cp} = \frac{128,8}{139,13} = 0,93.$$

Визначається ефективна товщина випромінюючого шару, м

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_m}{F_{ст}}, \quad (1.44)$$

$$s = 3,6 \cdot \frac{81,5}{143,25} = 2,048.$$

Визначається парціальний тиск трьохатомних газів, МПа

$$p_n = P \cdot r_n, \quad (1.45)$$

де  $P$  – тиск в топковій камері котлоагрегату, приймається рівним 0,1 МПа;

$$p_n = 0,1 \cdot 0,276 \cdot 0,0248 = 0,060.$$

Визначається коефіцієнт послаблення променів трьохатомними газами,  
(м·МПа)<sup>-1</sup>

$$k_r = \left( \frac{7.8 + 16 r_{H_2O}}{3.16 \cdot \sqrt{p_n s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0.37 \cdot \frac{T_m''}{1000} \right), \quad (1.46)$$

$$k_r = \left( \frac{7.8 + 160,189}{3.16 \cdot \sqrt{0,06}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0.37 \cdot \frac{1373}{1000} \right) = 6,58.$$

Визначається коефіцієнт послаблення променів сажистими частками,  
(м·МПа)<sup>-1</sup>

$$k_c = 0.3 \cdot (2 - \alpha_m) \cdot \left( 1,6 \frac{T_m''}{1000} - 0,5 \right) \cdot \frac{C^p}{H^p}, \quad (1.47)$$

$$k_c = 0.3 \cdot (2 - 1,1) \cdot \left( 1,6 \cdot \frac{1373}{1000} - 0,5 \right) \cdot 2,97 = 1,36.$$

Визначається коефіцієнт послаблення променів,  $(\text{м} \cdot \text{МПа})^{-1}$

$$k = k_r \cdot r_{\text{п}} + k_c, \quad (1.48)$$

де  $r_{\text{п}}$  - сумарна об'ємна частка трьохатомних газів, приймається по табл.

1.2

$$k = 6,58 \cdot 0,276 + 1,36 = 3,18.$$

Визначається питоме навантаження топкового об'єму,  $\text{кВт}/\text{м}^2$

$$q_v = B_p \cdot Q_{\text{н}}^c / V_T, \quad (1.49)$$

$$q_v = \frac{1,07 \cdot 35500}{81,5} = 466,07.$$

Визначається степінь чорноти трьохатомних газів, які не світяться

$$a_r = 1 - e^{-k_r r_{\text{п}}}, \quad (1.50)$$

$$a_r = 1 - e^{-6,58 \cdot 0,276 \cdot 0,1 \cdot 2,048} = 0,31.$$

Визначається ступінь чорноти частини факелу, яка світиться.

$$a_{CB} = 1 - e^{-(k_z r_n + k_c)ps}, \quad (1.51)$$

$$a_{CB} = 1 - e^{-(6,58 \cdot 0,276 + 1,36) \cdot 0,1 \cdot 2,048} = 0,48.$$

Визначається ступінь чорноти факелу

$$a_\phi = m \cdot a_{CB} + (1 - m) \cdot a_T, \quad (1.52)$$

де  $m$  – коефіцієнт, який характеризує долю топкового об'єму, що заповнений частиною факелу, котрий світиться. Приймається по [1] в залежності від  $q_v$ ,

$$a_\phi = 0,16 \cdot 0,45 \cdot (1 - 0,16) \cdot 0,31 = 0,0768.$$

Визначається ступінь чорноти топки

$$a_T = \frac{a_\phi}{a_\phi + (1 - a_\phi)\psi_{cp}}, \quad (1.53)$$

$$a_T = \frac{0,34}{0,34 + (1 - 0,34)0,9} = 0,36.$$

Визначається параметр  $M$  при спалюванні газу

$$M = 0,54 - 0,2 \cdot x_T, \quad (1.54)$$

де  $x_T$  – відносне положення максимуму температури. Для більшості видів

палив визначається як відношення висоти розміщення пальників  $h_r$  до загальної висоти топки для шарових топок  $H_T$ , які визначаються з креслень.

$$h_r = \frac{4,325 + 3,47}{2} = 3,8975,$$

$$H = \frac{11,24 - 9,4}{2} + 9,4 = 10,2,$$

$$x_T = \frac{h_r}{H_m} = \frac{3,8975}{10,2} = 0,38, \quad (1.55)$$

Тоді

$$M = 0,54 - 0,2 \cdot 0,38 = 0,464,$$

Визначається середня сумарна теплоємність продуктів згоряння,  $\text{кДж/м}^3$

$$V_{c_{cp}} = \frac{Q_m - I_m''}{T_a - T_m''}, \quad (1.56)$$

$$V_{c_{cp}} = \frac{35735,34 - 19588,1}{2156 - 1373} = 23,12.$$

Визначається дійсна температура на виході з топки,  $^{\circ}\text{C}$

$$v_T'' = \frac{T_a}{M \left( \frac{5,67 \cdot \psi_{cp} \cdot F_{cm} \cdot a_m \cdot T_a^3}{10^{11} \cdot \varphi \cdot B_p \cdot V_{c_{cp}}} \right)^{0,6} + 1} - 273, \quad (1.57)$$

$$v''_T = \frac{2156}{0,464 \left( \frac{5,67 \cdot 0,9 \cdot 143,25 \cdot 0,36 \cdot 2156^3}{10^{11} \cdot 0,99 \cdot 1,07 \cdot 23,12} \right)^{0,6} + 1} - 273 = 1135.$$

Через те що дійсна розрахункова температура на виході з топки не відрізняється від попередньо прийнятої вище ніж на плюс (мінус) 100 °С, то розрахунок вважається закінченим.

Визначається ентальпія продуктів згоряння на виході з топки по табл. 1.4 в залежності від дійсної температури на виході з топки методом інтерполяції

$$I_T'' = \frac{21601,82 - 17658,79}{1200 - 1000} \cdot (1135 - 1100) + 17658,79 = 20276,00.$$

Визначається загальне тепло сприйняття в топці, кДж/м<sup>3</sup>

$$Q_T^l = \varphi \cdot (Q_m - I_m''), \quad (1.58)$$

$$Q_T^l = 0,99 \cdot (35735,34 - 20276,00) = 15304,75.$$

Розрахунку теплообміну в топці зведений в табл. 1.6

#### 1.2.4 Тепловий перевірочний розрахунок фестону

##### 1.2.4.1 Конструктивні характеристики фестону

До конструктивних характеристик фестону відносяться:

- зовнішній діаметр труб  $d_n$  – 0,06м,
- кількість рядів  $z$  – 4 шт.,
- кількість труб в ряду  $n$  – 4шт.,

- довжина труби в ряду  $l_{\phi}$  - 9,60 м ,
- поверхня нагріву ряду  $F_{\phi}^i$ , яка визначається за формулою

$$F_{\phi_i} = \pi d_n l_i n_i, \quad (1.59)$$

- сумарна поверхня нагріву  $F_{к.п.}$  - м<sup>2</sup>,
- повздовжній  $s_1$  та поперечний  $s_2$  кроки – м.

За кресленнями визначається  $s_1=0,255$ м,  $s_2=0,200$ м.

Розташування труб шахове,  $d_n=0,06$  м

Конструктивні характеристики фестону вказані в табл. 1.7.

Переріз для проходу газів визначається як осереднений переріз, що складається з прохідних перерізів окремих рядів фестону. Переріз для проходу газів одного ряду фестону визначається, якщо з площі отвору для проходу газів по обмурівці відняти площу, зайняту трубами фестону, тобто, м<sup>2</sup>

$$\Omega_{\phi_i} = a_1 b_{cb} - d_n n_i l_{\phi_i}, \quad (1.60)$$

де  $a_1$  - визначається по рис. 1.2,

$b_{cb}$  - визначається за формулою.

$$b_{cb} = b + 2l, \quad (1.61)$$

$$b_{cb} = 4.16 + 2 \cdot 0.06 = 4.288$$

Тоді  $\Omega_{\phi_1} = 2.24 \cdot 4.288 - 0.06 \cdot 16 \cdot 2.25 = 7.45,$

$$\Omega_{\phi_2} = 2.24 \cdot 4.288 - 0.06 \cdot 16 \cdot 2.35 = 7.35,$$

$$\Omega_{\phi_3} = 2.24 \cdot 4.288 - 0.06 \cdot 16 \cdot 2.45 = 7.25,$$

$$\Omega_{\phi_4} = 2.24 \cdot 4.288 - 0.06 \cdot 16 \cdot 2.55 = 7.16.$$

Таблиця 1.7 - Конструктивні характеристики фестону

Ряд	Кількість труб	Довжина труби, м	Поверхня нагріву ряду, м <sup>2</sup>	Сумарна поверхня нагріву, м <sup>2</sup>
1	16	$l_1 = 2 + 0,25 = 2,25$	$F_{\phi}^i = 3,14 \cdot 0,06 \cdot 2,25 \cdot 16 = 6,78$	$F_{к.п.} = \sum F_{\phi_i} = 29$
2		$l_2 = 2,1 + 0,25 = 2,35$	$F_{\phi}^i = 3,14 \cdot 0,06 \cdot 2,35 \cdot 16 = 7,08$	
3		$l_3 = 2,2 + 0,25 = 2,45$	$F_{\phi}^i = 3,14 \cdot 0,06 \cdot 2,45 \cdot 16 = 7,39$	
4		$l_4 = 2,3 + 0,25 = 2,55$	$F_{\phi}^i = 3,14 \cdot 0,06 \cdot 2,55 \cdot 16 = 7,69$	

Визначається осереднений переріз для проходу газів, м<sup>2</sup>

$$\Omega_{к.п.} = \frac{F_{к.п.}}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{F_{\phi_i}}{\Omega_{\phi_i}}}, \quad (1.62)$$

$$\Omega_{к.п.} = \frac{29}{\frac{6.78}{7.45} + \frac{7.08}{7.35} + \frac{7.39}{7.25} + \frac{7.69}{7.16}} = 7.31.$$

Визначається ефективна товщина випромінюючого шару, м

$$\text{при } 7 < \frac{S_1 + S_2}{d} \leq 1.3, \quad S_{ef} = \left( 2,82 \frac{S_1 + S_2}{d} - 10.6 \right) d, \quad (1.63)$$

$$7 < \frac{0.255 + 0.20}{0.06} \leq 1.3, \quad S_{ef} = \left( 2,82 \frac{0.255 + 0.20}{0.06} - 10.6 \right) \cdot 0.06 = 0.647.$$

### 1.2.4 Розрахунок теплообміну в фестоні

Визначаються відносний повздовжній і поперечний кроки за формулами

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{d_n}, \quad (1.64)$$

$$\sigma_1 = \frac{0,255}{0,06} = 4.25 .$$

$$\sigma_2 = \frac{S_2}{d_n}, \quad (1.65)$$

$$\sigma_2 = \frac{0,20}{0,06} = 3.33 .$$

Визначається живий переріз для проходження газів, м<sup>2</sup>

$$f_{\phi} = \Omega_{к.п.} = 7,31 .$$

Температура димових газів на вході до фестону приймається рівною температурі димових газів на виході з топки, °С

$$v'_{\phi} = v''_{\tau} = 1135 .$$

а ентальпія димових газів на вході до фестону прирівнюється до ентальпії продуктів згоряння на виході з топки

$$I'_{\phi} = I''_{\tau} = 20276,00 .$$



Попередньо приймається значення температури продуктів згоряння на виході з фєстону,  $^{\circ}\text{C}$

$$v''_{\phi} = 1035.$$

Визначається ентальпія продуктів згоряння на виході з фєстону по табл. 1.4 в залежності від  $v''_{\phi}$

$$I''_{\phi} = 18314,50$$

Визначається теплота, яка віддається продуктами згоряння в фєстоні,  $\text{кДж/м}^3$

$$Q_{\phi}^{\circ} = \varphi(I'_{\phi} - I''_{\phi}), \quad (1.66)$$

$$Q_{\phi}^{\circ} = 0,99 \cdot (20276,00 - 18314,5) = 1941,89.$$

Визначається середня температура потоку продуктів згоряння в фєстоні,  $^{\circ}\text{C}$

$$g_{cp} = \frac{g'_{\phi} + g''_{\phi}}{2}, \quad (1.67)$$

$$g_{cp} = 0,5 \cdot (1135 + 1035) = 1124.$$

Визначається температурний напір,  $^{\circ}\text{C}$

$$\Delta t = g_{cp} - t_{cp}, \quad (1.68)$$

де  $t_{cp}$  – температура,  $^{\circ}\text{C}$ , яка визначається за формулою

$$t_{cp} = 0,5 \cdot (t'_B + t''_B), \quad (1.69)$$

$$t_{cp} = 0,5 \cdot (70 + 150) = 110.$$

$$\text{Тоді } \Delta t = 1124 - 110 = 1014.$$

Розраховується середня швидкість продуктів згоряння в фестоні, м/с

$$w_{z.cp.} = B_p V_z \left( \frac{g_{cp} + 273}{f_\phi \cdot 273} \right), \quad (1.70)$$

де  $V_z$  – об'єм димових газів в фестоні, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>. Вибирається з табл. 1.4;

$$w_{z.cp.} = 1,07 \cdot 11,3 \cdot \frac{1124 + 273}{7,6 \cdot 273} = 8,46.$$

Визначається коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від продуктів згоряння до поверхні нагріву, Вт/(м<sup>2</sup>·°К)

$$\alpha_k = \alpha_n \cdot c_z \cdot c_s \cdot c_\phi, \quad (1.71)$$

де  $\alpha_n$  - коефіцієнт тепловіддачі, який визначається при поперечному обмиванні шахових пучків по [1], Вт/(м<sup>2</sup>·°К);

$c_z$ ,  $c_s$ ,  $c_\phi$  - відповідно поправки на число рядів труб по ходу продуктів згоряння, на компоновку пучка, на вплив зміни фізичних параметрів потоку. Визначаються там же.

$$\alpha_k = 64 \cdot 0,9 \cdot 0,95 \cdot 1,02 = 55,81.$$

Визначається сумарна поглинальна здібність трьохатомними газами, м·МПа

$$pr_n S = p \cdot r_n \cdot S_{ef}, \quad (1.72)$$

де  $p$  - тиск в газоході, приймається рівним 0,1 МПа;

$r_n$  - сумарна об'ємна частка. Визначається для даного газоходу по табл. 1.3;

$$pr_n S = 0,1 \cdot 0,277 \cdot 0,255 = 0,007.$$

Визначається добуток

$$kps = k_r \cdot r_n \cdot p \cdot S_{ef}, \quad (1.73)$$

де  $k_r$  – коефіцієнт послаблення променів трьохатомними газами, (м·МПа). Визначається по [1],

$$kps = 3,26 \cdot 0,1 \cdot 0,647 = 0,22.$$

Визначається степеь чорноти газового потоку по формулі

$$a = 1 - e^{-kps}, \quad (1.74)$$

$$a = 1 - e^{-0.19} = 0.17.$$

Для визначення  $\alpha_n$  визначається температура забрудненої стінки,  $^{\circ}\text{C}$

$$t_{z.c} = t_{cp} + \frac{Q_{\phi}^{\delta} \cdot B_p \cdot 10^3}{F_{\phi}} \cdot \varepsilon, \quad (1.75)$$

де  $F_\phi$  - сумарна поверхня нагріву, м<sup>2</sup>

$\varepsilon$  - коефіцієнт забруднення, приймається по [2], (м<sup>2</sup>·°К)/кВт

$$t_{з.с} = 110 + \frac{2066,25 \cdot 10^3 \cdot 1,19}{29} \cdot 0,29 = 280.$$

Визначається коефіцієнт тепловіддачі, який враховує передачу теплоти випромінюванням в конвективній поверхні нагріву, Вт/(м<sup>2</sup>·°К)

$$\alpha_{л} = \alpha_{н} \cdot a \cdot C_{г}, \quad (1.76)$$

де  $\alpha_{н}$  – коефіцієнт тепловіддачі, який визначається по [1], Вт/(м<sup>2</sup>·°К) ;

$C_{г}$  – коефіцієнт, який визначається по тій ж номограмі

$$\alpha_{л} = 225 \cdot 0,19 \cdot 0,99 = 42,32.$$

Визначається сумарний коефіцієнт тепловіддачі від продуктів згоряння до поверхні нагріву, Вт/(м<sup>2</sup>·°К)

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_{к} + \alpha_{л}), \quad (1.77)$$

де  $\xi$  - коефіцієнт використання, який враховує зменшення тепло сприйняття поверхні нагріву внаслідок нерівномірного обмивання її продуктами згоряння, часткового протікання продуктів згоряння поза неї і утворення застійних зон. Приймається рівним 1 для пучків, які поперечно обмиваються;

$$\alpha_1 = 0,95 \cdot (66,14 + 42,32) = 103,04.$$

Визначається коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м<sup>2</sup>·°К)

$$k = \Psi \cdot \alpha_1, \quad (1.78)$$

де  $\Psi$  – коефіцієнт теплової ефективності. Визначається з [2]

$$k = 0,8 \cdot 103,04 = 82,43.$$

Визначається кількість теплоти, що сприймається поверхнею нагріву на 1 м<sup>3</sup> палива, кДж/м<sup>3</sup>

$$Q_\phi^m = \frac{k \cdot \Delta t \cdot F_\phi}{B_p}, \quad (1.79)$$

$$Q_\phi^m = \frac{82,43 \cdot 29 \cdot 1000}{1,19 \cdot 10^3} = 2008,80$$

Визначається нев'язка розрахунку, %

$$\Delta Q = \frac{Q_\phi^{\bar{o}} - Q_\phi^m}{Q_\phi^{\bar{o}}} \cdot 100, \quad (1.80)$$

$$\Delta Q = \frac{2056,25 \cdot 2008,80}{2066,25} \cdot 100 = 2,77$$

Через те що нев'язка не перевищує  $\pm 5\%$ , розрахунок вважається закінченим.

### 1.2.5 Розрахунок теплообміну в поворотній камері

Температура димових газів на вході до поворотної камери приймається рівною температурі димових газів на виході з фєстону,

$$v'_{п.к.} = v''_{ф} = 1035.$$

а ентальпія димових газів на вході до поворотної камери прирівнюється до ентальпії продуктів згоряння на виході з фєстону

$$I'_{п.к.} = I_{ф}'' = 18314,50.$$

Попередньо приймається значення температури продуктів згоряння на виході з поворотної камери

$$v''_{п.к.} = 914.$$

Визначається ентальпія продуктів згоряння на виході з поворотної камери по табл. 1,4 в залежності від  $v''_{п.к.}$

$$I''_{ф} = 16933,51.$$

Визначається теплота, яка віддається продуктами згоряння в поворотній камері, кДж/м<sup>3</sup>

$$Q_{п.к.}^{\circ} = \varphi(I'_{п.к.} - I''_{п.к.} + \Delta\alpha_{пк} \cdot I_{х.в.}^0), \quad (1.81)$$

де  $\Delta\alpha_{п.к.}$  – присос повітря в поворотну камеру; визначається з [1],

$$Q_{п.к.}^{\circ} = 0,99 \cdot (18314,5 - 16933,51 + 0,08 \cdot 375,31) = 1396,90.$$

Визначається середня температура потоку продуктів згоряння в поворотній камері за формулою (1.71)

$$g_{cp} = 0,5 \cdot (1075 + 914) = 974,5.$$

Середній температурний напір визначається за формулою (1.69)

$$\Delta t = \frac{885 - 884}{\ln \frac{885}{884}} = 864.$$

Визначається сумарна поглинальна здібність трьохатомними газами, за формулою (1.72)

$$pr_n S = 0,1 \cdot 0,263 \cdot 0,655 = 0,017.$$

Визначається об'єм поворотної камери, м<sup>3</sup>

$$V = a \cdot b \cdot h, \tag{1.82}$$

де a, b, h – відповідно довжина, ширина і висота поворотної камери, м.

Визначаються по кресленням.

$$V = 11,92$$

Визначається ефективна товщина випромінюючого шару, м

$$S = 3,6 \cdot \frac{V}{F}, \tag{1.83}$$

де  $F$  – площа поворотної камери,  $\text{м}^2$ , вибирається з технічних характеристик котла.

$$S = 3,6 \cdot \frac{20,69}{47,06} = 1,583.$$

Сумарна оптична товщина визначається за формулою

$$k_{ps} = 8,38 \cdot 0,263 \cdot 0,1 \cdot 1,583 = 0,35.$$

Визначається степе́нь чорноти газового потоку по формулі

$$a = 1 - e^{-0,35} = 0,29.$$

Для визначення  $\alpha_n$  визначається температура забрудненої стінки,  $^{\circ}\text{C}$ , за формулою (1.75)

$$t_{s,c} = 110 + \frac{2066,25 \cdot 10^3 \cdot 1,19}{29} \cdot 0,29 = 280.$$

Визначається коефіцієнт тепловіддачі, який враховує передачу теплоти випромінюванням в поворотній камері за формулою (1.76)

$$\alpha_{\text{д}} = 1480,29 \cdot 0,99 = 42,49.$$

Визначається сумарний коефіцієнт тепловіддачі від продуктів згоряння до поверхні нагріву,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{K})$

$$\alpha_1 = \alpha_{\text{д}} = 42,49.$$



Визначається коефіцієнт теплопередачі за формулою

$$k = 8,41 \cdot 0,263 = 2,21.$$

Визначається кількість теплоти, що сприймається поверхнею нагріву на 1 м<sup>3</sup> палива за формулою

$$Q_{nk}^m = \frac{36,12 \cdot 47,06 \cdot 1000}{1,07 \cdot 10^3} = 1372,55$$

Визначається нев'язка розрахунку, %

$$\Delta Q = \frac{1396,90 - 1372,55}{1396,90} \cdot 100 = 1,74$$

Через те що нев'язка не перевищує  $\pm 5$  %, розрахунок вважається закінченим.

### 1.2.6 Розрахунок теплообміну в конвективній поверхні нагріву

Визначаються конструктивні характеристики конвективного газоходу з креслення котлоагрегату.

Площа поверхні нагріву, м<sup>2</sup>

$$F = 668.$$

Діаметр труб конвективних пучків, мм

$$d_H = 28.$$

Визначаються поперечний крок труб, мм

$$S_1 = 64.$$

повздовжній крок, мм

$$S_2 = 40.$$

Кількість труб по ходу продуктів згоряння, шт

$$z = 32.$$

На підставі конструктивних даних підраховується відносний поперечний крок, за формулою

$$\sigma_1 = 2,29.$$

відносний повздовжній крок, за формулою

$$\sigma_2 = 1,43.$$

Визначається площа живого перетину, м<sup>2</sup>

$$f = A \cdot B - z \cdot d_H \cdot l,$$

$$f = 5,59.$$

Температура димових газів на вході до конвективного пучка приймається рівною температурі димових газів на виході з поворотної камери,  $^{\circ}\text{C}$

$$v'_{\text{кп}} = v''_{\text{п.к}} = 91.$$

а ентальпія димових газів на вході до пучка прирівнюється до ентальпії продуктів згоряння на виході з поворотної камери

$$I'_{\text{кп}} = I''_{\text{п.к}} = 16933,51.$$

Попередньо приймається значення температури продуктів згоряння на виході з конвективного пучка,  $^{\circ}\text{C}$

$$v''_{\text{кп}} = v_{\text{yx}} = 162.$$

Визначається ентальпія продуктів згоряння на виході з конвективного пучка по табл. 1,6 в залежності від  $v''_{\text{кп}}$

$$I''_{\text{кп}} = I_{\text{yx}} = 2847,01$$

Визначається теплота, яка віддається продуктами згоряння в конвективному пучці, за формулою (1.66)

$$Q_{\text{кп}}^{\delta} = 0,99 \cdot (16933,51 - 2847,01 + 0,08 \cdot 375,31) = 13975,36.$$

Визначається середня температура потоку продуктів згоряння в конвективному пучку, за формулою (1.39)

$$v_{\text{cp}} = 0,5 \cdot (91 + 162) = 538.$$

Підраховується середня швидкість продуктів згорання в поверхні нагріву, м/с, за формулою (1.70)

$$w_{z.cp.} = 1,07 \cdot 12,17 \left( \frac{538 + 273}{5,59 \cdot 273} \right) = 6,92$$

Визначається коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від продуктів згорання до поверхні нагріву, за формулою (1.71)

$$\alpha_k = 79 \cdot 1 \cdot 0,99 \cdot 1,03 = 80,56$$

Товщина випромінюючого шару для гладкотрубних пучків, м

$$S = 0,9 \cdot d_n \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{d_n^2} - 1 \right),$$

$$S = 0,9 \cdot 0,028 \cdot \left( \frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,064 \cdot 0,040}{0,028^2} - 1 \right) = 0,08.$$

Визначається сумарна поглинальна здібність трьохатомними газами, за формулою (1.72)

$$pr_n S = 0,1 \cdot 0,263 \cdot 0,655 = 0,017.$$

Сумарна оптична товщина

$$kps = 0,1 \cdot 13,19 \cdot 0,08 = 0,11.$$

Визначається ступень чорноти газового потоку

$$a = 1 - e^{-0,899} = 0,1$$

Для визначення  $\alpha_n$  визначається температура забрудненої стінки,  $^{\circ}\text{C}$

$$t_{z,c} = 135$$

Визначається коефіцієнт тепловіддачі, який враховує передачу теплоти випромінюванням в конвективній поверхні нагріву

$$\alpha_n = 51 \cdot 0,1 \cdot 0,98 = 5,00$$

Визначається сумарний коефіцієнт тепловіддачі від продуктів згоряння до поверхні нагріву

$$\alpha_1 = 1 \cdot (80,56 + 5) = 85,56$$

Визначається коефіцієнт теплопередачі

$$k = 0,85 \cdot 85,56 = 72,73$$

Визначається температурний напір,  $^{\circ}\text{C}$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (1.86)$$

де  $\Delta t_{\delta}, \Delta t_{\text{м}}$  – найбільша та найменша різниці температур між продуктами згоряння і водою,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$$\Delta t_{\delta} = v'_{\text{кп}} - t'', \quad (1.87)$$

$$\Delta t_6 = 914 - 150 = 764.$$

$$\Delta t_M = v''_{\text{кп}} - t',$$

$$\Delta t_M = 162 - 70 = 92.$$

$$\Delta t = \frac{764 - 92}{\ln \frac{764}{92}} = 317.$$

Визначається кількість теплоти, що сприймається поверхнею нагріву на 1 м<sup>3</sup> палива

$$Q_{\text{к.п.}}^m = \frac{72,73 \cdot 317}{1,07 \cdot 1000} = 14393,47.$$

### 1.2.7 Розрахунок нев'язки теплового балансу котла

Розраховується нев'язка теплового балансу котла, кДж/кг

$$\Delta Q = Q_p^p \cdot \eta_k - (Q_m^a + Q_\phi^b + Q_{\text{н.к}}^b + Q_{\text{к.п.}}^b),$$

де  $Q_m^a, Q_\phi^b, Q_{\text{н.к}}^b, Q_{\text{к.п.}}^b$  – кількості теплоти, які сприймаються поверхнями – топкою, фестоном, поворотною камерою, конвективними пучками, кДж

$$\Delta Q = \frac{13975,96 - 14393,47}{13975,36} \cdot 100 = -3.$$

$$A = \frac{\Delta Q}{Q_p^p} \cdot 100\% ,$$

$$A = \frac{-3}{35,5} \cdot 100 = 8,45.$$

Через те, що нев'язка не перевищує  $\pm 10\%$ , розрахунок вважається закінченим. Результати розрахунків котлоагрегату заносяться до табл. 1.9.

Таблиця 1.9 – Зведена таблиця розрахунку водогрійного котла ПТВМ-30

Найменування	Позначення	Одиниця вимірювання	Розрахункове значення
Тепловий баланс			
Теплота палива, яка є в наявності	$Q_p^p$	кДж/м <sup>3</sup>	35500
Температура відхідних газів	$V_{відх}$	°С	162
Втрата теплоти з відхідними газами	$q_2$	%	6,72
ККД котла	$\eta_{бр}$	%	91,83
Корисна теплова потужність	$Q_{ек}$	МВт	34920
Витрата води через котел	$G_e$	кг/с	103,2
Витрата палива	$B$	м <sup>3</sup> /с	1,07
Розрахункова витрата палива	$B_p$	м <sup>3</sup> /с	1,07
Топка			
Корисне теплосприйняття топки	$Q_m^m$	кДж/м <sup>3</sup>	35735,34
Температура газів на виході	$v_m$	°С	1135
Ентальпія газів на виході	$I_m^m$	кДж/м <sup>3</sup>	20276,00
Теплота, яка сприймається в топці			
Конвективний пучок			
Температура газів:	$Q_m^l$	кДж/м <sup>3</sup>	15304,75
на вході			914
на виході	$v'_{кп}$	°С	162
Ентальпія газів:	$v''_{кп}$	°С	
на вході			16933,51
на виході	$I'_{кп}$	кДж/м <sup>3</sup>	2847,01
Теплове сприйняття поверхні нагріву	$I''_{кп}$	кДж/м <sup>3</sup>	13975,36
Кількість теплоти, яка сприймається	$Q^{\sigma}_{кп}$	кДж/м <sup>3</sup>	
поверхнею нагріву теплопередачею	$Q^m_{кп}$	кДж/м <sup>3</sup>	14939,47

## 2. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОГО УТИЛІЗАТОРА

### 2.1 Опис конструкції та роботи контактної теплообмінника з активною насадкою (КТАНу)

Контактний теплообмінник з активною насадкою (КТАН) є апаратом рекуперативно - змішувального типу. Він призначений для утилізації теплоти димових газів. КТАНи мають наступні переваги :

- велику інтенсивність процесів тепло- та масообміну газів і циркуляційної води;
- компактність;
- простоту конструкції й експлуатації;
- невелику металоємкість.

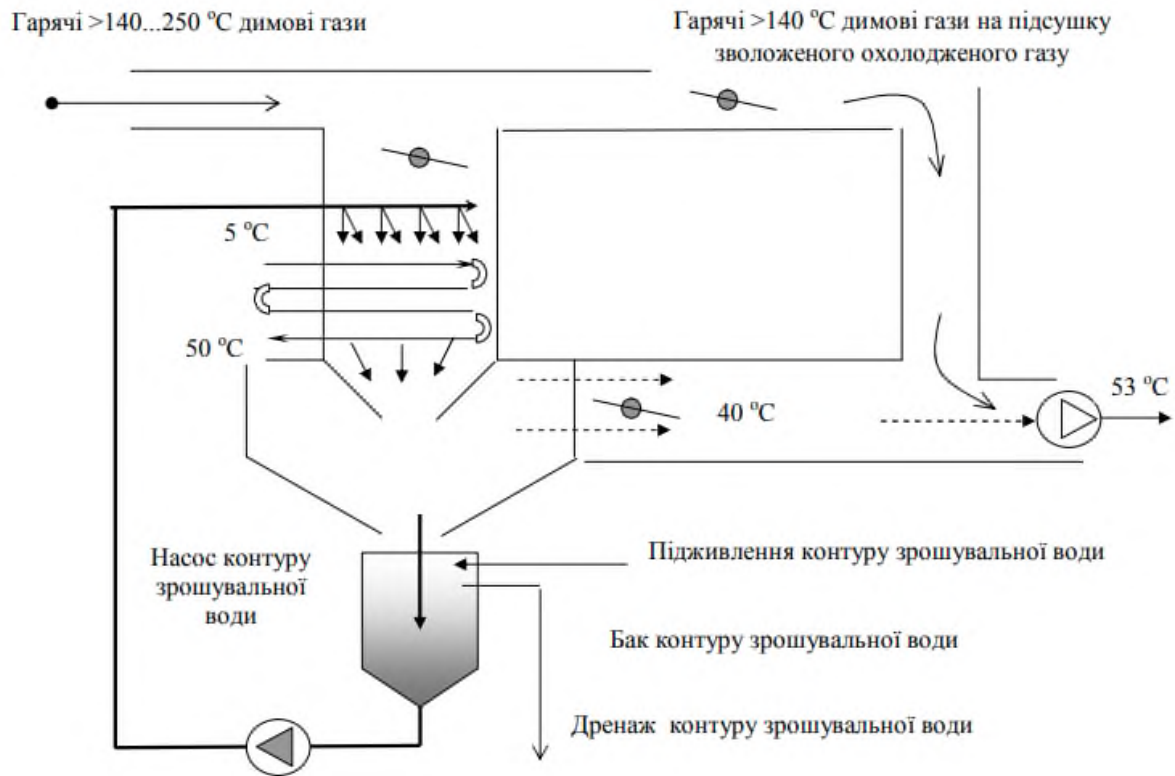
Схема контактної теплообмінника з активною насадкою приведена на рисунку 2.1 .

КТАН складається з корпусу, виготовленого з листової сталі, зрошувальної камери, активної насадки, виконаної у вигляді пучка труб із циркулюючим в ньому теплоносієм, та сепараційного устрою.

В КТАНі відбувається рух двох незалежних один від одного потоків води: чистої води, яка гріється через поверхню активної насадки, і води, яка нагрівається в результаті безпосереднього контакту з відхідними димовими газами .Чистий потік протікає всередині трубок і відокремлений стінками трубок від забрудненої зрошувальної води [8].

Через систему зрошування розпилюється зрошувальна вода. В результаті безпосереднього контакту з відхідними димовими газами, які проходять через зрошувальну камеру, вода нагрівається. Потік зрошувальної води використовується для інтенсифікації передачі теплоти від димових газів чистому потоку води, який протікає всередині трубок активної насадки.





1 - система зрошування; 2 - слой насадок- 3 - сепаратор; 4- заслонка; 5 - бак орошающей воды; 6 - насос; 7 - регулятор уровня; 8 – насос, 9 - фильтр; 10, П - входной и выходной патрубки дымовых газов; 12, 13 - вход и выход нагреваемой воды; 14 - трубопровод системы орошения, 15-

Рисунок 2.1 – Принципова схема тепло утилізатора з активною насадкою (КТАН).

Пучок трубок виконує функцію насадки, яка призначається для створення розвиненої поверхні контакту зрошувальної води і димових газів. Одночасно така поверхня, всередині якої циркулює вода, приймає участь в теплообміні і в цьому відношенні є активною на відміну від традиційних насадок (наприклад, з кілець Рашига).

Зовнішня поверхня активної насадки в КТАНі обмивається димовими газами і зрошується водою, що інтенсифікує теплообмін в насадці [8].

Вихідними даними для розрахунку є:

1) теоретично необхідний об'єм повітря –  $V_n^o = 9,91 \text{ м}^3/\text{м}^3$ ;

2) теоретичні об'єми продуктів згорання:

а) трьохатомних газів  $V_{\text{RO}_2} = 0,99 \text{ м}^3/\text{м}^3$ ;

б) азоту  $V_{\text{N}_2}^o = 7,46 \text{ м}^3/\text{м}^3$ ;

в) водяних парів  $V_{\text{H}_2\text{O}}^o = 2,16 \text{ м}^3/\text{м}^3$ ;

г) щільність сухого палива  $\rho_m^c = 0,770 \text{ кг}/\text{м}^3$ .

3) вологовміст сухого палива, який йде на підігрів, при відсутності даних:

а) приймається –  $d_{\text{п}} = 0,01 \text{ кг}/\text{кг с. п.}$ ;

б) нижча теплота згорання палива  $Q_n^c = 35500 \text{ кДж}/\text{м}^3$ .

4) характеристика котлоагрегату:

а) тип котла – ПТВМ-30М;

б) теплопродуктивність –  $Q_{\text{вк}}^I = 34,92 \text{ МВт} = 30 \frac{\text{Гкал}}{\text{год}}$ ;

в) температура димових газів за котлом –  $t_2^I = 162 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

г) коефіцієнт надлишку повітря за котлом –  $\alpha_{\text{вдох}} = 1,23$ ;

д) витрата природного газу –  $B_p = 1,07 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$ .

Ці дані приймаються на основі теплового перевірного розрахунку котлоагрегату.

### 2.3 Розрахунок витрати палива в котельній при роботі котла з КТАНОм

Витрата гарячої води, яка нагрівається в КТАНі, наведена в табл. 2.1

Теплопродуктивність котла після підключення КТАНу  $Q_{\text{ек}}$ , МВт, розрахована за формулою

$$Q_{\text{ек}} = Q_{\text{ек}}^I - Q_1 - Q_2 - Q_3, \quad (2.1)$$

де  $Q_1, Q_2, Q_3$  – відповідно кількості теплоти, які витрачаються на нагрівання зворотної мережаної, хімводоочищеної і сирії води, МВт.

Кількість теплоти, яка витрачається на нагрівання води в КТАНі,  $Q$ , МВт, розрахована за формулою

$$Q = G \cdot C \cdot (t'' - t'), \quad (2.2)$$

де  $G$  - витрата води, кг/с (з табл. 1.6);

$C$  - масова теплоємність води, кДж/(кг К). В розрахунках прийнята

$$C = 4.19.$$

$t', t''$  - відповідно температури води на вході і на виході з КТАНу, К.

Кількості теплоти, які витрачаються на нагрівання зворотної мережаної, хімводочищеної і сирії води, розраховано за формулою (2.2)

$$Q_1 = 7,92 \cdot 4,19 \cdot (55 - 5) = 1660 = 1,16.$$

$$Q_2 = 5,01 \cdot 4,19 \cdot (50 - 20) = 629,76 = 0,63.$$

$$Q_3 = 5,41 \cdot 4,19 \cdot (20 - 5) = 340 = 0,34.$$

Таблиця 2.1 – Витрата гарячої води, яка нагрівається в КТАНі

Найменування споживача	Витрата води, кг/с	Температура води, °C		Кількість одержаної споживачем теплоти, МВт
		на вході в КТАН	на виході з КТАНу	
1 Зворотна мережана вода	7,92	20	50	0,65
2 Хімічищена вода	5,01	20	50	0,19
3 Сира вода:				
взимку	5,41	5	20	0,12
влітку	5,41	15	20	0,04

Теплопродуктивність котла після підключення КТАНу визначена по формулі (22)

$$Q_{\text{вк}} = 9,66 - (0,65 + 0,19 + 0,12) = 8,7.$$

Витрата палива на котел із КТАНом  $B$ , м<sup>3</sup>/с, розрахована за формулою

$$B' = B_p \cdot \frac{Q_{\text{кот}}}{Q'_{\text{кот}}}, \quad (2.3)$$

$$B' = 1,07 \cdot \frac{32,29}{34,92} = 0,99 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

Економія палива при використанні КТАНу  $\Delta B$ , м<sup>3</sup>/с, розрахована за формулою

$$\Delta B = B_p - B', \quad (2.4)$$

$$\Delta B = 1,07 - 0,99 = 0,08 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 288 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

2.4 Розрахунок складу і параметрів димових газів (при нормальних умовах)

Об'єм димових газів  $V_\Gamma$ , м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>, розраховано за формулою

$$V_\Gamma = (\alpha_{\text{відх}} - 1)V_n^o + V_{H_2O} + V_{N_2}^o, \quad (2.5)$$

$$V_\Gamma = (1,23 - 1) \cdot 9,43 + 2,16 + 0,99 + 7,46 = 12,78.$$

Об'єм водяних парів  $V_{H_2O}$ , м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>, розраховано за формулою

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^o + 0,0161 (\alpha_{\text{відх}} - 1) V_n^o, \quad (2.6)$$

$$V_{H_2O} = 2,13 + 0,0161 \cdot (1,23 - 1) \cdot 9,43 = 2,16.$$

Масова витрата сухих димових газів  $G_\Sigma^c$ , кг/м<sup>3</sup>, розрахована за формулою

$$G_\Sigma^c = \rho_{RO_2} \cdot V_{RO_2} + \rho_{N_2} \cdot V_{N_2} + \rho_0 \cdot V_n^0 \cdot (\alpha - 1), \quad (2.7)$$

де  $\rho_{RO_2} = 1,96$  кг/м<sup>3</sup> – щільність трьохатомних газів;

$\rho_{N_2} = 1,25$  кг/м<sup>3</sup> – щільність азоту;

$\rho_0 = 1,293$  кг/м<sup>3</sup> – щільність вологого повітря.

$$G_2^c = 1,96 \cdot 0,99 + 1,25 \cdot 7,46 + 1,29 \cdot 9,43 \cdot (1,23 - 1) = 14,07.$$

Масова витрата вологих димових газів  $G_2$ , кг/м<sup>3</sup>, розрахована за формулою

$$G_2 = \rho_m^c + \rho_0 \cdot \alpha \cdot V_n^0 \cdot (1 + d_g - 0,01), \quad (2.8)$$

$$G_2 = 0,722 + 1,293 \cdot 1,23 \cdot 9,43 \cdot (1 + 0,01 - 0,01) = 15,72.$$

Вологовміст димових газів на вході в КТАН  $d_{gx}$ , кг/кг, розраховано за формулою

$$d_{gx} = d^I = \frac{G_2 - G_2^c}{G_2}, \quad (2.9)$$

$$d_{gx} = \frac{15,72 - 14,07}{15,72} = 0,105.$$

## 2.5 Тепловий баланс КТАНу

Витрата вологих димових газів, які проходять через КТАН  $G_2$ , кг/с, розрахована за формулою

$$G_2 = G_2^c \cdot B \cdot (1 + d_{gx}), \quad (2.10)$$

$$G_2 = 14,07 \cdot 0,99 \cdot (1 + 0,105) = 14,07 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 19548 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

При розрахунку шари споживачів розташовані по вхідних температурах во-ди, яка нагрівається, а саме найбільш холодні шари знизу, а більш гарячі - зверху.

Температура води на виході з насадки обмежена температурою мокрого термометра димових газів. При спалюванні природного газу з коефіцієнтом надлишку повітря  $\alpha = 1,0 \div 1,5$  температура мокрого термометру димових газів складає 55 – 65 °С. Тому температура води на виході з активної насадки звичайно не перевищує 50 °С [9].

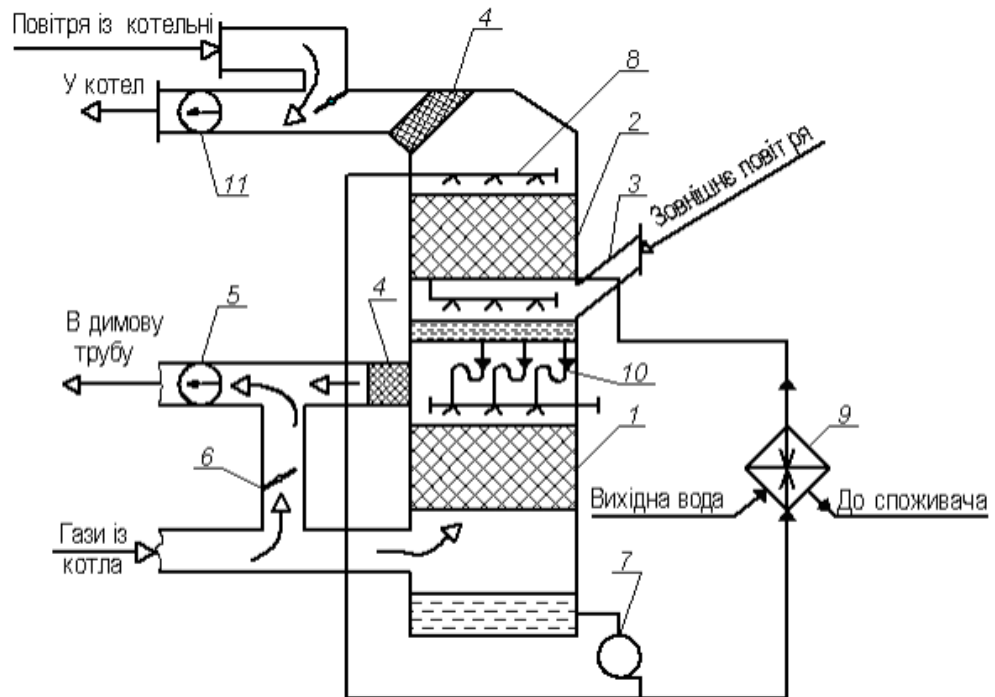
Димові гази, проходячи насадку, входять в сепараційний прилад, в якому відбувається відокремлення крапель води від димових газів. З КТАНу димові гази виходять з відносною вологістю 95 – 100 %, що не виключає можливості

Конденсації водяних парів з димових газів в газовідвідному тракті після КТАНу. Для усунення можливості конденсації вологи необхідно проводити підсушку димових газів шляхом перепуску 10 – 15 % (чи більше) димових газів повз КТАНу і подальшого змішування їх з димовими газами, охолодженими в КТАНі. Процес охолодження димових газів в КТАНі в процесі їх подальшої підсушки зображені на рис. 2.2

В результаті підсушки відбувається зменшення відносної вологості димових газів. Це дозволяє припускати де – яке охолодження димових газів в газоходах після КТАНу і в димовій трубі без небезпеки конденсації водяних парів на їх поверхнях.

Для безперебійного постачання зрошувальної води в контур системи зрошування КТАНу включається бак і насос. Зрошувальна вода збирається в нижній частині КТАНу і самотужки стікає в бак. З баку зрошувальна вода насосом подається до форсунок системи зрошення.

При організації вище згаданого процесу тепломасообміну в КТАНі якість води, яка нагрівається, не залежить від складу димових газів.



1 – контактний тепло утилізатор; 2 – контактний повітропідігрівач; 3 – патрубок для підводу зовнішнього повітря; 4 – краплеуловлювач; 5 – димосос; 6 – байпасний газохід; 7 – циркуляційний насос; 8 – водорозподільний пристрій; 9 – проміжний тепло утилізаційний теплообмінник; 10 – патрубки з гідрозатворами; 11- дуттьовий вентилятор.

Рисунок 2.2 – Схема екологічно чистої тепло утилізаційної установки контактного типу



Зниження ентальпії димових газів після першого шару  $\Delta I_1, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \left( \frac{\text{ккал}}{\text{кг}} \right)$ , розраховано за формулою

$$\Delta I_1 = \frac{Q_1}{B \cdot G_2^c}, \quad (2.11)$$

$$\Delta I_1 = \frac{1660}{0,99 \cdot 14,07} = 119,2 = 28,5.$$

З [5],  $t' = 180^\circ \text{C}$  знайдена температура димових газів на виході з першого шару активної насадки,  $^\circ \text{C}$

$$t_{21}'' = 60.$$

Зниження ентальпій димових газів в другому шарі  $\Delta I_2, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ , розраховано за формулою

$$\Delta I_2 = \Delta I_1 + \frac{Q_2}{B \cdot G_2^c}, \quad (2.12)$$

$$\Delta I_2 = 119,2 + \frac{630}{0,99 \cdot 14,07} = 164,4 = 39,4.$$

З тієї ж номограми знайдена температура димових газів на виході з другого шару,  $^\circ \text{C}$

$$t_{22}'' = 57,5.$$

Спад ентальпії димових газів у третьому шарі  $\Delta I_3, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ , розраховано за формулою

$$\Delta I_3 = \Delta I_2 + \frac{Q_3}{B \cdot G_2^c}, \quad (2.13)$$

$$\Delta I_3 = 164,4 + \frac{340}{0,99 \cdot 14,07} = 189 = 45,06.$$

З тієї ж номограми знайдена температура димових газів на виході з третього шару, °C

$$t_{23}^{\text{II}} = 56.$$

При цьому вологовміст димових газів на виході з КТАНу, кг/кг

$$d_{\text{вих}} = 0,1.$$

Кількість води, яка сконденсувалася  $G_{\kappa}$ , кг/год, розрахована за формулою

$$G_{\kappa} = G_2^c \cdot B \cdot (d_{\text{вх}} - d_{\text{вих}}), \quad (2.14)$$

$$G_{\kappa} = 14,07 \cdot 0,99 \cdot (0,105 - 0,1) = 0,25 = 0,0696.$$

Схема теплового балансу КТАНу показана на рис. 2.3

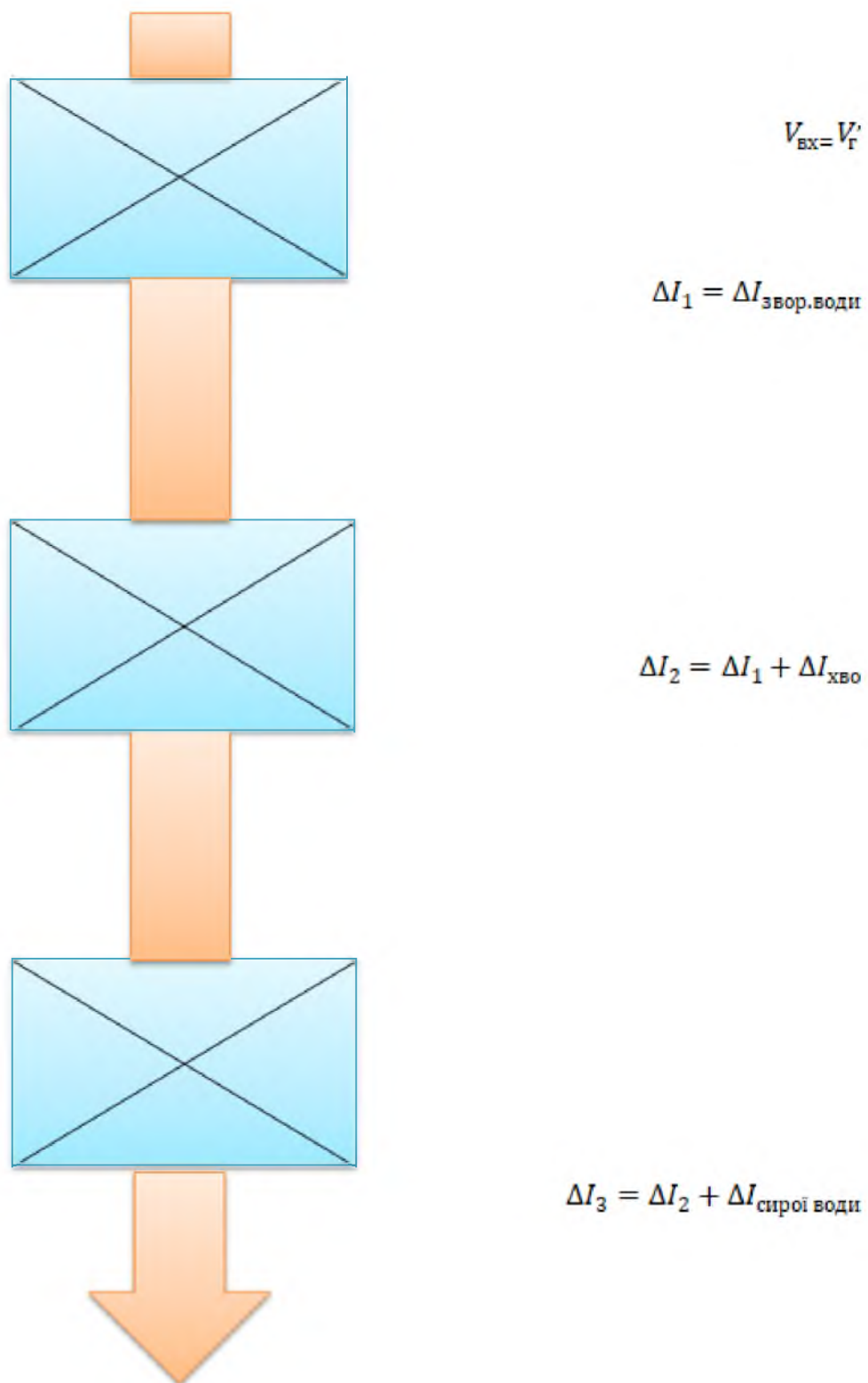


Рисунок 2.3 - Схема теплового балансу КТАНу.

## 2.6 Розрахунок поверхні активної насадки

Розрахунок середньологарифмічної різниці температур проведений для кожного шару насадки. Графіки зміни температур теплоносіїв у КТАНі зображені на рисунку .

Середні температурні напори у шарах  $\Delta t$ , °C, розраховано за формулою

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (2.15)$$

де  $\Delta t_{\delta}$  – найбільша різниця температур між теплоносійми, °C;

$\Delta t_{\text{м}}$  – найменша різниця температур між теплоносійми, °C;

в першому шарі	в другому шарі
$\Delta t_1 = \frac{(162 - 55) - (60 - 20)}{\ln \frac{162 - 55}{60 - 20}} = 78;$	$\Delta t_2 = \frac{(57,5 - 20) - (60 - 50)}{\ln \frac{57,5 - 20}{60 - 50}} = 21;$

в третьому шарі

$$\Delta t_3 = \frac{(57 - 5) - (56 - 20)}{\ln \frac{57 - 5}{56 - 20}} = 44.$$

Для виготовлення першого шару насадки прийняті сталеві трубки діаметром 18 x 2 мм. Коефіцієнт теплопровідності сталі прийнятий  $\lambda = 45$  Вт/(м К) .

Коефіцієнт тепловіддачі,  $\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot ^\circ\text{C}}$  ( $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ ) з боку газів до трубок знайдений із [5], по прийнятій швидкості води в трубках  $w_g = 1,2 \text{ м/с}$  і швидкості газів у КТАНі  $w_2 = 8 \text{ м/с}$

$$\alpha_1 = 552 = 642 .$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку води до трубок знайдений по [5].

$$\alpha_2 = 4400 \cdot 1,16 = 5117 = 6284 .$$

Коефіцієнт теплопередачі за умови відсутності забруднень на поверхні трубок  $\kappa_1$ ,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$ , розраховано за формулою

$$\kappa_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (2.16)$$

$$\kappa_1 = \frac{1}{\frac{1}{642} + \frac{0,002}{45} + \frac{1}{5117}} = 556 .$$

Площа поверхні нагріву першого шару  $F_1$ ,  $\text{м}^2$ , розрахована за формулою

$$F_1 = \frac{Q_1 \cdot 1000}{\kappa_1 \cdot \Delta t_1}, \quad (2.17)$$

$$F_1 = \frac{1660 \cdot 100}{556 \cdot 78} = 38,28 .$$

Кількість трубок в першому шарі насадки  $n_1$ , шт., розрахована за формулою

$$n_1 = \frac{4 \cdot G_1}{\pi \cdot d_g^2 \cdot w_z \cdot \rho_z}, \quad (2.18)$$

$$n_1 = \frac{4 \cdot 7,92}{3,14 \cdot 0,014^2 \cdot 1,2 \cdot 1000} = 44.$$

де  $d_g$  - внутрішній діаметр трубок, м. Визначено за формулою

$$d_g = d_n - 2 \cdot \delta, \quad (2.19)$$

$$d_g = 0,018 - 2 \cdot 0,002 = 0,014$$

Довжина трубок у насадці першого шару  $l_1$ , м, розрахована за формулою

$$l_1 = \frac{F_1}{\pi \cdot d_n \cdot n_1}, \quad (2.20)$$

$$l_1 = \frac{38,28}{3,14 \cdot 0,018 \cdot 44} = 15,39.$$

Для компактності зогнуті трубки в змійовики з числом секцій  $z_1 = 10$ .

Довжина трубки в одній секції  $l_{c1}$ , м, розрахована за формулою

$$l_{c1} = \frac{l_1}{z_1}, \quad (2.21)$$

$$l_{c1} = \frac{15,39}{10} = 1,539.$$

Довжина прямої ділянки труби  $l'_1$ , м, розрахована за формулою

$$l'_1 = l_{c1} - 3,14 \cdot \frac{3}{4} \cdot d_1, \quad (2.22)$$

$$l'_1 = 1,54 - 3,14 \cdot \frac{3}{4} \cdot 0,018 = 1,50 .$$

Прохідний переріз для газів (умовно прийнято  $t_r = t''_r$ , що забезпечує необхідну точність розрахунків)  $S_{npl}$ ,  $m^2$ , розраховано за формулою

$$S_{npl} = \frac{B \cdot V_z \cdot (t''_z + 273)}{w_z \cdot 273}, \quad (2.23)$$

$$S_{npl} = \frac{0,99 \cdot 12,78 \cdot (273 + 111)}{10 \cdot 273} = 2,225 .$$

Відстань між трубками при шаховому їх розташуванні  $\psi_1$ , м, розрахована за формулою

$$\psi_1 = \frac{S_{npl}}{(l_{c1} - 1,14 \cdot 1,5 \cdot d_1) \frac{n}{2}}, \quad (2.24)$$

$$\psi_1 = \frac{2,225}{(1,54 - 1,14 \cdot 1,5 \cdot 0,018) \cdot \frac{44}{2}} = 0,068 .$$

Відстань між центрами трубок  $a_1$ , м, розрахована за формулою

$$a_1 = d_1 + \psi_1, \quad (2.25)$$

$$a_1 = 0,018 + 0,060 = 0,086 .$$

Висота шару  $h_1$ , м, розрахована за формулою

$$h_1 = 3 \cdot d_1 \cdot (z_1 - 1), \quad (2.26)$$

$$h_1 = 3 \cdot 0,018 \cdot (10 - 1) = 0,486.$$

Ширина першого шару насадки  $b_1$ , м, розрахована за формулою

$$b_1 = a_1 \cdot \frac{n_1}{2}, \quad (2.27)$$

$$b_1 = 0,086 \cdot \frac{44}{2} = 1,892.$$

Конструктивний розрахунок шару насадки для зворотної мережаної води передбачає жорсткі умови на конструкцію нижніх шарів, а саме у кожного з них, м.

$$b = 1,892; \quad l_{c1} = 1,54.$$

Для другого шару застосовані сталеві трубки діаметром 14 x 2 мм. Коефіцієнт теплопровідності металу прийнятий  $\lambda = 45$  Вт/(м К), швидкість руху води -  $w_g = 1,2$  м/с.

Кількість трубок  $n_2$ , шт., розрахована за формулою (2.18)

$$n_2 = \frac{4 \cdot 5,05}{3,14 \cdot 0,010^2 \cdot 1,2 \cdot 1000} = 53 \approx 54.$$

Відстань між центрами трубок  $a_2$ , м, розрахована за формулою

$$a_2 = \frac{2 \cdot b}{n_2}, \quad (2.28)$$

$$a_2 = \frac{2 \cdot 1,54}{54} = 0,057.$$



Відстань між трубками  $\psi_2$ , м, розрахована за формулою

$$\begin{aligned}\psi_2 &= a_2 - d_2, \\ \psi_2 &= 0,057 - 0,014 = 0,043.\end{aligned}\tag{2.29}$$

Прохідний переріз для газів  $S_{np2}$ , м<sup>2</sup>, розрахована за формулою

$$\begin{aligned}S_{np2} &= \psi_2 \cdot \frac{n_2}{2} \cdot \left( l_c - 1,14 \cdot \frac{3}{2} \cdot d_2 \right), \\ S_{np2} &= 0,043 \cdot \frac{54}{2} \cdot \left( 1,54 - 1,14 \cdot \frac{3}{2} \cdot 0,014 \right) = 1,76.\end{aligned}\tag{2.30}$$

Швидкість газів  $w_{z2}$ , м/с, розрахована за формулою

$$\begin{aligned}w_{z2} &= \frac{B \cdot V_z \cdot (t_{z2}'' + 273)}{S_{np2} \cdot 273}, \\ w_{z2} &= \frac{0,99 \cdot 12,78 \cdot (273 + 59)}{1,76 \cdot 273} = 8,74.\end{aligned}\tag{2.31}$$

З [5] визначені коефіцієнти тепловід-дачі з боку газів і води,  $\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot ^\circ\text{C}}$

$$\left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

$$\alpha_1 = 591 = 692 .$$

$$\alpha_2 = 4700 \cdot 1,16 = 5467 = 6341 ,72 .$$

Коефіцієнт теплопередачі  $\kappa_2$ , Вт/(м<sup>2</sup> К), розраховано за формулою (2.16)

$$\kappa_2 = \frac{1}{\frac{1}{692} + \frac{0,002}{45} + \frac{1}{6341,72}} = 607.$$

Площа поверхні насадки другого шару  $F_2$ , м<sup>2</sup>

$$F_2 = \frac{630 \cdot 1000}{607 \cdot 21} = 49,72.$$

Довжина трубок у насадці другого шару  $l_2$ , м

$$l_2 = \frac{49,72}{3,14 \cdot 0,014 \cdot 54} = 21,17.$$

Кількість секцій у змійовику  $z_2$ , шт.

$$Z_2 = \frac{l_2}{l_c}, \quad (2.32)$$

$$Z_2 = \frac{21,17}{1,54} = 13,82 \approx 14.$$

Висота шару  $h_2$ , м, розрахована за формулою (2.26)

$$h_2 = 3 \cdot 0,014 \cdot (14 - 1) = 0,546.$$

Для третього шару приймають в якості насадки вибрані також сталльні трубки діаметром 14 x 2 мм. Коефіцієнт теплопровідності металу прийнятий  $\lambda = 45$  Вт/(м К), швидкість руху води -  $w_6 = 1,2$  м/с.

Кількість трубок  $n_3$ , шт., розрахована за формулою (2.18)

$$n_3 = \frac{4 \cdot 5,41}{3,14 \cdot 0,01^2 \cdot 1,2 \cdot 1000} = 57 \approx 58.$$

Відстань між трубками  $\psi_3$ , м, розрахована за формулою (2.29)

$$\psi_3 = 0,053 - 0,014 = 0,039.$$

Прохідний переріз для газів  $S_{np3}$ , м<sup>2</sup>, розраховано за формулою (2.30)

$$S_{np3} = 0,039 \cdot \frac{58}{2} \cdot \left( 1,54 - \frac{3}{2} \cdot 0,014 \right) = 1,72.$$

Швидкість газів  $w_{23}$ , м/с, розрахована за формулою (2.31)

$$w_{23} = \frac{0,99 \cdot 12,78 \cdot (273 + 57)}{1,72 \cdot 273} = 8,9.$$

З [5] знайдені коефіцієнти тепловіддачі з боку газів і води,  $\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot ^\circ\text{C}}$

$$\left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right)$$

$$\alpha_1 = 600 = 699 .$$

$$\alpha_2 = 4700 = 5467 .$$

Коефіцієнт теплопередачі  $\kappa_3$ , Вт/(м<sup>2</sup> К), розраховано за формулою (2.16)

$$\kappa_3 = \frac{1}{\frac{1}{699} + \frac{0,002}{45} + \frac{1}{5467}} = 602.$$

Площу поверхні насадки третього шару  $F_3$ , м<sup>2</sup>, розрахована за формулою (2.17)

$$F_3 = \frac{0,12 \cdot 1000}{602 \cdot 44} = 12,84.$$

Довжина трубок в насадці третього шару  $l_3$ , м, розрахована за формулою (2.21)

$$l_3 = \frac{12,84}{3,14 \cdot 0,014 \cdot 20} = 5,04.$$

Кількість секцій у змійовику  $z_3$ , шт., розрахована за формулою (2.32)

$$Z_3 = \frac{5,04}{1,54} = 3,25 \approx 4.$$

Висота шару  $h_3$ , м, розрахована за формулою (2.26)

$$h_3 = 3 \cdot 0,014 \cdot (4 - 1) = 0,126 .$$

Внаслідок розрахунку отримані наступні характеристики шарів насадки КТАНу, надані в табл. 2.2

Таблиця 2.2 - Характеристика шарів насадки КТaNу

№ п/п	Найменування споживачів	Кількість трубок,шт.	Довжина трубок,м	Діаметр трубок,мм	Кількість секцій у змійовику,шт.	Поверхня нагріву,м <sup>2</sup>	Висота шару,м	Ширина шару,м
1	Оборотна мережана вода	44	15,39	14 x 2	10	38,28	0,486	0,068
2	Хімічищена вода	54	21,17	14 x 2	14	49,72	0,546	0,043
3	Сира вода	58	5,04	14 x 2	4	12,84	0,126	0,039

Розглянувши технічні характеристики двигуна насоса та двигуна вентилятора до та після встановлення теплоутилізатора (встановленого) та контактного теплообмінника з активною насадкою (КТАН) можна зробити висновок, що розрахований КТАН економить електроенергії в 4,3 рази більше ніж вже встановлений тепло утилізатор.

Застосування контактних теплообмінників з активною насадкою (КТАНів) дозволяє економити певну кількість палива. Відповідно, зменшується об'єм димових газів від згоряння палива і кількість шкідливих викидів в атмосферу.

Об'єм шкідливих викидів від паливовикористовуючих установок згідно з “Збірником методик з розрахунку викидів в атмосферу забруднюючих речовин різними виробництвами” визначається за методиками “Розрахунок викидів забруднюючих речовин від котлів ТЕС” та “Розрахунок викидів забруднюючих речовин при спалюванні палива в котлах продуктивністю до 30т/год” в залежності від теплопродуктивності встановлених в котельній котлів.

Об'єм шкідливих викидів по цих методиках прямо пропорційно залежить від витрати палива. Знаючи величину зекономленого палива, можна оцінити зниження об'єму шкідливих викидів при використанні тепло утилізаційних установок.

Таблиця 2.3 - Порівняння показників до та після встановлення теплоутилізатора

Найменування показників	Од. вимірюва ння	Показники	
		До теплоутилізатора	Після встановлення КТАНу
ККД котла ПТВМ-30-150М	%	92,5	96,2
Підключене навантаження	Гкал/год	99,20	99,20
Річне виробництво теплової енергії	Гкал	176 129,56	176 129,56
Річні витрати газу	тис.м <sup>3</sup>	23 352,75	22 454,57
Місячна витрата газу (зимовий)	тис.м <sup>3</sup>	6124,60	5889,04
Річні витрати електроенергії	тис. кВт·год	4 623,41	4 623,41
Місячна витрата електроенергії (зимовий)	тис. кВт·час	849,01	849,01
Річні витрати води	тис.м <sup>3</sup>	1373,60	1373,60
Місячна витрата води (зимовий)	тис.м <sup>3</sup>	142,76	142,76
Питома витрата палива	м <sup>3</sup> /Гкал	132,6	127,5
Питома витрата електроенергії	кВт·год / Гкал	26,3	25,8
Питома витрата води	м <sup>3</sup> /Гкал	7,80	7,80

## 3 ОХОРОНА ПРАЦІ

### 3.1 Характеристика потенційних небезпечних та шкідливих виробничих факторів.

Розгляд і аналіз питань по охороні праці, виробничої санітарії і пожежної безпеки ведеться для котельної с котлами ПТВМ-30.

При роботі персоналу поряд з тепловими установками на нього впливають небезпечні та шкідливі виробничі фактори. Небезпечні і шкідливі виробничі фактори » : небезпечний виробничий фактор - це фактор середовища і трудового процесу , який може бути причиною гострого захворювання або раптового різкого погіршення здоров'я , смерті. Шкідливий виробничий фактор - це виробничий фактор , вплив якого на працюючого приводить до захворювання , зниження працездатності. У цеху в зоні роботи експлуатаційного та ремонтного персоналу небезпечними і шкідливими виробничими факторами є:

а) фізичні фактори: виробничий шум; вібрація;

Шум та вібрація виникають внаслідок роботи парогенератора, насосів, димососу та вентилятора

б) травматичні фактори: гаряча вода, пар високого тиску (трубопроводи пару та гарячої води в межах котельної ); обертові механізми (насоси, вентилятори, димососи);

в) небезпека ураження електричним током (електричні двигуни, електроосвітлювальні установки, електричні щити управління);

г ) хімічні фактори: небезпека можливого витоку газу ( у разі виникнення свища на газопроводі чи нещільності в з'єднаннях, арматурі та обладнанні ); загазованість приміщення котельні димовими газами (через нещільності обмуровання );

д ) фактори трудового процесу ( психофізіологічні фактори ) важкість праці : навантаження на опорно-руховий апарат, на серцево-судинну, дихальну та інші системи організму ;

е) напруженість праці, навантаження на центральну нервову систему, на органи чуття, емоційне, сенсорне навантаження ( змінність праці, спостереження за роботою обладнання, щогодини обхід, контроль та ведення технологічного процесу ).

Характеристика впливу виявлених небезпечних шкідливих виробничих факторів на організм людини.

Вплив теплових навантажень на організм людини сприяє швидкому стомленню, ослабленню, зниженню опірності організму до захворювань, теплових ударів, катаракті.

Висока температура поверхонь обладнання є причиною опіків.

Підвищений рівень шуму на робочих місцях робить шкідливий вплив на людину: притуплює зір , порушує діяльність серцево-судинної системи ( підвищується внутрішньочерепний і кров'яний тиск , можливо розлад серцевого м'яза) ; діяльність центральної нервової системи (страждає кора головного мозку, сповільнюються психічні реакції , послаблюється увага) ; діяльність травної, кровоносної систем , слухового апарату . Значною мірою може розвинутися туговухість та в кінцевому разі привести до повної втрати слуху .

Вплив вібрації на людину може привести до розладу центральної нервової системи , органів чуття та опорно-рухової системи. Постійний вплив вібрації призводить до професійного захворювання - вібраційної хвороби.

Вібрація і високий тиск дуже швидко зношують обладнання , в тому числі , знос сальників на засувках трубопроводів гарячої води і газопроводах , призводить до виникнення свищів гарячої води і як наслідок можливість отримання опіків , і до витоку природного газу , що призводить до отруєння персоналу , а в зрештою до вибуху.

Оберткові механізми можуть призвести до травм персоналу, робоче місце якого знаходиться в безпосередній близькості від них.

Фізичні та нервово-психологічні навантаження призводять до помилок персоналу при експлуатації котлів.



### 3.2 Заходи з поліпшення умов праці.

В цьому пункті вирішується завдання по зниженню впливу небезпечних шкідливих виробничих факторів.

Для колективного захисту від шуму застосовуються:

1) акустичні засоби і методи:

а) звукоізоляція (кожухи, кабіни, обгороджування);

б) звукопоглинання (облицьовування стелі і стін, об'ємні поглиначі в частині стелі);

2) архітектурно-планувальні розв'язання (раціональне розміщення шумлячого устаткування в приміщенні);

3) організаційно-технічні заходи

а) застосування мало галасливих машин;

б) своєчасне проведення ремонтів;

в) раціональний режим праці і відпочинку.

Для індивідуального захисту (ЗІЗ) застосовуються:

1) вкладиші (беруші).

Засоби захисту від вібрації:

1) інженерно-технічні заходи:

а) використання дистанційного керування;

б) вібро- поглинання;

в) вібро- ізоляція.

2) організаційно-технічні методи:

а) якісний монтаж;

б) проведення своєчасних ремонтів.

До ЗІЗ від вібрації відноситься: застосування рукавичок, віброзахисних прокладок, спеціального взуття, килимів. Також необхідне дотримання раціонального режиму праці і відпочинку.

Захист від теплового випромінювання : котельні агрегати, трубопроводи пари, пароводяні підігрівачі, є джерелом надлишкових виділень тепла. В цілях

профілактики теплових травм, температура зовнішніх поверхонь технологічного обладнання або огорожувальних його конструкцій повинна мати теплову ізоляцію.

В котельній є годинник і телефон для зв'язку з місцями контролю пару, а також з технічними службами і власником.

В котельню не допускають осіб, що не мають відношення до експлуатації котлів і устаткування котельної. В необхідних випадках сторонні особи можуть потрапити в котельню тільки з дозволу власника і у супроводі його представника.

Для управління роботою, забезпечення безпечних умов і розрахункових режимів експлуатації котли оснащені:

- пристроями, що оберігають від підвищення тиску;
- запобіжний клапан, встановлений на барабані; два запобіжних клапана, встановлені на пароперегрівачі;
- рівнемірами-показниками рівня води;
- манометрами;
- приладами для вимірювання температури середовища;
- запірною і регулюючою арматурою;
- приладами безпеки;
- живильними пристроями.

Щорічно проводяться лікувально-профілактичні: медичні огляди персоналу.

### 3.3 Виробнича санітарія

Заходи з виробничої санітарії забезпечують раціональне влаштування і використання систем опалення, освітлення і вентиляції, забезпечують оптимальні умови праці.

Оцінка чинників виробничого і трудового процесу наведена нижче в таблиці 3.1

Таблиця 3.1 – Оцінка чинників виробничого і трудового процесу

Чинники виробничого середовища і трудового процесу	Нормативне значення	Фактичне значення	III клас:шкідливі і небезпечні умови			Триалість дії чинників за зміну %
			I ступінь	II ступінь	III ступінь	
1	2	3	4	5	6	7
1.Шкідливі хімічні речовини ,мг/м <sup>3</sup>						
1й клас безпеки	-	-	-	-	-	-
2й клас безпеки	-	-	-	-	-	-
3й клас безпеки (вуглецю оксид)	20,0	2,6	-	-	-	90,8
2.Пил,переважно фібро генної дії, мг/м <sup>3</sup>	6,0	7,2	1,2	-	-	15,0
3.Вібрація ( загальна і локальна ), дБ	50,0	37		-	-	20,83

Продовження таблиці 3.1

1	2	3	4	5	6	7
4.Шум, дБ	80	77		-	-	100
5.Інфразвук, дБ	-	-	-	-	-	-
6.Ультразвук, дБ	-	-	-	-	-	-
7.Теплове випромінювання (облучаєма поверхня тіла 50 и більше %), Вт/м <sup>2</sup>	35	30	-	-	-	25

### 3.3.1 Мікроклімат

Експлуатаційний персонал котельної (машиністи котла) виконують фізичну роботу з енерговитратами організму 200...250 ккал/г, відноситься до робіт середнього навантаження – категорія II-Б. Ця робота пов'язана з ходьбою і перенесенням невеликих (до 10 кг) вантажів.

Оператори щита управління виконують роботу з енерговитратами організму 100...150 ккал/г, що згідно відноситься до I-б категорії.

Це робота, виконується стоячи, сидячи або пов'язана з ходьбою, що не вимагає систематичної фізичної напруги або підняття і перенесення тягарів.

Метеорологічні умови (температура повітря, вологість і швидкість руху повітря), з урахуванням категорії тягара робіт наведені в табл. 4.2

### 3.3.2 Вентиляція і опалювання

Для забезпечення нормованих параметрів мікроклімату, згідно, передбачена система вентиляції і опалювання. Данні для таблиці взяті з [18].

Таблиця 3.2 – Оптимальні значення параметрів метеорологічних умов

Приміщення	Категорія навантаження роботи	Відносна вологість повітря, %	Температура повітря, °С		Швидкість руху повітря, м/с	
			Холодний період	Теплий період	Холодний період	Теплий період
Котельна	Середнього навантаження ІБ	60-40	17-19	10-22	0,1	0,2
Щит управління	Легка ІБ	60-40	21-23	22-24	0,2	0,3

Система опалювання водяне опалювання з ребристими трубами, радіаторами,. Для котельного відділення опалювання не передбачається, оскільки підтримка необхідних температур повітря відбувається за рахунок наявних надлишків теплоти при роботі котлоагрегата.

В котельному залі застосовується природна вентиляція з витягом повітря з верхньої зони за рахунок підсосів повітря в газоповітряний тракт котлоагрегата.

В приміщенні щитів управління передбачена штучна припливна вентиляція з подачею повітря і очищенням повітря від пилу.

### 3.3.3 Виробниче освітлення

При освітленні виробничих приміщень використовується природне освітлення, штучне і суміщене, при якому природне доповнюється штучним освітленням. У виробничих приміщеннях природне освітлення бічне,

одностороннє. Штучне освітлення здійснюється газорозрядними лампами і лампами розжарювання. Також передбачено аварійне і евакуаційне освітлення.

Аварійне освітлення роблять для продовження роботи в тих випадках, коли раптове відключення робочого освітлення не дозволяє нормально обслуговувати устаткування. Якнайменша освітленість робочих поверхонь, що вимагають обслуговування при аварійному режимі, повинна складати 5% від загальної освітленості, але не менше 2 лк всередині будівлі і не менше 1 лк на території.

Для аварійного і евакуаційного освітлення застосовують лампи розжарювання.

Підлягають обов'язковому устаткуванню аварійним освітленням наступні місця:

- 1) фронт котлів;
- 2) проходи між котлами, позаду котлів і над котлами;
- 3) щит і пульт управління;
- 4) водовказівні і вимірювальні прилади;
- 5) майданчики вентиляторів;
- 6) димосмоктні майданчики;
- 7) приміщення для баків і деаераторів;
- 8) устаткування водопідготовки;
- 9) майданчики і сходи котлів;
- 10) насосні приміщення.

Евакуаційне освітлення передбачається для евакуації людей з приміщення при аварійному відключенні робочого освітлення, в місцях небезпечних для проходу людей: на сходових клітках, уздовж основних проходів приміщень, в проходах між котлами, позаду котлів і над котлами, біля щитів управління, в насосних приміщеннях, в приміщеннях для баків і деаераторів.

Евакуаційне освітлення повинне забезпечувати якнайменшу освітленість в приміщеннях на підлозі основних проходах і на рівнях не менше 0,5 лк, а на

відкритих територіях – не менше 0,2 лк. Вхідні двері повинні бути відзначені світловими сигналами покажчиками. За неробочого часу, співпадаючого з темним часом доби необхідно забезпечити охоронне освітлення. За відсутності спеціальних технічних засобів охорони воно повинне складати 0,5 лк.

### 3.4 Електробезпека

Блокові трансформатори і трансформатори власних потреб розташовані уздовж фасадної стіни котельного приміщення. У пусковій котельній розміщено таке устаткування: електро-споживачі на напругу 380/220В, що живляться від мережі з глухо-заземленої нейтраллю (двигуни насосів, вентиляторів, димососів, засувок, тощо). По небезпеці електро-травматизму котельне відділення відноситься до 3-ої категорії приміщень ("особливо небезпечні"), оскільки присутні два чинники небезпеки: струмопровідна підлога і можливість одночасного дотику до корпусу електро-споживачів і металоконструкцій що мають контакт із землею.

Все електротехнічне устаткування, апаратура, кабелі і дроти, розподільні пристрої всіх видів і напруги по своїх номінальних параметрах задовольняють умовам роботи як при нормальних режимах, так і при коротких замиканнях, перенапруженнях, перевантаженнях.

Всередині котельного цеху по периметру приміщення виконаний контур заземлення, до якого підключається все електроустаткування. Внутрішній контур заземлення в двох місцях підключається до існуючого зовнішнього контур заземлення. Прилади забезпечені запобіжниками, що забезпечують розрив ланцюга живлення при коротких замиканнях або перевантаженні мережі. При проведенні ремонтних і монтажних робіт в котельному цеху, персоналом використовуються засоби індивідуального захисту (гумові рукавиці, інструменти з ізольованими ручками тощо).

Будівля котельні захищена від ударів блискавки громовідводом, що складається з опори димаря, блискавко приймача, струмо проводу і заземлення. Тип зони захисту А.

### 3.5 Пожежна безпека

Причини пожеж і вибухів:

- 1) несправність електроустаткування;
- 2) самозагоряння палаючих речовин;
- 3) іскри при електро і газозварювальних роботах;
- 4) порушення технологічного режиму.

Згідно [15] передбачено такі системи:

- 1) запобігання пожежі;
- 2) пожежного захисту;
- 3) організаційно-технічних заходів.

Категорія проєктованого об'єкта по вибухо-пожежобезпеці ухвалена згідно [14].

Тип вогнестійкості будівлі визначений згідно [13]. Категорії приміщень за вибуховою, вибухо пожежною небезпеках наведені в табл. 3.3

Таблиця 3.3–Категорії вибухо та пожежонебезпеки

Назва приміщення	Площа, м <sup>2</sup>	Категорія приміщень з вибухопожежонебезпеки	Ступінь вогнестійкості будівлі	Первинні засоби пожежогасіння	
				Назва, тип	Кількість, шт.
Котельний цех	180	Г	II	Пожежний щит	2
Щит керування	60	В	II	Вогнегасник ВВК-8	3



До складу пожежного щита входять:

- сокира – 2 шт.;
- ломи і лопати – 2 шт.;
- багри залізні – 2 шт.;
- відра – 2шт;
- вогнегасники ВВК-8 – 3 шт.,
- ОП-5Б – 1 шт.;
- ящик з піском  $0,5\text{м}^3$ .

### 3.6 Розрахунок ізоляції котла

#### 3.6.1 Розрахунок температури на поверхні обмурування в районі топки

Температура зовнішньої стінки згідно [17] приймаємо не вище

$$t_3 = 55^\circ\text{C}$$

Визначається відстань від екрану до обмурування по формулі  $l$ , м

$$l = 0,5 \cdot d = 0,5 \cdot 0,051 = 0,0255.$$

де  $d$  – діаметр труб, прийнятий конструктивно, м

Ступінь чорноти факела

$$\varepsilon_1 = 0,352.$$

Визначається температура на виході з топки по формулі  $T$ , °К

$$T = t_T + 273 = 1135 + 273 = 1408 .$$

де  $t_T$  - температура на виході з топки у режимі природній газ приймаємо,  
°C

$$t_T = 1135.$$

Визначається адіабатична температура по формулі  $T_a$ , °K

$$T_a = t_a + 273 = 1883 + 273 = 2156,$$

де  $t_a$ - адіабатна температура у режимі природній газ прийнята  $t_a=1785,4$   
°C

Визначається середня температура факела по формулі  $T_1$ , °K

$$T_1 = \sqrt{T \cdot T_a} = \sqrt{1405 \cdot 2156} = 1740,45.$$

Температура стінки екрану труби визначається по формулі  $T_2$ , °K

$$T_2 = (t_H + 60) + 273 ,$$

$$T_2 = (194,1 + 60) + 273 = 527,1.$$

Ступінь чорноти топки приймаємо з табл. 1.6;

$$\epsilon_2 = 0,460.$$

Визначається допоміжний параметр  $a$ , по формулі

$$a = \frac{S}{d} = \frac{64}{60} = 1,07 ,$$

де  $S$  – крок труб

Визначається допоміжний параметр  $C$  по формулі

$$C = \frac{2 \cdot l}{d} = \frac{2 \cdot 0,0255}{0,06} = 0,085 .$$

Кутовий опір між обмуровуванням і факелом визначається по формулі

$$\varphi_{A1} = \frac{a\sqrt{a^2 + c^2} - 1 - c}{a^2 + c^2} ,$$

$$\varphi_{A1} = \frac{1,07\sqrt{1,07^2 + 0,085^2} - 1 - 0,085}{1,07^2 + 0,085^2} = 0,24 .$$

$$\varphi_{A2} = 1 - \varphi_{A1} ,$$

$$\varphi_{A2} = 1 - 0,24 = 0,76 .$$

Визначається максимальна температура вогневої поверхні обмуровування по формулі  $T_{\max}$ , °К

$$T_{\max} = \sqrt[4]{\frac{\varphi_{A1} \cdot \varepsilon_1 \cdot T_1^4 + \varphi_{A2} \cdot \varepsilon_2 \cdot T_2^4}{\varphi_{A1} \cdot \varepsilon_1 + \varphi_{A2} \cdot \varepsilon_2}} ,$$

$$T_{\max} = \sqrt[4]{\frac{0,24 \cdot 0,352 \cdot 1740,45^4 + 0,76 \cdot 0,460 \cdot 527,1^4}{0,24 \cdot 0,352 + 0,76 \cdot 0,460}} = 902 .$$

Визначається максимальна температура вогневої поверхні обмуровування по формулі  $t_{\max}$ , °С

$$t_{\max} = T_{\max} - 273 = 902 - 273 = 629$$

Середнє кутове відношення між факелом і трубами, приймається з [16].

$$\bar{\varphi} = 0,97 .$$

Визначається середня температура вогневої поверхні по формулі  $T_3$ , °К

$$T_3 = \sqrt[4]{\frac{(1 - \bar{\varphi}_{12}) \cdot \bar{\varepsilon}_1 \cdot T_1^4 + \bar{\varphi}_{12} \cdot \bar{\varepsilon}_2 \cdot T_2^4}{(1 - \bar{\varphi}_{12}) \cdot \bar{\varepsilon}_1 + \bar{\varphi}_{12} \cdot \bar{\varepsilon}_2}} ,$$

$$T_3 = \sqrt[4]{\frac{(1 - 0,76) \cdot 0,352 \cdot 1740,45^4 + 0,76 \cdot 0,460 \cdot 527,1^4}{(1 - 0,76) \cdot 0,352 + 0,76 \cdot 0,460}} = 499 .$$

Визначається середня температура вогневої поверхні по формулі  $t_3$ , °С

$$t_3 = T_3 - 273 = 499 - 273 = 226 .$$

### 3.6.2. Розрахунок товщини шару ізоляції

Розрахунок товщини шару ізоляції ведеться по методиці [16]. Схема ізоляційних шарів складається з шамотобетон на глиноземному цементі та матів мінераловатних.

Температура зовнішньої стінки ізоляції приймаємо  $t_1 = 445$  °С

Зовнішня температура шамотобетона приймається з послідуочим уточненням  $t_2 = 433$  °С

Визначається середня температура полотнів БСМКВ за формулою  $t_{cp1}$ , °С

$$t_{cp1} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{445 + 433}{2} = 439 .$$

Визначається коефіцієнт теплопровідності шамотобетона за формулою  $\lambda, \text{Вт/м}\cdot\text{К}$

$$\lambda_1 = 0,7 + 0,00055 \cdot t_{cp1} = 0,7 + 0,00055 \cdot 439 = 0,941 .$$

Зовнішня температура мінераловатних матів приймається  $t_3=52,2^\circ\text{C}$  з послідуочим уточненням.

Визначається середня температура мінераловатних матів за формулою  $t_{cp2}, ^\circ\text{C}$

$$t_{cp2} = \frac{t_2 + t_3}{2} = \frac{433 + 52,2}{2} = 242,6 .$$

Визначається коефіцієнт тепловіддачі повітря за формулою  $\alpha_B, \text{Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

$$\alpha_B = 8,4 + 0,06 \cdot (t_3 - t_{зп}) = 8,4 + 0,06 \cdot (52,5 - 25) = 10,$$

де -  $t_{зп}$  Температура зовнішнього повітря приймаємо  $t_{зп} = 25^\circ\text{C}$

Визначається термічний опір повітря за формулою  $R_B, \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C/Вт}$

$$R_B = \frac{1}{\alpha_B} = \frac{1}{10} = 0,1 ,$$

Визначається тепловий потік визначається за формулою  $q, \text{Вт/м}^2$

$$q = \frac{t_3 - t_6}{R_B} = \frac{52,2 - 25}{0,1} = 272 .$$

Визначається розрахункова температура стінки ізоляції за формулою  $t_{2д}$ ,  
°C

$$t_{2д} = t_1 - q \cdot \frac{\delta_1}{\lambda_1} = 445 - 272 \cdot \frac{0,04}{0,941} = 433,4,$$

де  $\delta_1$  - Товщина шамотобетону приймаємо  $\delta_1 = 0,04$  м

Визначається розрахункова температура стінки ізоляції за формулою  
 $t_{3д}$ , °C

$$t_{3д} = t_2 - q \cdot \frac{\delta_2}{\lambda_2} = 433,4 - 272 \cdot \frac{0,1}{0,0714} = 50,$$

де  $\delta_2$  - Товщина мінераловатних матів приймаємо  $\delta_2 = 0,1$  м;

$\lambda_2$  - Коефіцієнт теплопровідності мінераловатних матів  $\lambda_2 = 0,0714$  [22]  
Вт/м·К.

Прийнята товщина ізоляції забезпечить температуру на поверхні нижче допустимої.

## ВИСНОВОК

Опалювальні та виробничо-опалювальні котельні, що працюють на природному газі, втрачають із продуктами згоряння палива значну кількість теплоти. Одним з найбільш ефективних напрямків економії органічного палива є використання теплоти продуктів згоряння природного газу для технологічних потреб підприємства та теплопостачання.

Відсутність у продуктах згоряння природного газу сполук сірки дає можливість застосовувати в якості теплоутилізаторів теплообмінні апарати контактного типу. Їх основною перевагою є можливість використання теплоти конденсації водяної пари, які містяться в димових газах. Це дозволяє підвищити коефіцієнт використання палива в котельному агрегаті.

Проведено конструкторський розрахунок КТАН за яким визначено характеристики шарів насадки.

Використання КТАН підвищує ККД котельного агрегату на 3,7 % за рахунок зниження втрат теплової енергії з відхідними газами.

## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Чейлитко А.О. Використання вторинних енергоресурсів: навчально–методичний посібник для студентів ЗДІА напряму 6.050601 “Теплоенергетика” денної і заочної форми навчання // А.О.Чейлитко – Запоріжжя. : ЗДІА, 2014. – 246 с.
2. Ільїн С.В. Енергоаудит [Електронний ресурс] : навч.-метод. посібник для слухачів курсів підвищення кваліфікації центру безперервної освіти : навч.-метод. посібник // С. В. Ільїн, А. О. Чейлитко, І. М. Мних ; ЗДІА. - Запоріжжя : ЗДІА, 2018. - 130 с.
3. Чейлитко А.О. Проектування та оптимізація систем теплопостачання: навчально–методичний посібник для студентів ЗДІА напряму 144 “Теплоенергетика” денної і заочної форми навчання // А.О.Чейлитко – Запоріжжя. : Вид–во ЗДІА, 2016. – 200 с.
4. Тепловой расчет котлов (нормативный метод) / [под ред. Г. М. Кагана]. – СПб : Изд-во НПО ЦКТИ, 1998.– 256 с.
5. Чепурний М. М. Теплові розрахунки парогенераторів / М. М. Чепурний, Д. В. Степанов, Є. С. Корженко. –Вінниця : ВНТУ, 2005. – 154 с.
6. Теплотехнический справочник / [под ред. В. Н. Юренева, П. Д. Лебедева]. – Т. 1. – М.: Энергия, 1975. –744 с.
7. Клименко В. Н. Некоторые особенности применения парокompрессионных тепловых насосов для утилизации сбросной теплоты отопительных котлов / В. Н. Клименко // Промышленная теплотехника. – 2011. – Т. 33.– N 5. – С. 43 – 48.
8. Бакластов А. М. Проектирования монтаж и эксплуатация теплоиспользующих установок / А. М. Бакластов.– М. : Энергия, 1970. – 568 с.
9. Чепурний М. М. Розрахунки тепломасообмінних апаратів / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко. – Вінниця : ВНТУ, 2006. – 130 с.



10. Семенюк Л. Г. Получение конденсата при глубоком охлаждении продуктов сгорания / Л. Г. Семенюк // Промышленная энергетика, 1987. – N 8. – С. 47 – 50.

11. Жовмір М. М. Утилізація низькотемпературної теплоти продуктів згорання палива за допомогою теплових насосів / М. М. Жовмір // Промышленная теплотехника, 2008. –Т. 30. – N 2. – С. 90 – 97.

12. Гольстрем В. А. Справочник энергетика промышленных предприятий / В. А. Гольстрем, А. С. Иваненко.– К. : Техніка, 1982. – 561 с.

13. Ткаченко С. Й. Розрахунки теплових схем і основи проектування джерел теплопостачання / С. Й. Ткаченко, М. М. Чепурний, Д. В. Степанов. – Вінниця : ВНТУ, 2005. – 137 с.

14. Таубман Е. И. Контактные теплообменники / Е. И. Таубман, В. А. Корнев, В. А. Мельтцев. – М. : Химия, 1987. – 256 с.

15. Гершуни А. Н. Разработка и внедрение эффективных утилизаторов на основе теплопередающих элементов испарительно-конденсационного типа / А. Н. Гершуни, В. П. Нищик // Промышленная теплотехника, 1977. –Т. 19. – N 3. – С. 69 – 73.

16. Баскаков А. П. Основные факторы, определяющие эффективность глубокого охлаждения продуктов сгорания в газифицированных котельных / А. П. Баскаков, Е. В. Ильина // Промышленная энергетика. – 2004. – № 4. – С. 46 – 49.

17. Аронов И. З. Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа / И. З. Аронов. – Л. : Недра, 1990. – 280 с.

18. Галузева програма розвитку теплових електростанцій та теплоелектроцентралей (будівництво, реконструкція, модернізація) [Текст]//Центр сприяння в провадженню реформ в енергетиці. – К., 2006. – 47 с.

19. Перспективи впровадження чистих вугільних технологій в енергетику України [Текст] / І. А. Вольчин, Н. І. Дунаєвська, Л. С. Гапонич, М. В. Чернявський, О. І. Токал, Я. І. Засядько. – К.: ГНОЗІС, 2013. – С. 28.

20. Коваль О.М., Єрошенко В.Г. / Аналіз технологій і методів утилізації твердих продуктів десульфуризації та частинок золи: Теплова енергетика – нові виклики часу / За заг. редакцією П.Омеляновського, Й.Мисака. – Львів: НФВ “Українські технології”, 2009. – С. 469–486/

21. Постанова Кабінету Міністрів України від 28. 12.2001 № 1780 “ Про затвердження Порядку розроблення та затвердження нормативів гранично допустимих викидів забруднюючих речовин із стаціонарних джерел”.

22. Вольчин І.А. Про перспективи зменшення викидів забруднюючих речовин від теплових електростанцій України: Теплова енергетика – нові виклики часу / За заг. Редакцією П.Омеляновського, Й.Мисака. – Львів: НФВ “Українські технології”, 2009. ст. 455-468.

23. ДСН 3.3.6.039-99. Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації.

24. Джигирей В.С., Сторожук В.М., Яцюк Р.А. Основи екології та охорона навколишнього середовища. - Львів: Афіша, 2001.

25.Ковалко М.П., Денисюк С.П. Енергозбереження – пріоритетний напрямок державної політики України. Київ: УЕЗ, 1998. – 506 с.

26. Алабовский А.Н., Константинов С.М., Недужий И.А. Теплотехника. Київ: Вища школа, 1986. – 255 с.

27. Теплотехника. Ред. В.И. Крутова. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.

28. Теплоэнергетика и теплотехника. Справочник. Кн. 4. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника. Ред. В.А. Григорьев, В.М. Зорин. М.: Энергоатомиздат, 1989. – 558 с.

29. Мхитарян Н.М. Энергосберегающие технологии в жилищном и гражданском строительстве. Київ: Наукова думка, 2000. – 420 с.

30. Вознесенский А.А. Повышение эффективности установок промышленной теплотехники. М.: Энергия, 1965. – 343 с.

31. Роддатис К. Ф. Довідник з котелень установок малої теплопродуктивності. – Л.: Вища Школа, 1986. -400 с.

32. Частухін в. І. Тепловий розрахунок промислових парогенераторів. – К: Вища школа, 1980. – 184 с.
33. Тепловий розрахунок котельних агрегатів (Нормативний метод). /Під редакцією Н.В.Кузнєцова та ін – М: Енергія, 1973. – 286 с.
34. Естеркін Р. В. Промислові парогенеруючі установки. – Л.: Енергія, Ленінградське відділення. 1980. – 400 с.
35. Баранов П. А. Експлуатація та ремонт парових і водогрійних котлів. - Л.: Вища школа, 1986. - 264 с.
36. Рекомендації для проектування котельних і промислових ТЕЦ із застосуванням КТАНов – утилізаторів. – Латгипропром, 1988.
37. Варламов Р. Б., Любчик Р. М., Маляренко Ст. А. Теплоенергетичні установки та екологічні аспекти виробництва енергії: Підручник. – К: ІВЦ "Політесніка", 2003. – 232 с.
38. ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування
39. ДСТУ Б А.2.2-12:2015 Енергетична ефективність будівель. Метод розрахунку енергоспоживання при опаленні, охолодженні, вентиляції, освітленні та гарячому водопостачанні
40. ДСТУ 3008:2015. Документація. Звіти у сфері науки і техніки. Структура і правила оформлення