

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

Інженерних систем та екології  
Теплотехніки

**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА  
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ  
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА**

на тему:

Енергоефективна модернізація водогрійного котла ПТВМ-50

Пацамай Владислав Володимирович

Київ 2024 р.

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

Інженерних систем та екології  
Теплотехніки

**ЗАТВЕРДЖУЮ**  
Завідувач кафедри

Кириченко М.А.  
„\_\_\_” червень 2024 року

**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА  
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ  
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТР**

на тему:

Енергоєфективна модернізація водогрійного котла ПТВМ-50

Виконав: Пацамай Владислав  
Володимирович

Спеціальність: 192 «Будівництво та цивільна  
інженерія»

Освітня програма: «Теплогазопостачання і  
вентиляція»

Група: ТВм-22

Керівник: доцент Гламаздін П.М.

*Ідентичність підтверджую*

Київ 2024 р.

# КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ

Факультет: Інженерних систем та екології

Випускова кафедра: Теплотехніки

Освітній ступінь: магістр \_\_\_\_\_

Спеціальність: 192 «Будівництво та цивільна інженерія» \_\_\_\_\_

Освітня програма: Теплогазопостачання і вентиляція \_\_\_\_\_

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Декан факультету

Приймак О.В.

„\_\_\_” червня 2024 року

## **ЗАВДАННЯ ДО ВИКОНАННЯ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА**

Пацамай Владислав Володимирович

1. Тема роботи: «Енергоефективна модернізація водогрійного котла ПТВМ-50»

затверджена наказом ректора КНУБА № 759/2 від 10.05.2024 року

2. Керівник роботи: доцент кафедри теплотехніки Гламаздін Павло Михайлович.

3. Строк подання здобувачем роботи до захисту: 25 червня 2024 р.

4. Зміст пояснювальної записки за розділами:

Р. 1. Опис існуючої конструкції котла ПТВМ-50

Р. 2. Модернізація котла з метою підняття енергоефективності та екологічності

Р. 3. Зміни в конструкції котла ПТВМ-50 в результаті модернізації

Р. 4. Результати розрахунків

Р. 5. Автоматизація

5. Перелік графічних матеріалів:

1. 3D-вид котла. 3D-вид котла з обмуровкою та несучим каркасом

2. Вид зверху. Розріз 1-1. Розріз 2-2

3. 3D-вид модернізованого котла. 3D-вид модернізованого котла з обмуровкою та несучим каркасом
4. Вид зверху модернізованого котла. Розріз 1-1. Розріз 2-2.
5. Гідравлічна схема
6. Технологія монтажу пальників
7. Газопостачання котла
8. Недоліки котла та методи зменшення негативного впливу недоліків
9. Результати розрахунків
10. Автоматизація

Календарний план виконання роботи:

Види робіт та їх зміст	Дата виконання
Розділ 1. Опис існуючої конструкції котла ПТВМ-50	14.05.2024
Розділ 2. Модернізація котла з метою підняття енергоефективності та екологічності	21.05.2024
Розділ 3. Зміни в конструкції котла ПТВМ-50 в результаті модернізації	28.05.2024
Розділ 4. Результати розрахунків	04.06.2024
Розділ 5 Автоматизація	11.06.2024
Остаточне оформлення роботи	18.06.2024
Направлення роботи для перевірки на плагіат	19.06.2024
Попередній захист роботи на випусковій кафедрі	21.06.2024
Направлення роботи на рецензування	21.06.2024

Дата видачі завдання: 10.05.2024р.

Зав. кафедри _____	Кириченко М.А.
(підпис)	(прізвище, ініціали)
Керівник _____	Гламаздін П.М.
(підпис)	(прізвище, ініціали)
Здобувач _____	Пацамай В.В.
(підпис)	(прізвище, ініціали)

<b>РЕЗЮМЕ (SUMMARY)</b> до кваліфікаційної роботи здобувача:		<i>Пацамай Владислав Володимирович</i> <i>Patsamai Vladyslav</i> (ПІБ здобувача українською та англійською)	
<b>ЗВО</b>	Київський національний університет будівництва і архітектури		
<b>Тема</b> (українською та англійською)	<i>Енергоефективна модернізація водогрійного котла ПТВМ-50</i> <i>Energy-efficient modernization of the hot water boiler PTVM-50</i>		
<b>Освітній ступінь</b>	магістр		
<b>Факультет</b>	Інженерних систем та екології		
<b>Випускова кафедра</b>	Теплотехніки		
<b>Спеціальність</b>	192 «Будівництво та цивільна інженерія»		
<b>Освітня програма</b>	Теплогазопостачання і вентиляція		
<b>Керівник</b>	доцент Гламаздін Павло Михайлович		
<b>Обсяг роботи:</b>	<i>пояснювальна записка, стор.</i>	<i>розділів</i>	<i>креслень формату А1</i>
	94	5	10
<b>Розділ 1</b>	<i>Опис існуючої конструкції котла ПТВМ-50</i>		
<b>Розділ 2</b>	<i>Модернізація котла з метою підняття енергоефективності та екологічності</i>		
<b>Розділ 3</b>	<i>Зміни в конструкції котла ПТВМ-50 в результаті модернізації</i>		
<b>Розділ 4</b>	<i>Результати розрахунків</i>		
<b>Розділ 5.</b>	<i>Автоматизація</i>		
<b>Висновки по роботі:</b>	<i>На підставі отриманих результатів зроблено висновки щодо ефективності обраних методів для підвищення ККД котла та розширення діапазону потужностей.</i>		
<b>Ключові слова:</b> <b>Keywords:</b>	<i>Енергоефективність, централізоване теплопостачання, водогрійний котел.</i> <i>Energy efficiency, centralized heat supply, hot water generator.</i>		

Здобувач: \_\_\_\_\_ /

/ Пацамай В.В

Керівник: \_\_\_\_\_ /

/ Гламаздін П.М.

“\_\_\_” червня 2024р.

## ЗМІСТ

Вступ.....	7
1. Опис існуючої конструкції котла ПТВМ-50.....	9
1.1.Недоліки конструкції котла ПТВМ-50.....	17
2. Модернізація котла з метою підняття енергоефективності та екологічності.....	20
2.1.Причини необхідності в модернізації.....	20
2.2.Можливі напрямки модернізації котлів серії ПТВМ.....	20
2.3.Методи реалізації напрямків модернізації котлів серії ПТВМ.....	21
2.4.Обґрунтування прийнятих рішень.....	29
3. Зміни в конструкції котла ПТВМ-50 в результаті модернізації.....	33
3.1.Улаштування двосвітного екрану.....	33
3.2.Зміна баштової конструкції котла на П-подібну.....	33
3.3.Демонтаж димової труби.....	35
3.4.Заміна та перенесення пальників.....	36
3.5.Реконструкція повітропроводів.....	39
3.6.Змінення гідравлічної схеми роботи котла.....	40
3.6.1. Робота модернізованого котла за теплофікаційним режимом.....	41
3.6.2. Робота модернізованого котла за піковим режимом.....	42
4. Результати розрахунків.....	43
4.1.Визначення параметра М.....	43
4.2.Розрахунок теплового балансу котла ПТВМ-50 і витрата газу на годину.....	44
4.3.Аеродинамічний розрахунок котла ПТВМ-50.....	63
4.4.Підбір димотяга.....	87
5. Автоматизація.....	87
Висновки.....	91
Список використаних джерел.....	92
Додатки.....	93

## ВСТУП

Тема підвищення енергоефективності набирає популярності і вже практично застосовується в багатьох сферах. Ця тенденція також торкнулася тепlopостачання. На сьогоднішній день в опалювальних котельнях по всій нашій країні широко використовують водогрійні котли КВГМ та ПТВМ. І хоча ці котли видають достатньо потужності, але зовсім не задовільняють потреби і норми екологічності та енергоефективності. Ці котли витрачають більше палива та виділяють велику кількість шкідливих викидів, які забруднюють навколишнє середовище.

В інших пострадянських країнах, які межують з Україною (країни Балтії та частина країн східної Європи) вже давно впроваджують різні види модифікацій для котлів цих серій. Це робиться для того, щоб підвищити їх параметри екологічності та енергоефективності.

Одним з найефективніших методів є заміна застарілих пальників на більш нові, для серії ПТВМ також зменшують кількість цих пальників, запроваджують сучасні системи автоматизації та замінюють обмуровання котла.

Сьогодні тепlopостачання від центральних котелень зазнає великих втрат і ситуація постійно погіршується, особливо з огляду на економічну кризу. Однією з причин цих втрат є різка зміна навантаження на котельні в різні періоди року. Для вирішення цієї проблеми потрібно зменшити нижній діапазон потужностей, який зараз знаходиться на рівні 20%, в той час як необхідно 10%.

Зміна, а саме зменшення кількості пальників та заміна їх на нові може покращити деякі параметри котла. Звісно, за рахунок оновлення обладнання викиди шкідливостей зменшуються, а також підвищується енергоефективність. Але, у великих містах України постає інша проблема, протилежна описаній вище – це проблема збільшення навантаження на котельні, які опалюють ці міста. Такі великі навантаження можуть покрити більш потужні котли 30, 50, 100, 200 МВт.

Ті котли, які встановлені в районних котельнях, мають застарілу конструкцію і не можуть видати нормований рівень енергоефективності та екологічності. Але вони ще досі працюють. Особливо розповсюдженими є котли серії ПТВМ. Ця серія має баштову компоновку, димар розташований над конвективними поверхнями. Це виключає використання димотяга. Пальники в цій серії котлів розташовані на бокових стінках і направлені одна-на-одну, що є більше недоліком, ніж перевагою. Через цю особливість ПТВМи мають великі викиди NOx та CO<sub>2</sub>. Також, саме ці котли мають погано регульований діапазон навантажень та великі розміри, а отже і високу матеріалоемність, а це робиться експлуатацію складнішою, а монтаж довшим та дорожчим.

Мета цієї роботи – дослідити можливі методи модернізації (реконструкції) котла ПТВМ-50 для розширення діапазону його роботи та покращення можливості регулювання цього діапазону потужностей з одночасним підвищенням енергоефективності та екологічних показників.

## 1. ОПИС ІСНУЮЧОЇ КОНСТРУКЦІЇ КОТЛА ПТВМ-50

ПТВМ-50 – це водогрійний котел баштового типу продуктивністю 50 Гкал/год призначений для отримання гарячої води з температурою 150 °С, яка використовується в системах опалення, вентиляції і гарячого водопостачання промислового і побутового призначення, а також для технологічних цілей.

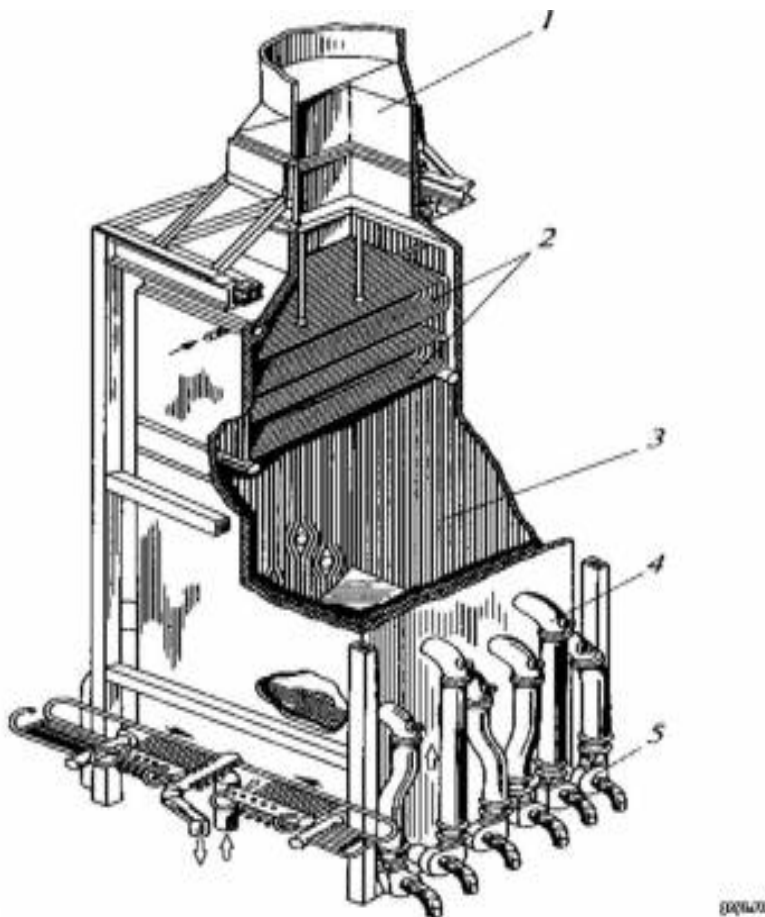


Рис. 1.1. Водогрійний котел ПТВМ-50

1 – димова труба; 2 – конвективні поверхні; 3 – топка; 4 – газомазутний палиник; 5 – вентилятор

Водогрійні котли ПТВМ-50 (рис. 1.1) мають баштове компонування та виконані у вигляді прямокутної шахти, в нижній частині якої знаходиться повністю екранована камерна топка. Топка котла має вигляд прямокутної шахти з основою 5х5, екранна поверхня виготовлена з труб 60х3 мм з кроком  $s=64$  мм і складається з двох бокових, фронтального та заднього екранів. Труби

бічних екранів вварені в нижній і верхній бічні колектори. У верхніх бічних колекторах встановлені заглушки для забезпечення двоходового руху води по екрану. Труби бічних екранів мають амбразури для установки пальників, з кожного боку по шість штук у два яруси (два вгорі, чотири внизу). Кожен пальник обладнаний індивідуальним дуттьовим вентилятором, а пальники нижнього ярусу - розпалювальні. Труби фронтального та заднього екранів у нижній частині вигнуті та екранують під (низ) топки.

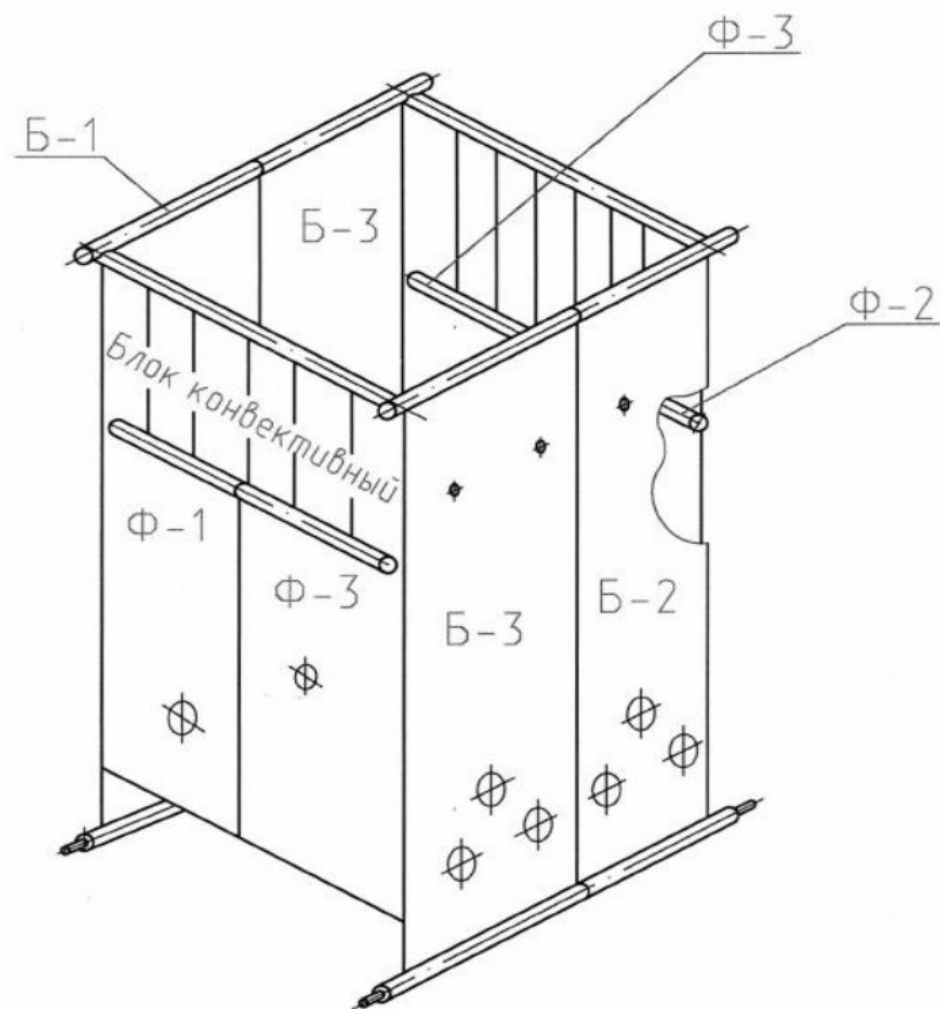


Рис 1.2. Схема розташування екранів топки

Вертикальні труби фронтального екрану розташовані в топці і вварені в нижній і проміжний колектори. Труби заднього екрана топки розташовані симетрично фронтальному екрану.

Табл.1.1. Технічні характеристики котла ПТВМ-50

Назва показника	ПТВМ-50
Паливо	Газ
Теплове продуктивність, Гкал/год (МВт/год)	50(58)
Температура газів на виході з топки, °С	1360
Температура видаляємих газів, °С	190
Температура води, °С	
- на вході	70
- на виході	150
Витрата палива, м <sup>3</sup> /год	6540
Радіаційна поверхня топки, м <sup>2</sup>	116
Поверхня конвективної частини, м <sup>2</sup>	1170
Об'єм топочної камери, м <sup>3</sup>	109
Габарити по осям опор, мм	
- ширина	5160
- глибина	5180
- висота	13500
Нормальна витрата води, т/год	
- двоходова схема	2180
- чотириходова схема	1240
Швидкість води в трубах екрана, м/сек	
- двоходова схема	1,49
- чотириходова схема	1,68
Швидкість води в трубах конвективної частини, м/сек	
- двоходова схема	1,49
- чотириходова схема	1,68

Конвективна поверхня нагріву розташована над топкою по ходу руху газів і сформована чотирма пакетами секцій у два яруси з відстанню 600 мм, між якими встановлені люки-лази. Вище переднього екрана, між проміжним колектором і верхнім колектором, встановлені (приварені) вертикальні стояки, а в ці стояки вварені два пакети горизонтально розташованих U-подібних труб діаметром 28 x 3 мм. Аналогічну конструкцію та два конвективні пакети секцій, має задній екран топки.

Над кожним котлом встановлюють димар, що забезпечує природну тягу. Труба спирається на каркас. Котли встановлюються напіввідкрито: у приміщенні розміщуються лише пальники, арматура, вентилятори тощо., тобто нижня частина котлоагрегату, а решта елементів котла розташовані на відкритому повітрі.

Котел має легке натрубне обмуровування товщиною 110 мм: перший шар - шамотобетон по металевій сітці, другий - мінеральна вата, а третій - газонепроникна обмазка або штукатурка. Зовні приміщення котельної обмурівка котла покривається вологонепроникним матеріалом. Котел має обмивальні пристрої для видалення сажі з конвективної поверхні нагрівання. Основні характеристики котлів серії ПТВМ наведено у табл. 2.1.

Газоповітряний тракт. Котел має баштове компонування. Паливо та повітря подаються в пальники, а в топці утворюється факел горіння. Теплота від топкових газів у топці за рахунок радіаційного та конвективного теплообміну передається всім екранним трубам (радіаційним поверхням нагріву) і від стінок труб теплота передається воді, що циркулює по екранах.

Потім топочні гази проходять конвективну поверхню нагріву, де теплота передається воді, що циркулює по пакетах секцій труб, проходять димову трубу, звідки з температурою 180 - 190 °С димові топкові гази видаляються в атмосферу.

Вода в котлі циркулює за допомогою насосів, що розширює можливості гідравлічних схем для даного агрегата. Витрата води залежить від режиму роботи котла: під час роботи в літній період застосовується чотириходова

схема циркуляції води за основним режимом, а в зимовий — двоходова за піковим режимом.

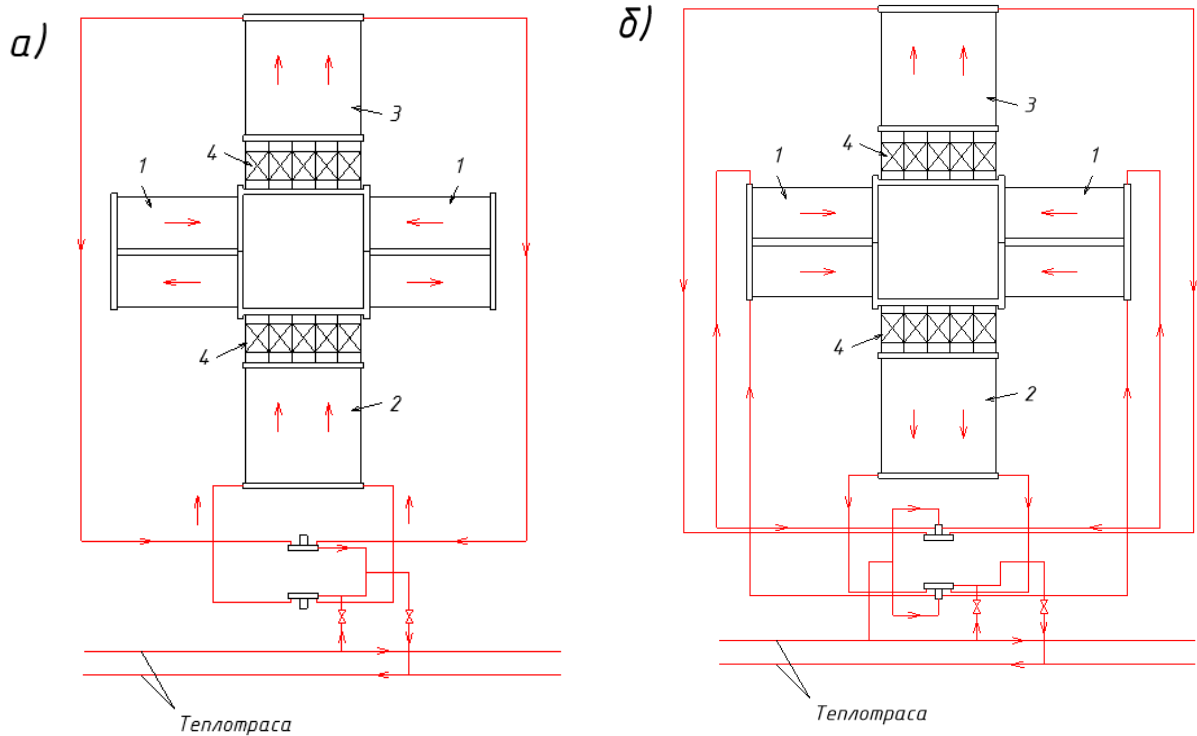


Рис 1.3. Гідравлічні схеми роботи котла

а - чотириходова гідравлічна система; б - двоходова гідравлічна система

1 – боковий екран, 2 – фронтний екран, 3 – задній екран, 4 – конвективні поверхні;

Робота котла за теплофікаційним режимом (чотириходова схема).

У першому ході зворотна мережева вода з температурою 70 °С мережевим насосом подається в нижній колектор переднього (фронтного) екрану, звідки піднімається трубами до проміжного колектора, а далі, пройшовши стояки і конвективні U-подібні пакети, надходить у верхній колектор переднього (фронтного) екрану.

У другому ході вода з крайніх точок верхнього колектора двома потоками по перепускним трубам вода переходить у верхні колектори лівого і правого бічних екранів, розподіляється по колекторах до заглушок(які стоять посередині колектора), звідки по ближній (щодо фронту котла) частини екранних труб опускається в нижні колектори.

У третьому ході води з нижніх колекторів лівого та правого бічних екранів піднімається по дальній частині труб у верхні колектори бічних екранів та розподіляється по колекторам після заглушок.

У четвертому ході води з верхніх колекторів бічних екранів двома потоками по перепускних трубах переходить у верхні колектори заднього екрану, проходить проміжний колектор і далі, пройшовши стояки та конвективні U-подібні пакети секцій, опускається в нижній колектор екрана, звідки нагріта до 150 °С вода йде у тепломережу.

#### Робота котла у піковому режимі (двоходова схема).

У першому ході зворотна мережева вода з температурою 105 °С мережевим насосом двома паралельними потоками подається в нижні колектори переднього і заднього екранів, звідки по трубах екранів піднімається в проміжні колектори, а потім проходить по стоякам і конвективним U-подібним пакетам після чого потрапляє у верхні колектори переднього та заднього екранів.

У другому ході вода з двох верхніх колекторів переднього та заднього екранів паралельними потоками по перепускних труб переходить у верхні колектори лівого та правого бічних екранів, по екранних трубах опускається в нижні колектори лівого та правого бічних екранів звідки, нагріта до 150 °С, йде у тепломережу.

При двоходовій схемі циркуляції через котел пропускається майже вдвічі більше води, ніж за чотириходової схеми. Це пояснюється тим, що при зимовому режимі роботи котла вода нагрівається більше, ніж у літній період, і вона надходить у котел з вищою температурою (110 замість 70 °С).

На бокових стінах котла встановлюються 12 газомазутних пальників МГМГ-6 з індивідуальними дуттьовими вентиляторами типу ЕВР-4. Пальники серії МГМГ, всіх модифікацій, застосовуються на котлах великої потужності типу ПТВМ та КВ-ГМ. Крім зазначених котлів ці пальники можуть застосовуватись на печах, сушильних барабанах та іншому подібне обладнанні.

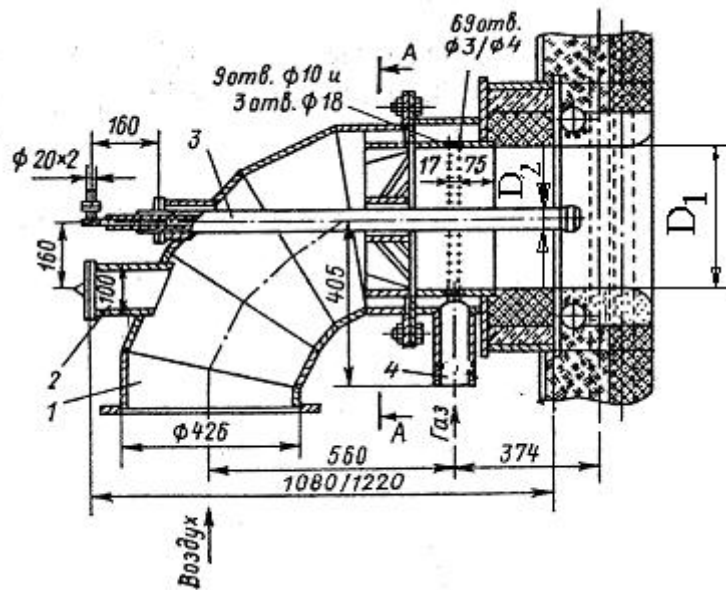


Рис. 1.4. Пальник газомазутний МГМГ-6

Паливо, що застосовується для спалювання в пальниках цієї серії, це природний газ або мазут марки М-100 (допускається використання мазутів та інших марок). Крім природного газу та мазуту на пальниках можна спалювати й інші види палива, такі як дизельне паливо (солярка), пічне паливо або нафта, але при цьому треба враховувати, що витрата палива на номінальних значеннях пальника може відрізнятись від паспортних як у менший, так і більший бік. Традиційно для налаштування пальників з витрат палива наладчики вдавалися до методу зміни діаметра отвору паливного завихрювача, але в сучасних умовах набагато правильніше та зручніше застосовувати автоматизацію пальника, яка сама контролює витрату палива. Автоматика підбирається індивідуально для кожного проекту.

Для роботи на рідкому паливі в пальниках МГМГ-6 використовуються форсунки типу ФММ-620 (механічна форсунка мазутна).

Табл. 1.2. Характеристики пальника МГМГ-6

Номинальна теплова потужність пальника, МВт	6,6
- на мазуті	1,4
- на газу	4,1
Витрата газу, м <sup>3</sup> /ч	490
Тиск повітря перед пальником при роботі на газіві, Па	490
Витрата повітря, м <sup>3</sup> /с	1,9
Тиск повітря перед пальником при роботі на мазуті, Па	280
Витрата мазути, кг/год	620
Маса пальника, кг, не більше	112
Котли на які розраховані пальники	КВ-ГМ-35-150(С); КВ-ГМ-58,2-150; ПТВМ-30М(МС); ПТВМ-50
Форсунка	ФММ-620

Пальник складається з газової частини, лопаткового реєстру для закрутки повітря, механічної форсунки та циліндричного тунелю-стабілізатора, діаметр якого дорівнює внутрішньому діаметру газової камери (346 мм). Довжина тунелю 380 мм, він дещо виступає в топку за межі екранних труб, що зменшує можливість їхнього перегріву. Газ надходить у закручений потік повітря під кутом 90° від периферії до центру з двох рядів отворів у

газовій камері, що забезпечує рівномірний розподіл газових струменів у потоці повітря. Повітря в кожному пальнику зазвичай подається від автономного вентилятора, закручується в ньому лопатковим регістром, який монтується тільки після футерування рами пальника на котлі. Внутрішнє футерування рами захищає пальник від нагрівання за рахунок випромінювання з топки.

Конструкція пальника дуже надійна. Термін експлуатації при правильному використанні становить 20 років і більше. Пальник простий в обслуговуванні та ремонті. У разі потреби основні вузли пальника легко змінюються.

Пальники на котлі розташовані з двох сторін групами в два яруси, причому один з пальників кожної групи нижнього ярусу є розпалювальним і має запалювальний пристрій, встановлений безпосередньо над пальником і включається з щита. Можливе також розпалювання переносним газовим або мазутним запальником. Інші пальники з цієї групи розпалюються зі зростанням продуктивності котла від факела розпалювального пальника. Розпалювання пальників роблять при відкритих повітряних заслінках.

Для очистки конвективних поверхонь нагріву в баштових котлах передбачається обмивка цих поверхонь лужною мережною водою. Обмивальний пристрій складається з труб, розташованих над конвективним пучком. Труби вздовж своєї осі забезпечені соплами, з яких виходять струї води, які вдаряються в змієвики і змивають відкладення, які накопичились на трубах. Під час промивки труби постійно повертаються на  $120^\circ$  за допомогою спеціального поворотного механізму. Під час спалювання мазута, передбачається ввід в топочну камеру каустестичного магnezиту для зниження забруднень конвективних поверхонь нагріву липких відкладень.

### **1.1.Недоліки конструкції котла ПТВМ-50**

- Високий рівень шкідливих викидів

Котел ПТВМ-50 був розроблений більше 50 років тому і не зазнавав модернізації, тож звісно, він вже давно не відповідає вимогам екологічності. Таким чином, високий рівень шкідливих викидів котлів ПТВМ-50 є серйозним недоліком, що впливає на навколишнє середовище та здоров'я людей.

Через згорання паливу в даному котлі найбільше в атмосферу потрапляють оксиди азоту (NOx) та оксид вуглецю (CO).

NOx є одними з найбільш небезпечних забруднювачів повітря через кілька причин. По-перше, сприяє утворенню смогу і кислотних дощів, що негативно впливають на рослинність, ґрунти та водні ресурси. По-друге, може викликати респіраторні проблеми, зокрема астму та бронхіт, а також загострювати хронічні захворювання легень.

Так само негативно впливають на середовище і оксид вуглецю.

Згідно паспортних даних викиди NOx при роботі на мазуті досягають 500 мг/м<sup>3</sup>, а на природному газі – до 400 мг/м<sup>3</sup>, що не вписується у вимоги Євросоюзу, які прийняті в Україні згідно «Національний план скорочення викидів від великих спалювальних установок». Згідно цього документу викиди NOx та CO не повинні перевищувати 100 мг/м<sup>3</sup>.

Великі викиди CO, кількість яких, залежить від питомої витрати палива, у свою чергу, сприяють глобальному потеплінню, тобто зміні клімату, що призводить до підвищення температури, зміни погодних умов, танення льодовиків та підвищення рівня моря, змушуючи види фауни адаптуватися або переміщуватися, що може призвести до втрати біорізноманіття.

- Низька енергоефективність

Котли ПТВМ-50 мають нижчий ККД порівняно з сучасними котлами, що означає, що більша частина енергії палива втрачається у вигляді теплових втрат з димовими газами та через обмурування. Через низький ККД потрібно більше палива для виробництва тієї ж кількості тепла, що збільшує витрати на паливо та експлуатацію.

Значна частина тепла втрачається з димовими газами, які виходять з котла при надто високих температурах. Це означає, що тепло не використовується ефективно для обігріву мережевої води.

- Застарілі елементи системи автоматизації регулювання режимами роботи котла

Компоненти котлів ПТВМ-50 часто застарілі і не відповідають сучасним стандартам енергоефективності. Це призводить до збільшення енергетичних витрат та експлуатаційних витрат.

Відсутність сучасної системи автоматизації ускладнює процес регулювання параметрів згоряння та потужності котла, що знижує його ефективність.

Для підвищення гнучкості та ефективності роботи котлів необхідно впроваджувати сучасні технології автоматизації, використовувати ефективні методи регулювання потужності та модернізувати або замінювати застаріле обладнання

Відсутність автоматичного регулювання співвідношення витрат палива та дуттьового повітря, крім зниження ККД, призводить до збільшення викидів NOx та CO.

- Застарілі матеріали ізоляції

Котли серії ПТВМ ізолювані шаром шамотобетону та мінеральної вати, що є вже давно застарілим матеріалом для ізоляції. Це призводить до більших витрат тепла через стінки.

- Обмежений діапазон регулювання потужності

Котли ПТВМ-50 мають обмежений діапазон регулювання потужності, що означає, що вони не можуть ефективно і швидко реагувати на різкі зміни теплового навантаження. Це призводить до неефективного використання палива та підвищених експлуатаційних витрат. Особливо це проблематично в умовах змінного попиту на тепло для систем ГВП влітку.

Зараз, за паспортними даними, нижня межа потужності котла 20%, що є занадто високим показником для сучасних потреб наших міст, які потребують зниження цього рівня до 10%.

- Відсутність димотяга

Відсутність димотяга не дає змоги регулювати розрідження в котлі і через це при зміні навантаження і швидкості вітру, падає ККД. Більш того, при деяких змінах погоди котел не може надати необхідну кількість тепла.

## **2. МОДЕРНІЗАЦІЯ КОТЛА З МЕТОЮ ПІДНЯТТЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ТА ЕКОЛОГІЧНОСТІ**

### **2.1. Причини необхідності в модернізації**

Причини доцільності модернізації понад заміною обладнання полягає в економічній окупності. Наприклад, за приблизними оцінками вартість повного демонтажу старого котла коштуватиме 3 000 000 гривень, а заміна на новий може коштувати 30 000 000 гривень.

### **2.2. Можливі напрямки модернізації котлів серії ПТВМ**

За мету модернізації можуть бути прийняті дві цілі:

- Підвищення ККД котла до сучасних значень цього показника або зниження питомої витрати палива (що є величиною, зворотною до ККД);
- Підвищення екологічних показників котла по шкідливим викидам в атмосферне повітря до нормативних значень.

Мета може бути і комплексною, тобто одночасне зниження питомої витрати палива (або підвищення ККД котла) та зменшення шкідливих викидів в атмосферне повітря.

Поставлена мета може бути досягнута розробленням технічних рішень в наступних напрямках:

Для підвищення ККД водогрійного котла в загальному випадку можуть бути прийняті технічні рішення в напрямку зниження температури продуктів згорання на виході з котла та зниження недопалу вуглецю, тобто виключення, в ідеалі, наявності СО в продуктах згорання.

Також, велика частка зниження ККД відбувається через втрати тепла в навколишнє середовище, тому можуть бути використані різні технічні рішення, які збільшать кількість тепла, яка засвоюється в середині топки.

Для зниження викидів шкідливостей в атмосферне повітря необхідно знижувати середню температуру в топковому просторі за рахунок оптимізації аеродинамічних процесів в топці котла або перетворювати хімічний склад продуктів згорання перед їх викидом в атмосферу.

Обидва напрямки дещо перетинаються, що може дати синергетичний ефект при правильному виборі технічних засобів їх реалізації, а іноді, різні технічні засоби можуть нівелювати можливий позитивний вплив кожного з засобів, застосованих окремо.

Наприклад, оптимізація аеродинамічних процесів в топковому просторі може привести до вирівнювання температур в різних місцях топки, що знизить можливість утворення зони з високою температурою, в яких, в основному, генеруються оксиди азоту. Але, якщо суттєво знизиться середня температура топкового середовища в усьому об'ємі топки, то може з'явитись хімічний недопал вуглецю і на виході з топки в продуктах згорання з'явиться оксид вуглецю (CO) замість CO<sub>2</sub>. Це веде до двох негативних наслідків: поява CO, що негативно впливає на екологію, та хімічний недопал, що означає зменшення ККД котла.

### **2.3.Методи реалізації напрямків модернізації котлів серії ПТВМ**

#### **Зменшення викидів:**

- Автоматизація процесу горіння

Автоматизація процесу горіння спрямована на підвищення ефективності роботи котлів, їх безпеки та зменшення викидів шкідливих речовин. Цей метод включає впровадження автоматичних систем керування та контролю за процесом горіння.

#### **Основні компоненти системи автоматизації:**

- давачі температури для вимірювання температури води, пари та продуктів згорання;

- газоаналізатори для вимірювання концентрації кисню, вуглекислого газу, оксидів азоту та інших компонентів в димових газах;
- програмовані логічні контролери (PLC), які забезпечують збір даних з датчиків і керування виконавчими механізмами за закладеними в них керуючими алгоритмами;
- регулятори подачі палива та повітря, які оптимізують співвідношення паливо-повітря для досягнення максимальної ефективності горіння;
- клапани регулювання подачі палива (газу, мазуту чи іншого виду палива);
- регулятори подачі повітря.

Система автоматично підтримує оптимальне співвідношення витрати палива та повітря, що забезпечує максимальне згорання палива і мінімізує викиди шкідливих речовин.

Постійний моніторинг температури, тиску та складу димових газів дозволяє оперативно реагувати на відхилення від заданих параметрів, а автоматичне регулювання дозволяє оптимізувати роботу котла під різні режими навантаження, що підвищує його ККД і знижує витрати палива.

Отже, завдяки автоматизації процесу горіння в котлах можна отримати: зниження витрат палива за рахунок оптимізації процесу горіння; мінімізацію викидів шкідливих речовин завдяки оптимальному співвідношенню витрат палива та повітря; зменшення витрати на персонал і обслуговування, адже автоматизація знижує необхідність у постійному ручному контролі.

Впровадження автоматизації процесу горіння в котлах ПТВМ є важливим кроком у напрямку модернізації теплових установок, що дозволяє досягти високих стандартів енергоефективності та екологічної безпеки.

- Заміна пальників

Цей метод передбачає встановлення сучасних, більш ефективних та екологічно безпечних пальників замість застарілих моделей.

Нові пальники розроблені для мінімізації викидів оксидів азоту (NO<sub>x</sub>), оксиду вуглецю (CO) та інших шкідливих речовин.

Для особливо високого рівня екологічності продуктів згорання існують пальники з низьким рівнем викидів NO<sub>x</sub> (Low-NO<sub>x</sub>). Вони розроблені для зниження утворення оксидів азоту під час горіння. Для цього використовуються методи рециркуляції димових газів, ступеневе спалювання та інші технології.

Також, заміна пальників на більш сучасні підвищує ефективність використання палива, що дозволяє знизити його витрати і забезпечує більш стабільний та контрольований процес горіння.

Ці всі аспекти дозволяють максимально ефективно використовувати теплову енергію палива.

Заміна пальників є одним з найефективніших способів модернізації котлів ПТВМ, що дозволяє суттєво підвищити їх енергоефективність, знизити експлуатаційні витрати та покращити екологічні характеристики.

- Рециркуляція продуктів згорання;

Цей метод передбачає часткове повернення димових газів (продуктів згорання) до зони горіння для повторного використання. Нижче наведено основні аспекти цього методу модернізації. Цей процес спрямований на зменшення викидів шкідливих речовин.

Повернення частини димових газів до зони горіння знижує температуру полум'я, що допомагає зменшити утворення оксидів азоту (NO<sub>x</sub>).

Рециркуляція зменшує концентрацію кисню в зоні горіння, що також сприяє зниженню утворення оксидів азоту та інших шкідливих речовин, але одночасно знижує ККД, бо продукти згорання – це баласт, який забирає на себе частину тепла з топки і виносить в атмосферу.

Для відведення та повторного введення димових газів до зони горіння використовують димососи, систему трубопроводів та клапанів для транспортування димових газів від димової труби до топки котла, а також

автоматичні системи, що регулюють потік рециркуляційних газів у залежності від параметрів роботи котла.

Автоматична система керування контролює температуру, тиск і склад димових газів та забезпечує оптимальне співвідношення рециркуляційних газів і повітря для підтримання стабільного горіння.

- Двостадійне спалювання палива;

Двостадійне спалювання палива є одним з ефективних методів модернізації котлів типу ПТВМ, спрямованим на зниження викидів шкідливих речовин, підвищення ефективності згорання палива та поліпшення загальної роботи котла. Цей метод передбачає поділ процесу горіння на дві стадії, що дозволяє краще контролювати параметри горіння і зменшити утворення шкідливих речовин.

Цей метод діє завдяки спільній роботі кількох пальників, які працюють з різною температурою та розташовані в різних частинах котла. Перший пальник працює з меншою температурою і меншим коефіцієнтом надлишку повітря, через що зменшуються викиди  $\text{NO}_x$ , але концентрація  $\text{CO}$  збільшується. Тоді наступний пальник працює з більшим коефіцієнтом надлишку повітря і випалює надлишки  $\text{CO}$ , що допомагає підвищити рівень чистоти продуктів згорання, а також підвищити ККД котла завдяки більш рівномірному розподілу температур в топці.

- Подавання води або пари в зону горіння (для мазута);

Цей метод спрямований на зниження викидів оксидів азоту ( $\text{NO}_x$ ). Його суть полягає в тому, щоб підмішувати воду або пару в зону горіння мазута. Вода або пара, подана в зону горіння, поглинають частину тепла, знижуючи температуру полум'я. Це допомагає зменшити утворення оксидів азоту ( $\text{NO}_x$ ).

#### **Зменшення температури видалюємих газів:**

- Збільшення площі поверхонь нагріву

Збільшення площі поверхонь нагріву є одним з найефективніших методів модернізації котлових агрегатів для зменшення температури видалюємих газів. Цей метод передбачає додавання або заміну теплообмінних

елементів для збільшення контактної площі між теплоносієм і теплопередаючими поверхнями, що сприяє кращому теплообміну.

Покращений теплообмін дозволяє ефективніше використовувати паливо, що знижує його витрати, а це в свою чергу веде до зменшення кількості шкідливих викидів, таких як NO<sub>x</sub> і CO, через ефективніше спалювання палива.

Є декілька способів збільшення площі поверхонь нагріву: додавання додаткових труб, використання ребристих труб, встановлення додаткових теплообмінників, наприклад, повітропідігрівачів для водогрійних котлів, в яких вони в проектній конструкції не передбачались.

Перший метод пропонує додати додаткові труби в яких протікатиме теплоносії. Цей метод досить ефективний, але часто потребує суттєвих змін конструкції, що веде за собою зміни гідравлічної схеми руху теплоносія в котлі.

Другий метод дає можливість досягнути значного збільшення площі теплообміну без збільшення розмірів, адже додаткова площа поверхні з'являється завдяки додаванню ребрень. Але це досить сильно збільшує витрати на матеріали та встановлення, а також з'являється потреба у частішому обслуговуванні для запобігання накопиченню відкладень на ребрах. Є багато видів ребрень залежно від форми та розташування. Прикладом є мембранні екрани, які встановлюються між трубами.

Ще один метод збільшення площі поверхні нагріву це - встановлення додаткових теплообмінників. Наприклад, економайзерів або конденсаторів, для попереднього нагріву води або повітря. Це підвищить загальну ефективність системи без значного впливу на основний котел, але збільшить витрати на обладнання та установку, а також можливе ускладнення системи загалом.

- Загальна зміна конструкції

Загальна зміна конструкції котла може бути ефективним методом модернізації. Зараз більшість котлів будуються з П-подібною конфігурацією,

адже вона забезпечує більш рівномірний розподіл теплових потоків, що зменшує перегрів окремих ділянок котла.

Також, в порівнянні з баштовою, продукти згорання значно довше знаходяться всередині котла з такою конфігурацією, а це підвищує ефективність теплообміну і збільшує ККД.

Але зміна конфігурації котла з баштової на П-подібну може вимагати значних інвестицій.

- Оптимізація аеродинаміки топкового середовища

Цей метод передбачає покращення розподілу повітря і паливної суміші в топці, а також оптимізацію шляхів руху димових газів. Він спрямований на покращення ефективності згорання палива, зменшення шкідливих викидів та підвищення загальної продуктивності котла.

Це все сприяє більш повному згорянню палива, що підвищує тепловіддачу і ККД котла та зменшення кількості незгорілих часток і шкідливих викидів, таких як NOx та CO.

Цього можна досягнути встановленням сучасних пальників з високою ефективністю згорання і низьким рівнем викидів, які забезпечують кращий розподіл паливної суміші.

Також, можна поліпшити системи подачі повітря через оптимізацію розподілу повітря в топці за допомогою регулювальних клапанів, дифузорів та вентиляторів. Це збільшить ефективність згорання та знизить втрати тепла.

- Переміщення та перерозподіл теплової потужності між пальниками і вирівнювання температур в топці

Цей метод передбачає оптимізацію розташування пальників та їхньої потужності. Забезпечення рівномірного розподілу тепла в топці. Це все веде до більш повного згорання палива, що підвищує ККД котла, а також зменшує утворення шкідливих речовин.

В більшості котлів, які використовуються на теренах нашої країни, пальники розташовані в вертикальних площинах один навпроти одного, це несе за собою негативні наслідки, такі як: нерівномірно розподілена

температура продуктів згорання в топці та перехрещення факелів. Це означає, що ці котли мають більше шкідливих викидів через нерівномірний розподіл температур в топці.

Саме тому, один з методів вирішення цієї проблеми є переміщення пальників. Їх можна перемістити в під або у склепіння котла. Тоді факели від них не будуть перетинатись і більш рівномірно розвиватимуться в топці. Також, можна розташувати їх у вертикальних площинах, тобто в фронтальному, задньому або бокових екранах, але тоді їх треба встановлювати лише з одного боку, щоб вони не перетинались.

Також, можна встановлювати їх один над одним, але тоді треба регулювати їхню потужність, щоб вони підсилювали один-одного. Цей спосіб розташування пальників дає змогу реалізувати двостадійне або навіть трьохстадійне горіння.

#### **Зменшення втрат тепла в навколишнє середовище:**

- Змінення конструкції обмурування

Обмурування котла - це зовнішнє покриття або оболонка, що захищає котел від механічних пошкоджень, втрат тепла та підвищує його загальну ефективність. Зазвичай, обмурування складається з шару вогнетривких плит та армуючої сітки, термоізоляційних матеріалів і зовнішнього газонепроникного шару обмазки або штукатурки.

Обмурування знижує тепловтрати, забезпечуючи ефективне утримання тепла всередині котла. Це підвищує загальний ККД котла.

Наявне обмурування котла ПТВМ-50, яке складається з шамотобетону, мінеральної вати та газонепроникної обмазки/штукатурки, є не дуже ефективним і має певні недоліки, такі як висока теплопровідність, розтріскування та недовговічність. Використання сучасних ізоляційних матеріалів може значно підвищити ефективність роботи котла та знизити тепловтрати.

Традиційні матеріали обмурування вже є застарілими і мають багато недоліків, наприклад, низькі характеристики теплоізоляції, через що значна частина тепла потрапляє назовні, а отже знижує ККД котла.

Також, традиційні матеріали можуть піддаватися тепловому розширенню і при цьому тріскатись, що знижує ефективність ізоляції і додатково може потребувати частого ремонту.

Сучасні ізоляційні матеріали та їх компонування можуть значно підвищити ефективність роботи водогрійних котлів.

Сучасний сендвіч обмурування котельних агрегатів виглядає так: Мулітове волокно – шар вогнетривкого волокна, який стійкий до корозії, окислення та відновлення. Ковдри з полікристалічного мулітового волокна широко використовується в області високотемпературної ізоляції в різних галузях промисловості, в тому числі в теплогенеруючому обладнанні.

Далі встановлюються листи бляхи або станіолу. Оскільки, частина тепла виводиться за межі елементів нагріву за рахунок радіаційного теплообміну, додатковий шар металу дозволяє зменшити цей показник вдвічі, завдяки відбиваючим властивостям цього матеріалу.

Теплоізоляційні матеріали на основі базальтових порід є наступним шаром зовнішнього покриття котлоагрегатів. Саме цей шар допомагає зберігати все тепло всередині через свій низький коефіцієнт теплопровідності.

Після шару теплоізоляції кладеться шар вентиляційної мембрани для уникнення просочування продуктів згорання з топки.

Ззовні все це покривається металевим профілем для захисту цих шарів покриття від фізичних та атмосферних впливів.

- Додавання мембранних вставок між трубами екранів в топці

Мембранні екрани - це конструктивні елементи, які встановлюються між трубами екранів в котлі для підвищення ефективності теплообміну, покращення теплоізоляційних властивостей та зменшення тепловтрат.

Мембранні екрани мають пластинчасті вставки з плоских або профільованих металевих пластин, які встановлюються між трубами екранів

котла. Вони можуть бути виготовлені з різних матеріалів, але зазвичай використовують нержавіючу сталь або спеціальні сплави, стійкі до високих температур і корозії.

Мембранні екрани збільшують загальну площу поверхні теплообміну, що дозволяє більш ефективно передавати тепло від газів до теплоносія.

Мембранні екрани знижують втрати тепла за рахунок радіаційного теплообміну, утримуючи тепло всередині системи.

Завдяки своїй конструкції, мембранні екрани покращують термоізоляційні властивості топки, зменшуючи теплові втрати.

Завдяки поліпшенню теплообміну і зниженню тепловтрат, ККД котла значно підвищується. Ефективніше використання палива знижує його витрати, що призводить до економії на експлуатаційних витратах.

Проте, додавання мембранних екранів може вимагати значних початкових інвестицій та вимагати спеціального обладнання та кваліфікованого персоналу.

Додавання мембранних екранів між трубами в котлі ПТВМ-50 є ефективним методом підвищення його ККД і зниження тепловтрат. Мембранні екрани збільшують площу теплообміну, покращують тепловіддачу і знижують тепловтрати. Хоча установка мембранних екранів може вимагати значних початкових інвестицій та технічних зусиль, переваги від їх використання значно переважають недоліки, забезпечуючи економію на експлуатаційних витратах і подовжуючи термін служби котла.

## **2.4. Обґрунтування прийнятих рішень**

### **Улаштування двосвітного екрану**

Один із методів розширення діапазону для застарілих котлів полягає у збільшенні поверхні нагріву. Цього можна досягти змінивши компоновку котла або додати нові екранні поверхні. В нашому випадку найкращим рішенням є останнє, а саме двосвітний екран.

Двосвітний екран – це трубний екран, який може засвоювати тепло з обох сторін одночасно, тоді як звичайний екран тільки з однієї.

### Зміна баштової конструкції котла на П-подібну

ПТВМ-50 має баштове компонування, що дозволяє не встановлювати димотяг, але через це, температура видаляємих газів занадто висока, що зменшує ефективність роботи котла.

Тому, ми пропонуємо змінити компонування ПТВМ-50 подібно до котлів КГВМ, які мають П-подібне компанування, тобто два ходи газів і димотяг.

Така конструкція дозволить більш рівномірно розподіляти тепло в котлі та зменшити витрати палива завдяки кращому згорянню, що підвищує ефективність теплообміну, покращуючи загальний ККД.

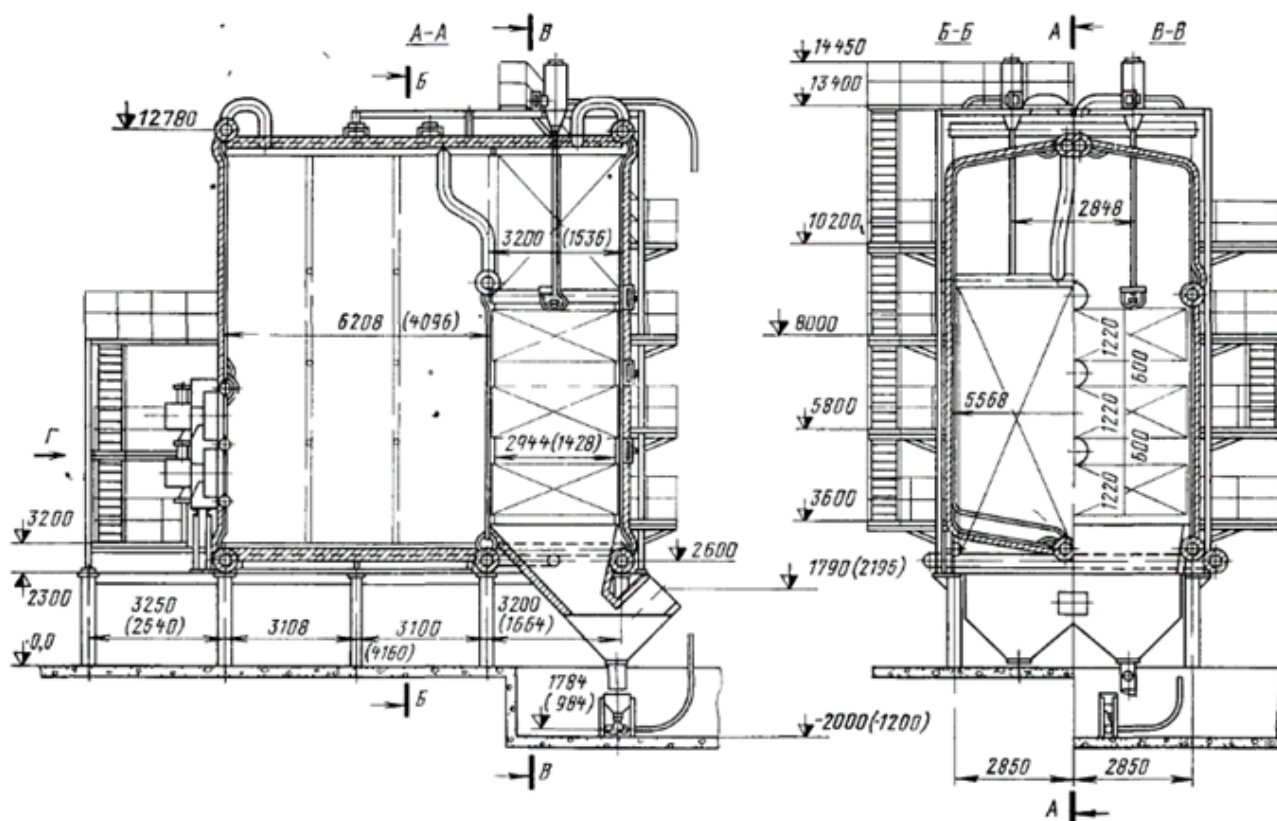


Рис.2.1. Водогрійні котли КВГМ-50 и КВГМ-100  
(розміри в дужках для котла КВГМ-50)

Так як, ми запропонували зробити П-подібне компоновання котла, тоді треба перемістити конвективні поверхні нагріву з топки в прибудовану опускную шахту, по типу котлів серії КГВМ. Також можна збільшити площу конвективної частини, замінивши її на конвективну частину котла КГВМ-50 та додавши ще два конвективних пакети.

Площа оновленої конвективної частини більша, тому розміщення цих поверхонь у вертикальній шахті збільшує площу контакту газів з теплообмінниками, що підвищує загальний ККД котла.

Оскільки ми добавили двосвітний екран для роботи котла на половину потужності, то не можемо залишити прибудовану шахту та конвективну частину в її звичайних розмірах, адже при роботі лише половини пальників димові гази з топки будуть потрапляти до більшої вдвічі шахти, через це буде втрачатись швидкість продуктів згорання і погіршуватиметься аеродинаміка, що негативно вплине на теплопередачу і нівелює всі попередні методи модернізації. Тому, необхідно також добавити розділювальний екран в середину прибудованої шахти. Але, це також впливає на розміри та площу конвективної частини, вона зменшиться вдвічі через розділювальний екран посередині.

Через додавання двосвітного екрану в середину топки пальники розташовані в стінах унеможливають роботу котла. Тому, потрібно перемістити пальники в під котла, оскільки конструкція може не витримати їх у склепінні.

В ПТВМ-50 влаштовано 12 газомазутних пальників МГМГ-6 з індивідуальними дуттьовими вентиляторами типу ЕВР-4, які давно застаріли. Сучасні пальники набагато ефективніші, тому, ми можемо зменшити їхню кількість до 4-х.

Потужність котла ПТВМ-50 дорівнює 58 МВт/год, тому з одного пальника нам потрібна потужність 14,5 МВт. Для заміни пальників було обрано Oilon оскільки їхні пальники досягають низького рівня викидів NOx завдяки інноваційному розподілу газу та повітря в головці згорання.

Для нашого котла ми підібрали пальники типу S, адже їх зазвичай використовуються у водогрійних та жаротрубних котлах, а саме модель GT-18S максимальна потужність яких 15 МВт.

Оновлені пальники розташовуємо в поду котла для кращої аеродинаміки та поліпшеного розподілення тепла в топці.

Також, цей тип пальника має зручну, більш пласку, форму, що ідеально підходить для розташування в поду котла, адже займають менше місця. Але, нам все одно доведеться зробити підлогу нижчою, щоб комфортно добиратись до пальника для ремонтних та профілактичних робіт.

Після запропонованих змін конструкції зникає необхідність розміщення димової труби котла ПТВМ-50 над топкою, тому її необхідно знести, оскільки, в проекті модернізації запланований димосос.

Крім того, для підвищення ККД, можна збільшити площу теплозасвоючої поверхні, закривши отвір від димоходу котла екранованими трубами з фронтального та заднього екранів, зсунувши колектори до центру, тобто до колектора двосвітного екрану.

### **Заміна пальників**

Однією з найбільших проблем застарілих котлів є саме пальники через велику кількість шкідливих для екології речовин в продуктах згорання, які виділяються при спалюванні, тому їх необхідно замінити. Сучасні пальники забезпечують краще змішування палива і повітря, що сприяє більш повному згорянню і зниженню втрат тепла. Завдяки підвищеній ефективності згорання, можна досягти зменшення витрат палива на виробництво тієї ж кількості тепла.

Також, вони оснащені технологіями для зниження викидів оксидів азоту (NO<sub>x</sub>), оксиду вуглецю (CO) та інших шкідливих речовин, що значно покращує екологічні показники котла.

Сучасні пальники можуть працювати в ширшому діапазоні потужностей, що дозволяє краще адаптувати роботу котла до змінних навантажень.

Заміна пальників на котлі ПТВМ-50 суттєво покращить його енергоефективність, допоможе розширити діапазон потужностей, знизить витрату палива та рівень шкідливих викидів.

Також, використовується внутрішня або зовнішня рециркуляція димових газів, яка знижує пікові температури полум'я та сповільнює швидкість реакції під час горіння для зменшення викидів NOx.

### 3. ЗМІНИ В КОНСТРУКЦІЇ КОТЛА ПТВМ-50 В РЕЗУЛЬТАТІ МОДЕРНІЗАЦІЇ

#### 3.1. Улаштування двосвітного екрану

Двосвітний екран складається з труб  $60 \times 3$  мм з кроком  $s=64$  мм, які з'єднані з верхнім і нижнім колекторами діаметром 228 мм. Труби розташовані на всю ширину топки. Приєднаний двосвітний екран від нижнього колектора заднього екрану двома трубами діаметром 83 мм. Для уникнення переходу димових газів в другу половину топки при роботі котла на половину потужності додамо мембранні пластини між трубами шириною 4 мм.

Площа радіаційного теплосвоєння завдяки улаштуванню двосвітного екрану збільшується на 28,9 м<sup>2</sup>.

#### 3.2. Зміна баштової конструкції котла на П-подібну

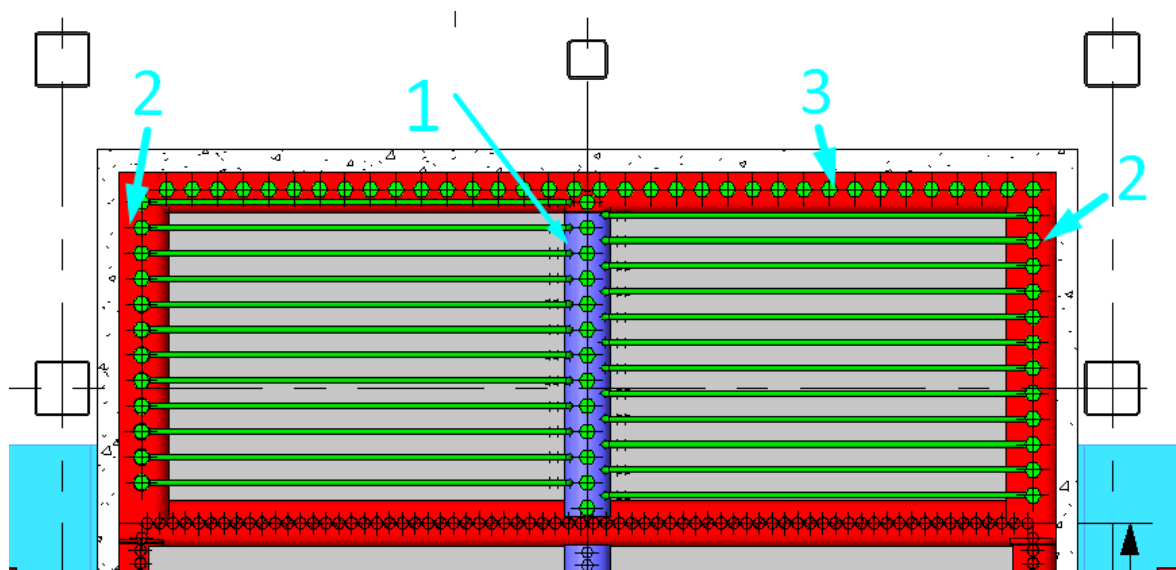


Рис.3.1. План прибудованої шахти модернізованого котла  
1 – двосвітний екран, 2 – бокові екрани, 3 – Задній екран

Прибудована конвективна шахта знаходиться відразу за правим боковим екраном і складається з трьох екранованих поверхонь, двосвітного екрану (на рис. 3.2) та 5 конвективних пакетів.

Висота прибудованої шахти 9,9 м, ширина – 1,665 м. Екрани шахти складаються з труб діаметром 83х3,5 мм з кроком  $s=128$  мм.

За аналог конвективної частини взята конвективна частина з котла КВГМ-50. До бокових екранів прибудованої шахти вварені пакети горизонтально розташованих U-подібних труб діаметром 28 х 3 мм. Через розташований посередині шахти двосвітний екран конвективні пакети були зменшені удвічі, так як розташовані вони були у шахматному порядку і перетинали б двосвітний екран. Кількість пакетів збільшено до п'яти з розташуванням їх один над одним з відстанню 630 мм між ними (рис. 3.2.).

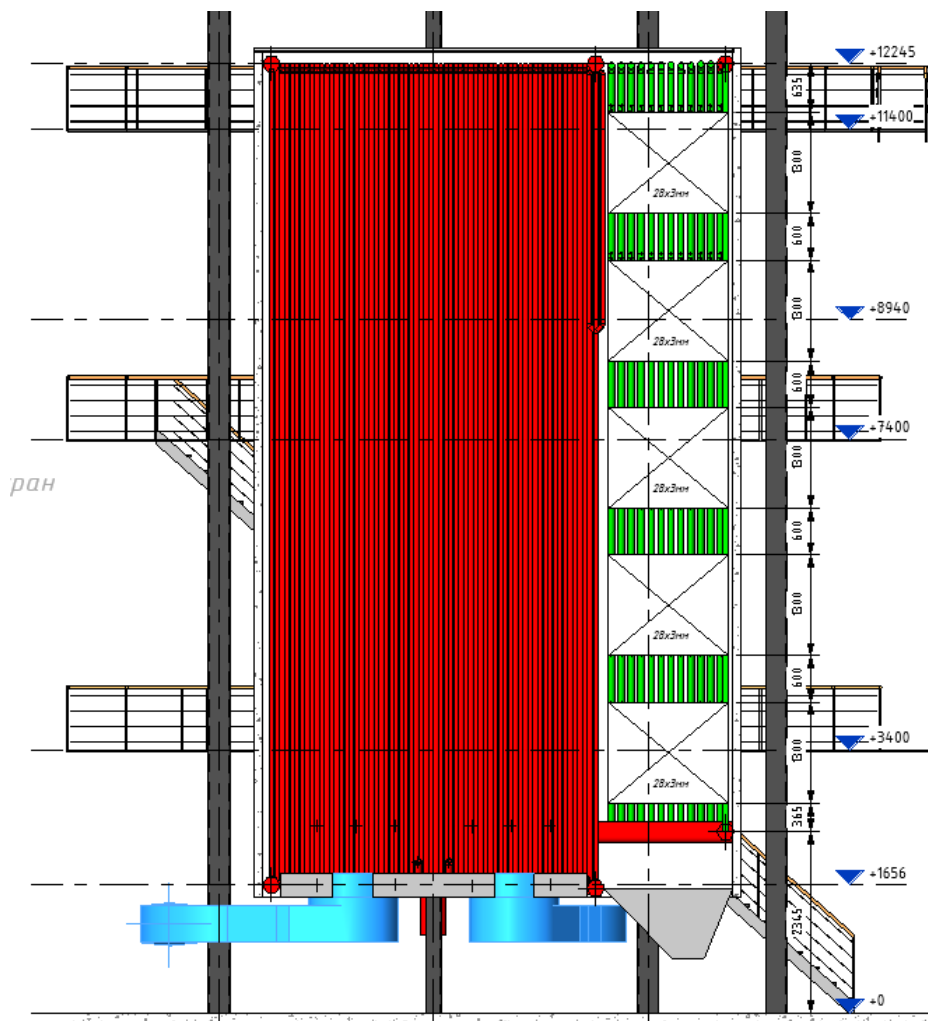


Рис. 3.2. Розташування конвективних пакетів модернізованого котла

Було встановлено оребрення конвективних труб для компенсації втраченої площі. Оребрення буде спіральне округлої форми з висотою ребра 15 мм та кроком  $s=1$  мм. Що дає можливість збільшити площу конвективної поверхні котла з  $1170 \text{ м}^2$  (до модернізації) до  $2038 \text{ м}^2$  (після модернізації).

Ребра виконані високочастотним зварюванням, що обумовило повний щільний контакт з поверхнею труби.

У верхній частині бокового екрану був встановлений фестон для більшого забору тепла при переході продуктів згорання до прибудованої шахти.

Фестон складається з труб діаметром  $60 \times 3$  мм з кроком  $s=64$  мм, поздовжній крок між трубами 90 мм (рис. 3.3). Площа поверхні фестона вийшла  $47,5 \text{ м}^2$ .

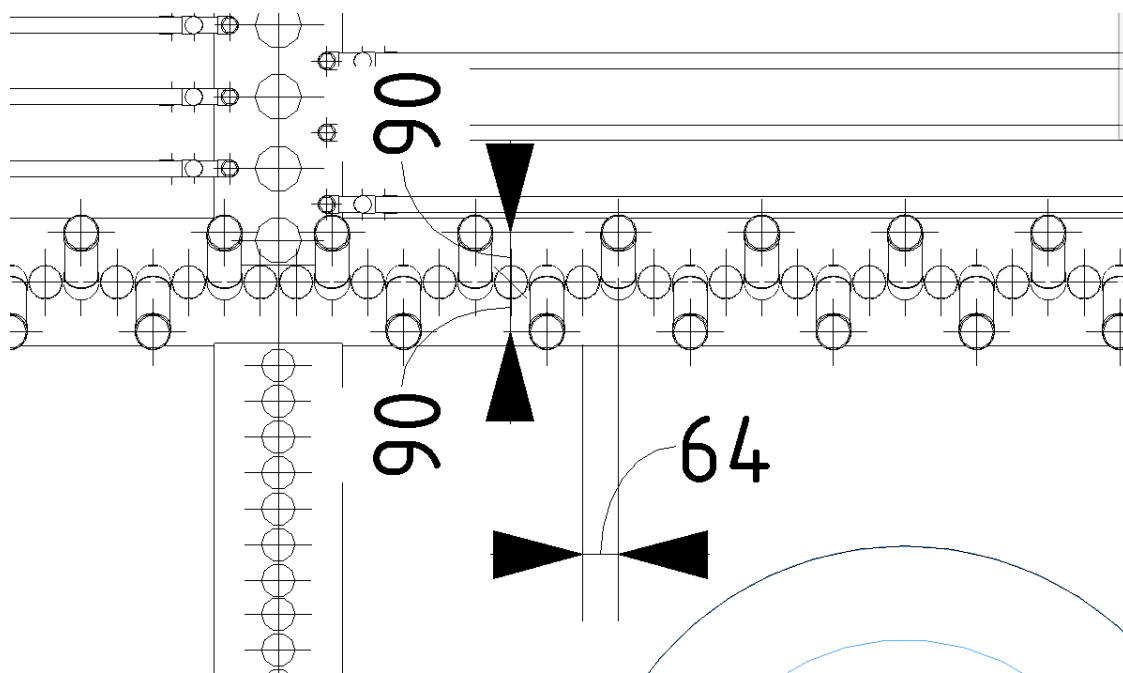


Рис. 3.3. Улаштування фестона

### 3.3. Демонтаж димової труби

Замінивши конструкцію котла на П-подібну, демонтуємо димову трубу та встановимо димотяг ДН-21 після прибудованої шахти. Підбір димотяга був зроблений на основі аеродинамічного розрахунку.

Після демонтажу димової труби склепіння котла залишається відкритим. Для підвищення ККД котла, можна закрити склепіння екранами труб.

Для цього верхні колектори заднього та фронтального екрану зсуємо до колектора двосвітного екрану. Труби цих екранів вваримо під кутом  $92^\circ$  до верхніх колекторів (рис. 3.4).

Завдяки перенесенню конвективних поверхонь в прибудовану шахту площа фронтального та заднього екранів збільшились на  $44,6 \text{ м}^2$ .

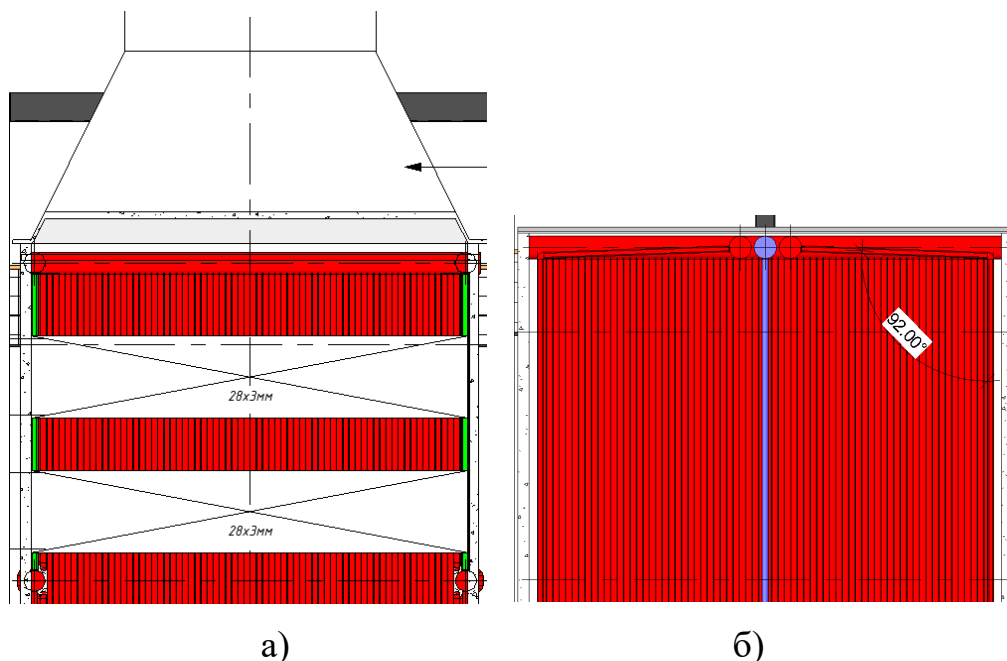


Рис. 3.4. Верхня частина топки до та після реконструкції

Щоб уникнути додаткових тепловтрат в навколишнє середовище, на труби буде встановлене обмурування, як і по всій поверхні котла.

### 3.4.Заміна та перенесення пальників

Для влаштування пальників у поду котла подовий екран демонтується. Нижні колектори фронтального та заднього екранів розводяться до країв топки (рис. 3.5).

На місці демонтованого подового екрану встановлюється постамент, до якого кріпляться всі чотири пальники. Вільна від пальників з амбразурами частина постаменту теплоізолюється з боку топки.

Постамент виконаний так, що його присутність в поду не заважає термічному подовженню екранів на стінках топки (рис. 3.6). Для виключення присосів холодного повітря в топку простір між постаментом та стінками котла герметизовано (рис. 3.6).

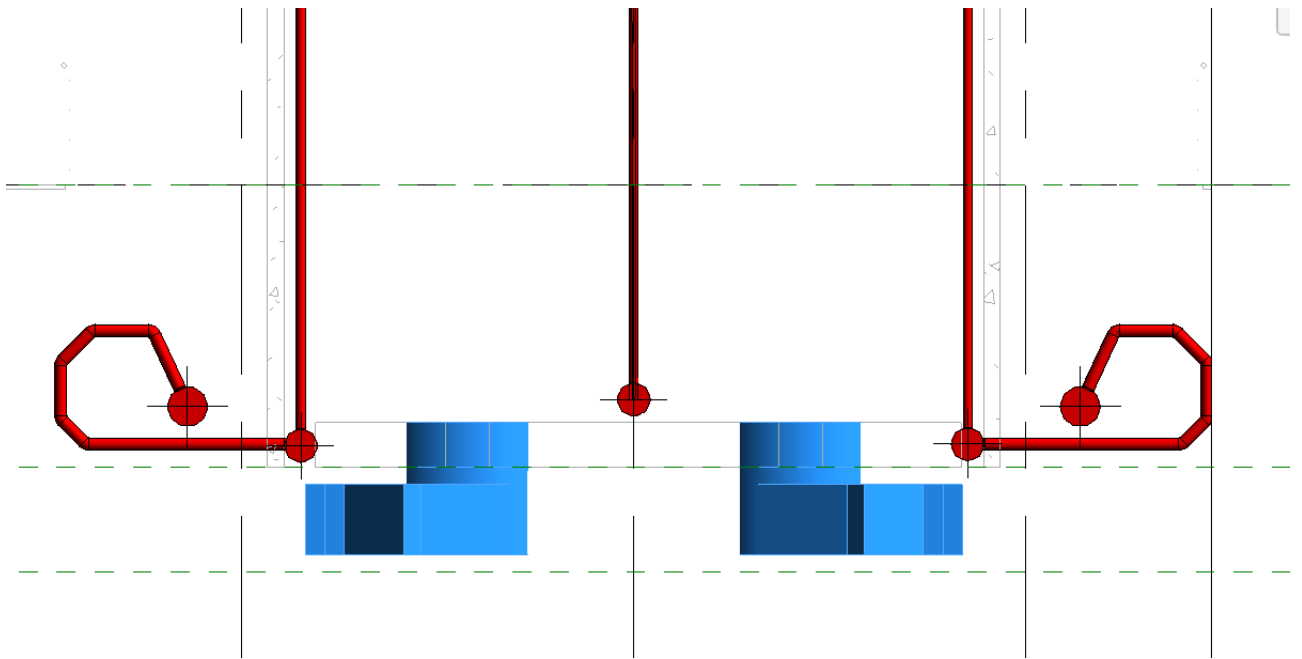


Рис. 3.5. Перенос нижніх колекторів фронтального та заднього екранів

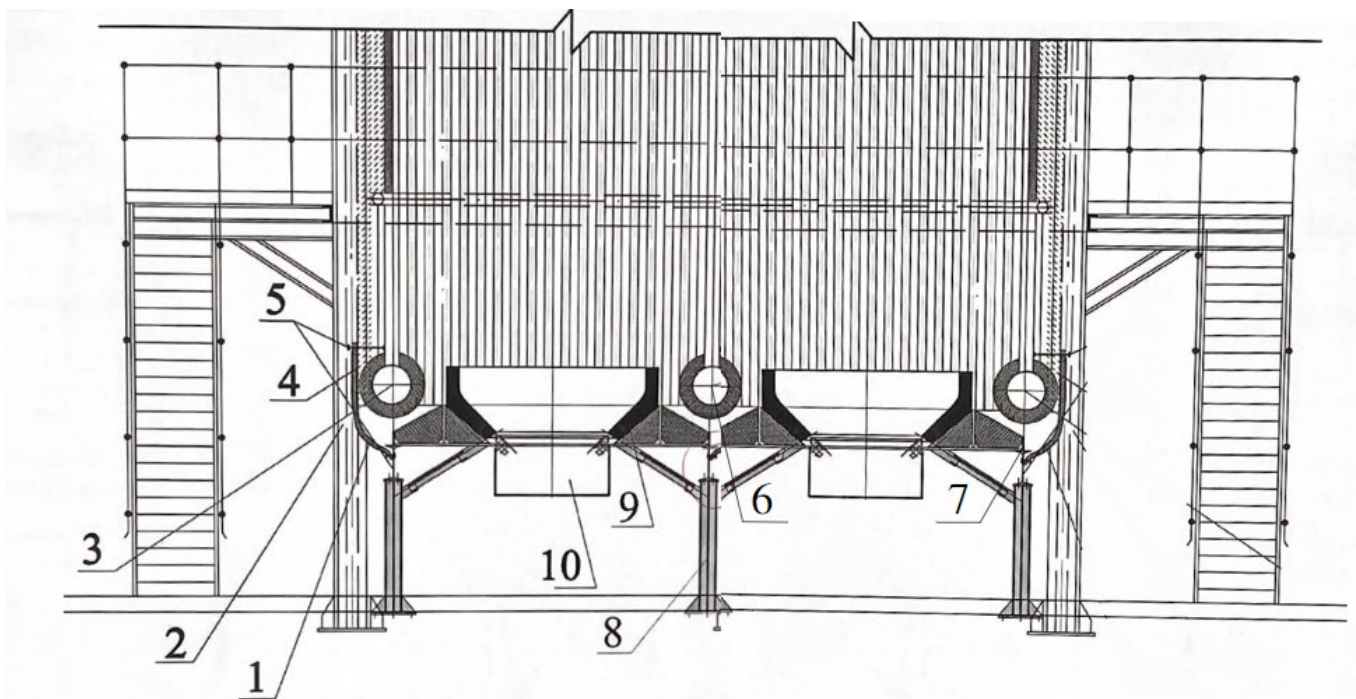


Рис. 3.6. Улаштування пальників в поду котла

1 - захисний лист з нержавіючої сталі; 2 - ізоляція з матів базальтових; 3 - колектор фронтального екрану; 4 - обмурування котла; 5 – фіксуюча шпилька; 6 - колектор заднього екрану; 7 - теплоізоляція несучої плити постаменту; 8 - постамент; 9 - амбразурний камінь пальника; 10 – пальник

Всі дванадцять отворів під амбразури штатних пальників в бокових екранах ліквідовано, екранні труби в місцях розташування отворів виконані прямими суцільними, амбразури штатних пальників видалені (рис. 3.7).

При виборі пальників для заміни штатних були прийняті наступні вимоги:

- пальники повинні бути модульованими (забезпечувати плавне регулювання у всьому діапазоні навантажень);
- нижня межа діапазону регулювання - не вище 10% від номінального навантаження;
- геометричні розміри і конфігурація пальника повинні дозволити розмістити його в поду котла і давати можливість легко його обслуговувати;
- викиди від котла не повинні перевищувати 100 мг/м<sup>3</sup> оксидів азоту і 50 мг/м<sup>3</sup> оксиду вуглецю згідно вимог «Національного плану скорочення викидів від великих спалювальних установок».

Найкраще висунутим вимогам задовільняють пальники фірми Oilon. А саме пальник GT-18S з максимальною потужністю 15 МВт.

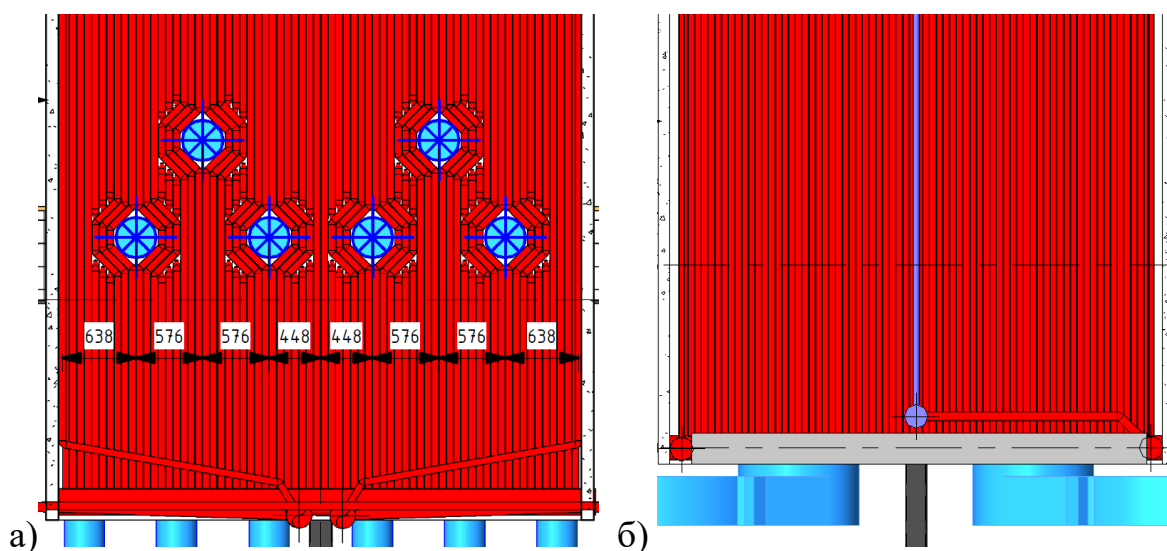


Рис. 3.7. Боковий екран топки до і після реконструкції  
а) амбразури пальників в штатній конструкції, б) екран після модернізації

Цей пальник не є блоковим і дуттьовий вентилятор до нього до нього розташовується окремо та зв'язується з пальником індивідуальним

повітропроводом. Має технологію Low NOx та зручну, більш плоску, форму для розташування в поду котла.

### 3.5. Реконструкція повітропроводів

Заміна дванадцяти пальників на чотири і зміна місця їх розташування привела до необхідності повної реконструкції повітропроводів, а саме демонтажу повітропроводів від індивідуальних вентиляторів до кожного окремого пальника з обох сторін котла і влаштуванні на їх місці повітропроводів до нових пальників, розташованих в поду котла (рис. 3.8).

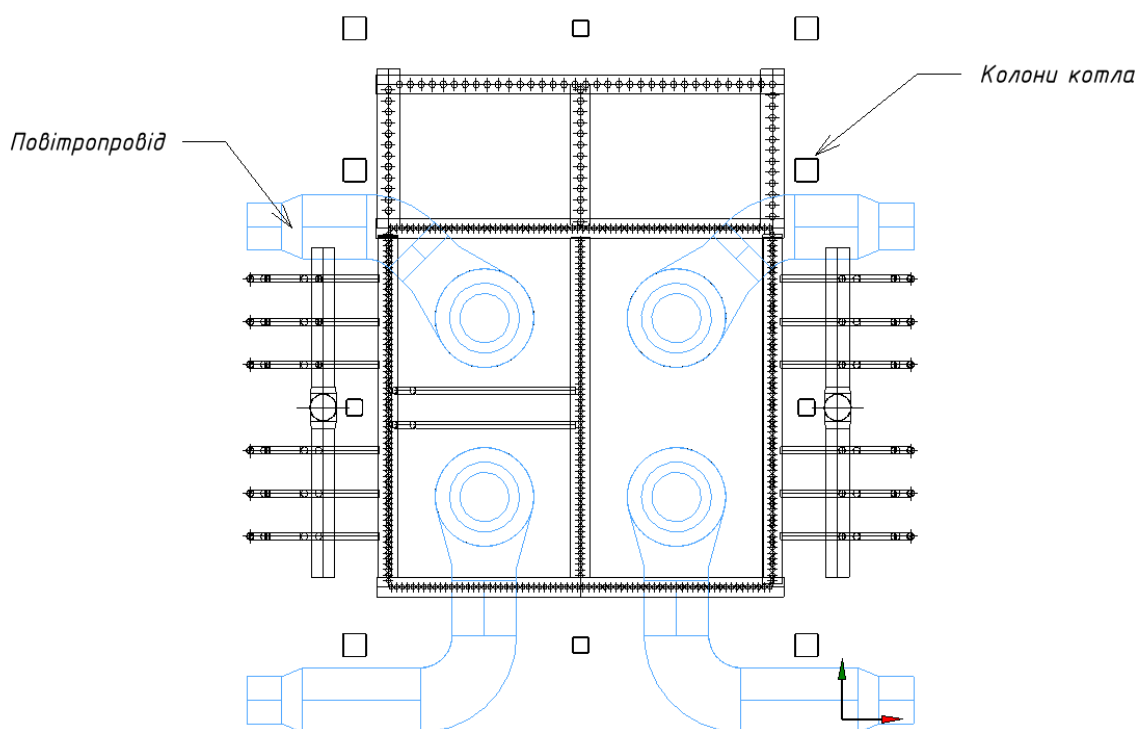


Рис. 3.8. Реконструкція повітропроводів

В кожному з повітропроводів перед пальником встановлюється шибер з сервоприводом, який виконує дві функції: слугує другим уточнюючим ступенем регулювання кількості дугтевого повітря та усуває присоси повітря в топку через відключений пальник в разі роботи котла на двох пальниках.

Повітропроводи від дугтевих вентиляторів в кожній з котелень, де розміщені котли, що підлягають модернізації, виконані за різними проектами і мають через це різні аеродинамічні характеристики, що викликає необхідність робити в кожному випадку індивідуальний аеродинамічний розрахунок і проект.

### 3.6.Змінення гідравлічної схеми роботи котла

Для модернізації ПТВМ-50 був встановлений двосвітний екран по середині топки паралельно фронтальному та задньому екрану. При цьому необхідно змінити гідравлічну схему даного котла. На рис. 3.9 зображені схеми роботи модернізованого котла.

Через додавання прибудованої шахти до правого бокового екрану змінимо назви екранів по відношенню до штатної конструкції. Тепер лівий боковий екран буде – фронтальним, а правий боковий, відповідно, заднім. Фронтний буде верхнім боковим, а задній – нижнім боковим. А екрани прибудованої шахти відповідно матимуть ті ж назви – верхній боковий, нижній боковий та задній прибудованої шахти. На схемі і далі використовуємо ці найменування.

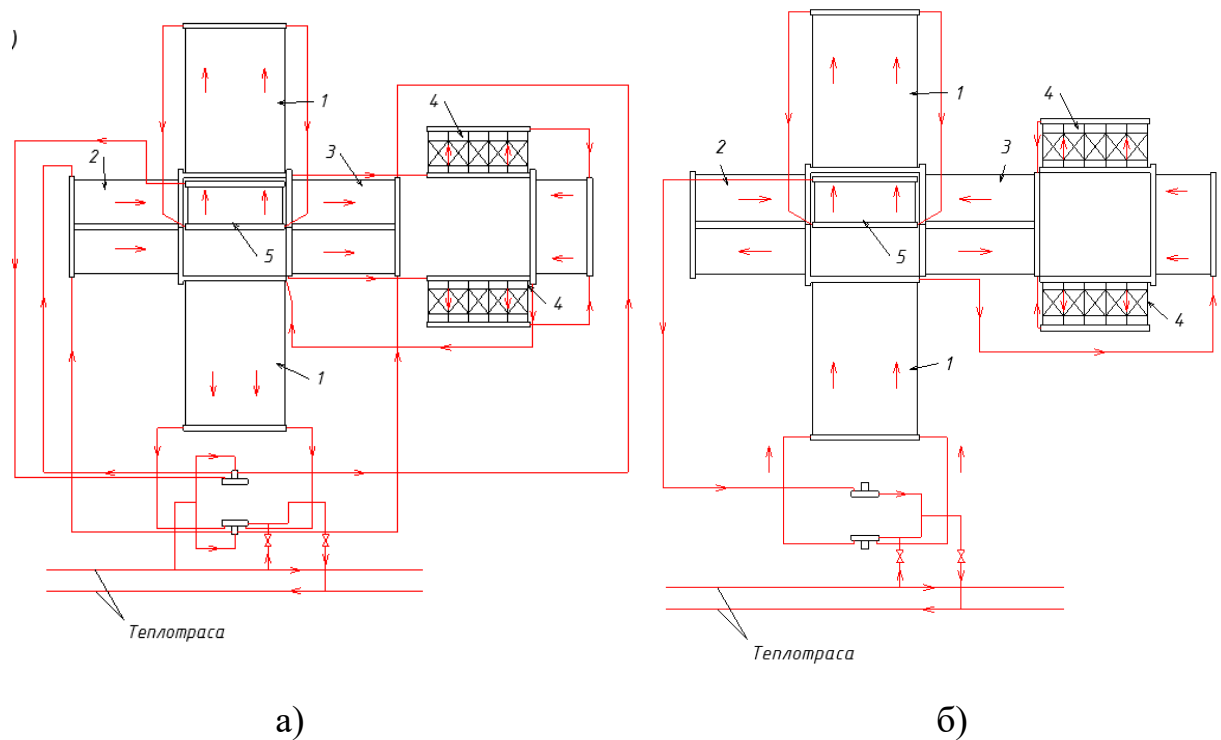


Рис 3.9. Гідравлічні схеми роботи модернізованого котла

а - двоходова гідравлічна система; б - чотириходова гідравлічна система

1 – боковий екран, 2 – фронтний екран, 3 – задній екран, 4 – конвективні поверхні;

### **3.6.1. Робота модернізованого котла за теплофікаційним режимом**

У першому ході зворотна мережева вода з температурою 70 °С мережевим насосом подається в нижній колектор бокового екрану, звідки піднімається трубами до верхнього колектора бокового екрану і заднього.

У другому ході вода з крайніх точок верхнього колектора фронтального екрану двома потоками по перепускним трубам переходить у верхні колектори фронтального колектора і верхнього колектора заднього екрану прибудованої шахти. Далі вода (в фронтальному екрані) розподіляється по колекторі до заглушки(яка стоїть посередині колектора), звідки по ближній (щодо нижнього бічного екрану котла) частини екранних труб опускається в нижні колектори. В той час, вода в верхньому колекторі заднього екрану прибудованої шахти розподіляється по всьому колектору і верхньому колекторі двосвітнього екрану в прибудованій опускній шахті і опускається до нижнього колектора цих двох екранів.

У третьому ході води з нижнього колектора фронтального екрану піднімається по дальній частині труб у верхній колектор фронтального екрану та розподіляється по колектору після заглушок. В цей час у вода з нижнього колектора заднього екрану прибудованої шахти вода розподіляється по нижнім колекторам бокових екранів шахти і пройшовши стояки і конвективні U-подібні пакети, надходить у верхні колектори бокових екранів прибудованої шахти.

У четвертому ході вода з верхнього колектора фронтального екрану переходить у верхній колектор верхнього бокового екрану і далі опускається в нижній колектор того ж екрану. Тоді як вода з верхніх колекторів бокових екранів прибудованої шахти перетікає до верхніх колекторів заднього екрану топки і повторює другий та третій ходи фронтального екрану. Далі вода з верхнього колектора заднього екрану переходить у верхній колектор верхнього бокового екрану і далі опускається в нижній колектор того ж екрану.

У п'ятому ході вода двома потоками по перепускних трубах переходить у нижній колектор двосвітного екрану і піднімається до верхнього колектору цього ж екрану, звідки нагріта вода до 150 °С йде у тепломережу.

### **3.6.2. Робота модернізованого котла за піковим режимом**

У першому ході - зворотна мережева вода з температурою 105 °С, мережевим насосом, двома паралельними потоками подається в нижні колектори переднього і заднього екранів, звідки по трубах екранів піднімається у верхні колектори переднього та заднього екранів.

У другому ході - з верхнього колектора переднього екрану по перепускних трубах вода переходить у верхній колектор верхнього бічного екрану, по екранних трубах опускається в нижній колектор верхнього бічного екрану. Тоді як з верхнього колектора заднього екрану вода переходить у верхні колектори бічних екранів прибудованої шахти, а потім проходить по стоякам і конвективним U-подібним пакетам після чого потрапляє у нижні колектори бічних екранів прибудованої шахти.

У третьому ході вода двома потоками по перепускних трубах переходить у нижній колектор двосвітного екрану і піднімається до верхнього колектору цього ж екрану, звідки нагріта вода до 150 °С йде у тепломережу. З колекторів бічних екранів прибудованої шахти вода перетікає до нижнього колектора заднього екрану прибудованої шахти і піднімається до верхнього екрану по трубах екрану, перетікаючи у верхній колектор нижнього бічного екрану топки.

У четвертому ході вода з верхнього колектора нижнього бічного екрану топки опускається до верхнього колектора нижнього бічного екрану до нижнього колектора, звідки нагріта вода до 150 °С йде у тепломережу.

## 4. РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКІВ

### 4.1. Визначення параметра М

Параметр М враховує характер розподілу температури по висоті топки. Цей параметр залежить від відносного місця розташування максимуму температури полум'я.

Для однокамерних топок параметр М визначається залежно від відносного розташування максимуму температури полум'я по висоті топки  $x_T$ .

#### Розрахунок параметра М для ПТВМ-50 до модернізації:

При спалюванні газу:

$$M = 0,54 - 0,2x_T$$

Відносне розташування максимуму температури визначається за формулою:

$$x_T = H_T/h,$$

де,  $H_T$  – повна висота топки, м<sup>2</sup>,  $H_T = 6,95$  м,

$h$  - розташування осей пальників;

$$h = \frac{n_1 B_1 h_1 + n_2 B_2 h_2}{n_1 B_1 + n_2 B_2};$$

де,  $B$  – витрата палива на один пальник, кг/год;  $B = 541$  кг/год,

$n$  – кількість пальників в першому та другому рядах;  $n_1 = n_2 = 3$ ,

$h$  – висота розташування осей першого та другого рядів пальників;  $h_1 = 1,95$  ,  $h_2 = 2,79$ м.

$$h = \frac{3 \cdot 541 \cdot 2,37 + 3 \cdot 541 \cdot 2,37}{3 \cdot 541 + 3 \cdot 541} = 2,37 \text{ м,}$$

Тоді, відносне розташування максимуму температур розраховується за формулою:

$$x_T = \frac{6,95}{2,37} = 0,34 ,$$

Параметр М дорівнює:

$$M = 0,54 - 0,2x_T = 0,54 - 0,2 \cdot 0,34 = 0,47$$

## **Розрахунок параметра М для модернізованого котла ПТВМ-50 з двома та чотирма пальниками:**

Так як, ми замінили пальники і перемістили їх до поду котла, то тепер факел полум'я буде вертикальним, що змінює розрахунок місця розташування максимуму температури полум'я. Беремо цей параметр з технічних характеристик пальника, які надає виробник. Там цей параметр дорівнює:  $h = 3,815$  м.

Повна висота топки буде:

$$H_T = 10,545 \text{ м,}$$

Тоді, відносне розташування максимуму температур розраховується за формулою:

$$x_T = H_T/h,$$

$$x_T = 0,36 ,$$

Параметр М дорівнює:

$$M = 0,54 - 0,2 \cdot 0,36 = 0,47$$

### **4.2. Розрахунок теплового балансу котла ПТВМ-50 і витрата газу на годину:**

Тепловим балансом називають розподілення тепла витраченого палива на корисно використане тепло і теплові втрати, які супроводжують робочий процес.

Сумарні втрати тепла в котельному агрегаті дорівнюють:

$$\Sigma q = q_2 + q_3 + q_4 + q_5, \%$$

$q_2$  – втрати тепла з газами, які видаляються, %;

$q_3$  – втрати тепла від хімічного недопалу, %; ( $q_3 = 1,5$  %);

$q_4$  – втрати тепла від механічного недопалу, %; ( $q_4 = 0$  %);

$q_5$  – втрати тепла в навколишнє середовище, %; ( $q_5 = 0,8$  %);

Втрати тепла з видаляємими газами:

$$q_2 = \frac{(I_{\text{вид}} - \alpha_{\text{вид}} I_{\text{вид}}^0) \cdot 100}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}}, \%$$

$I_{\text{вид}}$  - ентальпія газів, які видаляються, знаходиться за таблицею тепловмісту по температурі повітря, *ккал/кг*;  $\vartheta_{\text{вид}} = 250^\circ\text{C}$ ;  $I_{\text{вид}} = 893$  *ккал/кг*;

$\alpha_{\text{вид}}$  - надлишки повітря; приймаємо  $\alpha_{\text{вид}} = 1,22$ ;

$I_{\text{вид}}^0$  - ентальпія теоретично необхідної кількості повітря, *ккал/кг*;

$I_{\text{вид}}^0 = c_{\text{п}} t_{\text{п}} V_0$ ;  $I_{\text{вид}}^0 = 95,92$ ;

$c_{\text{п}}$  - теплоємність повітря,  $c_{\text{п}} = 0,315$  *ккал/кг*;

$t_{\text{п}}$  - температура повітря,  $t_{\text{п}} = 30^\circ\text{C}$ ;

$V_0$  - об'єм повітря,  $V_0 = 10,15$   $\text{м}^3/\text{год}$

$$q_2 = \frac{893 - 1,22 \cdot 95,92}{8447,5} = 9,19 \%$$

Сумарні втрати тепла в котельному агрегаті дорівнюють:

$$\Sigma q = 6,58 + 1,5 + 0 + 0,8 = 11,5 \%$$

ККД котлоагрегата:

$$\eta_{\text{к.а}} = 100 - \Sigma q, \%$$

$$\eta_{\text{к.а}} = 100 - 8,88 = 88,5 \%$$

Коефіцієнт збереження тепла:

$$\varphi = \frac{1 - q_5}{100}$$

$$\varphi = 1 - \frac{0,8}{100} = 0,992$$

Наявне тепло:

$$Q_H^p = Q_T^p + i_{\text{ТП}}, \text{ккал/кг}$$

$i_{\text{ТП}}$  - фізична теплота палива, ккал/кг;

$$i_{\text{ТП}} = c_{\text{ТП}} t_{\text{ТП}}, \text{ккал/кг};$$

$c_{\text{ТП}}$  - теплоємність палива, ккал/кг;

$$c_{\text{ТП}} = 0,415 \cdot 0,0006 t \text{ ккал/кг};$$

$t_{\text{ТП}}$  - температура палива;  $t_{\text{ТП}} = 100^\circ\text{C}$ ;

$Q_T^p$  - питома теплота згорання палива, ккал/кг;

Для газу  $Q_T^p = 8400 \text{ ккал/кг}$ ;

$$c_{\text{ТП}} = 0,415 \cdot 0,0006 \cdot 100 = 0,475 \text{ ккал/кг};$$

$$i_{\text{ТП}} = 0,475 \cdot 100 = 47,5 \text{ ккал/кг}$$

$$Q_H^p = 8400 + 47,5 = 8447,5 \text{ ,ккал/кг}$$

Витрата води, що проходить через котлоагрегат:

$$D = \frac{Q}{i'' - i'} \cdot 1000, \text{т/год}$$

$Q$  - теплопродуктивність котла, ккал/год;  $Q=50 \text{ Гкал/год}$ ;

$i''$  - ентальпія мережної води на виході, ккал/кг;  $i'' = 151,2 \text{ ккал/кг}$ ;

$i'$  - ентальпія мережевої води на вході (температура  $t'=70^\circ\text{C}$ ), ккал/кг;  
 $i'=70,3 \text{ ккал/кг}$ .

$$D = \frac{50\,000\,000}{151,2 - 70,3} \cdot 1000 = 618 \text{ т/год}$$

Витрата палива, що подається в топку котлоагрегату:

$$B_{\text{п}} = \frac{Q \cdot 100}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{к.а}}}, \text{ кг/год}$$

$$B_{\text{п}} = \frac{50\,000\,000 \cdot 100}{8447,5 \cdot 91,12} = 6495,8 \text{ кг/год}$$

Видиме теплове напруження об'єму топки:

$$\frac{Q}{V} = \frac{B_{\text{п}} \cdot Q_{\text{т}}^{\text{р}}}{V}, \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{год}$$

$$\frac{Q}{V} = \frac{6495,8 \cdot 8400}{109} = 500\,597 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{год}$$

### **Розрахунок теплообміну в топці для котла ПТВМ-50 до модернізації**

Об'єм топки та повна поверхня стін беруться з технічних характеристик котла:

$$V_{\text{т}} = 109 \text{ м}^3,$$

$$F_{\text{ст}} = 132,82 \text{ м}^2,$$

Повна поверхня нагріву:

$$H_{\text{н}} = F_{\text{ст}} \cdot x, \text{ м}^2,$$

$x$  – кутовий коефіцієнт екрану, визначається по Номограмі 1[2];  $x = 0,99$ ;

$$H_{\text{н}} = 131,5 \text{ м}^2;$$

Тепло, яке заноситься в топку повітрям:

$$Q_{\text{в}} = \alpha_{\text{т}} c_{\text{в}} t_{\text{в}} V^{\circ}, \text{ ккал/кг}$$

де  $\alpha_{\text{т}}$  – коефіцієнт надлишку повітря в топці;  $\alpha_{\text{т}} = 1,15$ ;

$c_{\text{в}}$  – теплоємність повітря, Мдж/(м<sup>3</sup> · град);  $c_{\text{в}} = 0,315 \text{ Мдж}/(\text{м}^3 \cdot \text{град})$ ;

$t_{\text{в}}$  – температура повітря, яке входить в топку, °С;  $t_{\text{в}} = 30^{\circ}\text{С}$ ;

$V^{\circ}$  – теоретично необхідна витрата повітря, нм<sup>3</sup>;  $V^{\circ} = 10,15 \text{ нм}^3$ ;

$$Q_B = 1,15 \cdot 0,315 \cdot 30 \cdot 10,15 = 110,31 \text{ ккал/кг}$$

Корисне тепловиділення в топці:

$$Q_T = Q_H^p \frac{100-q}{100} + Q_B, \text{ ккал/кг}$$

$$Q_T = 8447,5 \frac{100-1,5}{100} + 110,31 \text{ ккал/кг}$$

Дійсна температура газів на виході з топки, °С:

$$\vartheta''_T = \frac{T_a}{M \left( \frac{4,9 N_H a_T T_a^3}{10^8 \varphi B_{\Pi} V_{c_{cp}}} \right)^{0,6} + 1} - 273, \text{ °С}$$

$T_a$  – температура газів, яка була б при адіабатному згоранні, К; величина  $\vartheta_a$ , °С, визначається по ентальпії газів  $I_a$ , яка приймається рівною  $Q_T$ .

$M$  - розрахунковий коефіцієнт,  $M=0,47$ ;

$x_T$  – відносний рівень розташування пальників;

$N_H$  – повна поверхня нагріву, м<sup>2</sup>;

$V_{c_{cp}}$  – середня сумарна теплоємність продуктів згорання 1кг палива в інтервалі температур  $\vartheta_a - \vartheta''_T$ , ккал/(кг · °С);  $V_{c_{cp}} = 5,32$  ккал/(кг · °С);

$a_T$  - ступінь чорноти топки;  $a_T = 0,7$ ;

Теоретична температура згорання палива, яка дорівнює  $Q_T$ , визначаємо по таблиці XIV [2]:

$$\vartheta_a = 1976 \text{ °С,}$$

$$T_a = 2249 \text{ К}$$

Дійсна температура газів на виході з топки:

$$\vartheta''_T = \frac{2249}{0,47 \left( \frac{4,9 \cdot 131,49 \cdot 0,7 \cdot 2249^3}{10^8 \cdot 0,992 \cdot 6496 \cdot 5,32} \right)^{0,6} + 1} - 273 = 1131 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T'''_T = 1404 \text{ K}$$

По температурі на виході з топки визначаємо ентальпію:

$$I''_T = 4523 \text{ ккал/год}$$

Знаходимо тепло, передане радіацією в топці:

$$\vartheta_L = \varphi(Q_T - I''_T), \text{ ккал/год}$$

$$\vartheta_L = 0,992(8431,1 - 4523) = 3876,8 \text{ ккал/год}$$

### **Розрахунок теплообміну конвективної частини котла ПТВМ-50 до модернізації**

Повна площа конвективної частини топки ПТВМ-50 (береться технічних характеристик котла):

$$H_K = 1170 \text{ м}^2;$$

Температура газів перед конвективною частиною (беремо з розрахунків топки):

$$\vartheta' = 1131 \text{ } ^\circ\text{C};$$

Ентальпія газів перед конвективною частиною:

$$I''_T = 3983 \text{ ккал/кг};$$

Температура газів за конвективною частиною (Приймаємо з подальшим уточненням):

$$\vartheta'' = 250 \text{ } ^\circ\text{C};$$

Ентальпія газів за конвективною частиною:

$$I''_T = 376 \text{ ккал/кг};$$

Теплозасвоєння газоходу конвективної частини (по балансу):

$$Q_6 = \varphi(I' - I'') \text{ ккал/год};$$

$$Q_6 = 3577,9 \text{ ккал/год};$$

Середній температурний напір води:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{2,3 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}};$$

Найбільший температурний напір:

$$\Delta t_6 = \vartheta' - t'$$

Найменший температурний напір:

$$\Delta t_M = \vartheta'' - t''$$

де,  $t'$  та  $t''$  дорівнює  $70^\circ\text{C}$  та  $115^\circ\text{C}$  відповідно

$$\Delta t_6 = 1061^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_M = 135^\circ\text{C};$$

$$\Delta t = 450^\circ\text{C};$$

Теплозасвоєння конвективної поверхні розраховується:

$$Q_T = \frac{kH_p \Delta t}{B_p}, \text{ ккал/год},$$

де  $k$  – коефіцієнт теплопередачі,  $k = 43,5 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{град}}$

Після першого конвективного пакета коефіцієнт теплозасвоєння буде дорівнювати:

$$Q_{T1} = 1761,4 \text{ ккал/год};$$

Температура газів за першим конвективним пакетом:

$$\vartheta'' = 837^\circ\text{C};$$

Ентальпія газів за конвективною частиною:

$$I''_T = 3216 \text{ ккал/кг};$$

Після другого конвективного пакета коефіцієнт теплозасвоєння буде дорівнювати:

$$Q_{T2} = 3522,7 \text{ ккал/год};$$

Різниця в теплосприйнятті по балансу та рівнянню теплопередачі:

$$\frac{Q_T^\Phi - Q_6^\Phi}{Q_6^\Phi} \cdot 100 = 0,76 \%,$$

що не перевищує допустимі 5%

### **Розрахунок теплообміну в топці для модернізованого котла ПТВМ-50 з двома пальниками**

Розміри для розрахунку площі та об'єму беруться з креслень модернізованого котла.

Об'єм топки та повна поверхня стін:

$$V_T = 91,7 \text{ м}^3,$$

$$F_{CT} = 132,4 \text{ м}^2,$$

Повна поверхня нагріву:

$$H_H = F_{CT} \cdot x, \text{ м}^2,$$

$x$  – кутовий коефіцієнт екрану, визначається по Номограмі 1[2];  $x = 0,99$ ;

$$H_H = 131 \text{ м}^2;$$

Тепло, яке заноситься в топку повітрям:

$$Q_B = \alpha_T c_B t_B V^\circ, \text{ ккал/кг}$$

де  $\alpha_T$  – коефіцієнт надлишку повітря в топці;  $\alpha_T = 1,15$ ;

$c_B$  – теплоємність повітря, Мдж/(м<sup>3</sup> · град);  $c_B = 0,315$  Мдж/(м<sup>3</sup> · град);

$t_B$  – температура повітря, яке входить в топку, °С;  $t_B = 30$ °С;

$V^\circ$  – теоретично необхідна витрата повітря, нм<sup>3</sup>;  $V^\circ = 10,15$  нм<sup>3</sup>;

$$Q_B = 1,15 \cdot 0,315 \cdot 30 \cdot 10,15 = 110,31 \text{ ккал/кг}$$

Корисне тепловиділення в топці:

$$Q_T = Q_H^p \frac{100-q}{100} + Q_B, \text{ ккал/кг}$$

$$Q_T = 8447,5 \frac{100-1,5}{100} + 110,31 = 8431,1 \text{ ккал/кг},$$

Дійсна температура газів на виході з топки, °С:

$$\vartheta''_T = \frac{T_a}{M \left( \frac{4,9 N_H a_T T_a^3}{10^8 \varphi B_{\Pi} V_{c_{cp}}} \right)^{0,6} + 1} - 273, \text{ °С}$$

$T_a$  – температура газів, яка була б при адіабатному згоранні, К; величина  $\vartheta_a$ , °С, визначається по ентальпії газів  $I_a$ , яка приймається рівною  $Q_T$ .

$M$  - розрахунковий коефіцієнт,  $M=0,47$ ;

$x_r$  – відносний рівень розташування пальників;

$N_H$  – повна поверхня нагріву, м<sup>2</sup>;

$V_{c_{cp}}$  – середня сумарна теплоємність продуктів згорання 1кг палива в інтервалі температур  $\vartheta_a - \vartheta''_T$ , ккал/(кг · °С);  $V_{c_{cp}} = 5,32$  ккал/(кг · °С);

$a_T$  - ступінь чорноти топки;  $a_T = 0,94$ ;

Теоретична температура згорання палива, яка дорівнює  $Q_T$ , визначаємо по таблиці XIV [2]:

$$\vartheta_a = 1976 \text{ °С,}$$

$$T_a = 2249 \text{ К}$$

Дійсна температура газів на виході з топки:

$$\vartheta''_T = \frac{2249}{0,5 \left( \frac{4,9 \cdot 131 \cdot 0,93 \cdot 2249^3}{10^8 \cdot 0,992 \cdot 6496 \cdot 5,32} \right)^{0,6} + 1} - 273 = 1041 \text{ °С}$$

$$T''_T = 1314 \text{ К}$$

По температурі на виході з топки визначаємо ентальпію:

$$I''_T = 4096 \text{ ккал/год}$$

Знаходимо тепло, передане радіацією в топці:

$$\vartheta_L = \varphi(Q_T - I''_T), \text{ ккал/год}$$

$$\vartheta_{\text{л}} = 0,992(8431,1 - 4096) = 4300,4 \text{ ккал/кг}$$

**Розрахунок теплообміну фістону модернізованого котла ПТВМ-50 з двома пальниками**

Повна поверхня нагріву фістона:

$$H_{\text{ф}} = 23,7 \text{ м}^2;$$

Поверхня фістона, яка приймає тепло радіацією:

$$H_{\text{л}} = 5,5 \text{ м}^2;$$

Розрахункова поверхня нагріву фістона:

$$H_{\text{р}} = H_{\text{ф}} - H_{\text{л}} \text{ м}^2;$$

$$H_{\text{р}} = 18,3 \text{ м}^2;$$

Температура газів перед фістоном:

$$\vartheta' = 1040,6 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$T''_{\text{т}} = 1313,6 \text{ К};$$

Ентальпія газів перед фістоном:

$$I''_{\text{т}} = 4096 \text{ ккал/год}$$

Температура газів за фістоном (Приймаємо з подальшим уточненням):

$$\vartheta'' = 1014,6 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$T''_{\text{т}} = 1287,6 \text{ К};$$

Ентальпія газів перед фістоном:

$$I''_{\text{т}} = 3983 \text{ ккал/год};$$

Теплосвоєння газоходу фістона (по балансу):

$$Q_6 = \varphi(I' - I'') \text{ ккал/год};$$

$$Q_6 = 112,1 \text{ ккал/год};$$

Середній температурний напір газів:

$$\vartheta = \frac{\vartheta' + \vartheta''}{2}, \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\vartheta = 1027,6 \text{ } ^\circ\text{C};$$

Середній температурний напір води:

$$\Delta t = \vartheta - t_{\text{ср}};$$

$$\Delta t = 935^\circ\text{C};$$

Теплозасвоєння фістона:

$$Q_{\text{т}}^{\phi} = \frac{kH_p \Delta t}{B_p}, \text{ ккал/год},$$

де  $k$  – коефіцієнт теплопередачі,  $k = 43,5 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{град}}$

$$Q_{\text{т}}^{\phi} = 114,5 \text{ ккал/год};$$

Різниця в теплозасвоєнні по балансу та рівнянню теплопередачі:

$$\frac{Q_{\text{т}}^{\phi} - Q_6^{\phi}}{Q_6^{\phi}} \cdot 100 = 2,12 \%,$$

що не перевищує допустимі 5% для фістону.

### **Розрахунок теплообміну конвективної частини модернізованого котла ПТВМ-50 з двома пальниками**

Так, як оригінальну конвективну частину ми замінили на КГВМ-50, то беремо технічні характеристики з нього.

Повна площа конвективної частини топки КГВМ-50:

$$H_{\Pi} = 1223 \text{ м}^2;$$

Хоча ми зменшили площу конвективної частини вдвічі, через двосвітний екран всередині топки, але площа одного пакета конвективної частини залишається незмінною, через додавання орєбрень.

Площа одного пакета конвективної частини модернізованого котла з двома пальниками складає:

$$H_{\text{од}} = 204 \text{ м}^2;$$

Через те, що загальна кількість конвективних пакетів у нас 5, а не 3, то, загальна площа конвективної частини для двох пальників складає:

$$H_{\Pi} = 1020 \text{ м}^2;$$

Температура газів перед конвективною частиною (беремо з розрахунків фістона):

$$\vartheta' = 1015 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

Ентальпія газів перед конвективною частиною:

$$I''_{\text{T}} = 3983 \text{ ккал/кг};$$

Температура газів за конвективною частиною (Приймаємо з подальшим уточненням):

$$\vartheta'' = 280^{\circ}\text{C};$$

Ентальпія газів за конвективною частиною:

$$I''_{\text{T}} = 1003 \text{ ккал/кг};$$

Теплозасвоєння газоходу фістона (по балансу):

$$Q_{\text{б}} = \varphi(I' - I'') \text{ ккал/год};$$

$$Q_{\text{б}} = 1674,5 \text{ ккал/год};$$

Середній температурний напір води:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}};$$

Найбільший температурний напір:

$$\Delta t_{\text{б}} = \vartheta' - t'$$

Найменший температурний напір:

$$\Delta t_{\text{м}} = \vartheta'' - t''$$

де,  $t'$  та  $t''$  дорівнює  $70^{\circ}\text{C}$  та  $115^{\circ}\text{C}$  відповідно

$$\Delta t_{\text{б}} = 945^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_{\text{м}} = 165^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t = 447^{\circ}\text{C};$$

Теплозасвоєння конвективної поверхні:

$$Q_{\text{т}} = \frac{kH_{\text{р}}\Delta t}{B_{\text{р}}}, \text{ ккал/год},$$

де  $k$  – коефіцієнт теплопередачі,  $k = 43,5 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{град}}$

1-й конвективний пакет:

$$Q_{\text{т1}} = 610,6 \text{ ккал/год};$$

2-й конвективний пакет:

$$Q_{\text{т1}} = 1221,1 \text{ ккал/год};$$

3-й конвективний пакет:

$$Q_{\text{т1}} = 1831,7 \text{ ккал/год};$$

4-й конвективний пакет:

$$Q_{T1} = 2442,3 \text{ ккал/год};$$

5-й конвективний пакет:

$$Q_{T1} = 3052,8 \text{ ккал/год};$$

Різниця в теплосприйнятті по балансу та рівнянню теплопередачі:

$$\frac{Q_T^\Phi - Q_6^\Phi}{Q_6^\Phi} \cdot 100 = 3 \%,$$

що не перевищує допустимі 5%

### **Розрахунок теплообміну в топці для модернізованого котла ПТВМ-50 з чотирма пальниками**

Розміри для розрахунку площі та об'єму беруться з креслень модернізованого котла.

Об'єм топки та повна поверхня стін:

$$V_T = 183,4 \text{ м}^3,$$

$$F_{CT} = 266,5 \text{ м}^2,$$

Повна поверхня нагріву:

$$H_H = F_{CT} \cdot x, \text{ м}^2,$$

$x$  – кутовий коефіцієнт екрану, визначається по Номограмі 1[2];  $x = 0,99$ ;

$$H_H = 263,8 \text{ м}^2;$$

Тепло, яке заноситься в топку повітрям:

$$Q_B = \alpha_T c_B t_B V^\circ, \text{ ккал/кг}$$

де  $\alpha_T$  – коефіцієнт надлишку повітря в топці;  $\alpha_T = 1,15$ ;

$c_B$  – теплоємність повітря, Мдж/(м<sup>3</sup> · град);  $c_B = 0,315$  Мдж/(м<sup>3</sup> · град);

$t_B$  – температура повітря, яке входить в топку, °С;  $t_B = 30$ °С;

$V^\circ$  - теоретично необхідна витрата повітря, нм<sup>3</sup>;  $V^\circ = 10,15$  нм<sup>3</sup>;

$$Q_B = 1,15 \cdot 0,315 \cdot 30 \cdot 10,15 = 110,31 \text{ ккал/кг}$$

Корисне тепловиділення в топці:

$$Q_T = Q_H^p \frac{100-q}{100} + Q_B, \text{ ккал/кг}$$

$$Q_T = 8447,5 \frac{100-1,5}{100} + 110,31 = 8431,1 \text{ ккал/кг},$$

Дійсна температура газів на виході з топки, °С:

$$\vartheta''_T = \frac{T_a}{M \left( \frac{4,9H_H a_T T_a^3}{10^8 \varphi B_H V c_{cp}} \right)^{0,6} + 1} - 273, \text{ °С}$$

$T_a$  – температура газів, яка була б при адіабатному згоранні, К; величина  $\vartheta_a$ , °С, визначається по ентальпії газів  $I_a$ , яка приймається рівною  $Q_T$ .

$M$  - розрахунковий коефіцієнт,  $M=0,47$ ;

$V_{c_{cp}}$  – середня сумарна теплоємність продуктів згорання 1кг палива в інтервалі температур  $\vartheta_a - \vartheta''_T$ , ккал/(кг · °С);  $V_{c_{cp}} = 5,32$  ккал/(кг · °С);

$a_T$  - ступінь чорноти топки;  $a_T = 0,7$ ;

Теоретична температура згорання палива, яка дорівнює  $Q_T$ , визначаємо по таблиці XIV [2]:

$$\vartheta_a = 1976 \text{ °С},$$

$$T_a = 2249 \text{ К}$$

Дійсна температура газів на виході з топки:

$$\vartheta''_{\text{T}} = \frac{2249}{0,5 \left( \frac{4,9 \cdot 263,82 \cdot 0,93 \cdot 2249^3}{10^8 \cdot 0,992 \cdot 6496 \cdot 5,32} \right)^{0,6} + 1} - 273 = 806,36 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T'''_{\text{T}} = 1079,4 \text{ K}$$

По температурі на виході з топки визначаємо ентальпію:

$$I''_{\text{T}} = 3085 \text{ ккал/год}$$

Знаходимо тепло, передане радіацією в топці:

$$\vartheta_{\text{л}} = \varphi(Q_{\text{T}} - I''_{\text{T}}), \text{ ккал/год}$$

$$\vartheta_{\text{л}} = 0,992(8431,1 - 3085) = 5303,1 \text{ ккал/кг}$$

### **Розрахунок теплообміну фістона модернізованого котла ПТВМ-50 з чотирма пальниками**

Повна поверхня нагріву фістона:

$$H_{\text{ф}} = 47,5 \text{ м}^2;$$

Поверхня фістона, яка приймає тепло радіацією:

$$H_{\text{л}} = 10,9 \text{ м}^2;$$

Розрахункова поверхня нагріву фістона:

$$H_{\text{р}} = H_{\text{ф}} - H_{\text{л}} \text{ м}^2;$$

$$H_{\text{р}} = 36,6 \text{ м}^2;$$

Температура газів перед фістоном:

$$\vartheta' = 806,36 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$T'''_{\text{T}} = 1079,4 \text{ K};$$

Ентальпія газів перед фістоном:

$$I''_{\text{T}} = 3085 \text{ ккал/год}$$

Температура газів за фістоном (Приймаємо з подальшим уточненням):

$$\vartheta'' = 765 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$T''_{\text{T}} = 1038 \text{ K};$$

Ентальпія газів перед фістоном:

$$I''_{\text{T}} = 2917 \text{ ккал/год};$$

Теплосприйняття газоходу фістона (по балансу):

$$Q_{\text{б}} = \varphi(I' - I'') \text{ ккал/кг};$$

$$Q_{\text{б}} = 166,5 \text{ ккал/год};$$

Середній температурний напір газів:

$$\vartheta = \frac{\vartheta' + \vartheta''}{2}, \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\vartheta = 785,7 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

Середній температурний напір води:

$$\Delta t = \vartheta - t_{\text{ср}};$$

$$\Delta t = 693,18 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

Теплосасвоєння фістона:

$$Q_{\text{T}}^{\phi} = \frac{kH_{\text{p}}\Delta t}{B_{\text{p}}}, \text{ ккал/год},$$

де  $k$  – коефіцієнт теплопередачі,  $k = 43,5 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{град}}$

$$Q_{\text{T}}^{\phi} = 169,72 \text{ ккал/год};$$

Різниця в теплосасвоєнні по балансу та рівнянню теплопередачі:

$$\frac{Q_{\tau}^{\phi} - Q_{\phi}^{\phi}}{Q_{\phi}^{\phi}} \cdot 100 = 1,95 \%,$$

що не перевищує допустимі 5% для фістону.

### **Розрахунок теплообміну конвективної частини модернізованого котла ПТВМ-50 з чотирма пальниками**

Так, як оригінальну конвективну частину ми замінили на КГВМ-50, то беремо технічні характеристики з нього.

Повна площа конвективної частини топки КГВМ-50:

$$N_{\kappa} = 1223 \text{ м}^2;$$

Хоча ми зменшили площу конвективної частини вдвічі, через двосвітний екран всередині топки, але площа одного пакета конвективної частини залишається незмінною, через додавання орєбрень.

Площа одного пакета конвективної частини модернізованого котла з чотирма пальниками складає:

$$N_{\text{од}} = 408 \text{ м}^2;$$

Через те, що загальна кількість конвективних пакетів у нас 5, а не 3, то, загальна площа конвективної частини для чотирьох пальників складає:

$$N_{\Pi} = 2040 \text{ м}^2;$$

Температура газів перед конвективною частиною (беремо з розрахунків фістона):

$$t' = 765 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

Ентальпія газів перед конвективною частиною:

$$I''_{\tau} = 2917 \text{ ккал/кг};$$

Температура газів за конвективною частиною (Приймаємо з подальшим уточненням):

$$\vartheta'' = 130^{\circ}\text{C};$$

Ентальпія газів за конвективною частиною:

$$I''_{\text{T}} = 458 \text{ ккал/кг};$$

Теплозасвоєння газоходу фістона (по балансу):

$$Q_{\text{б}} = \varphi(I' - I'') \text{ ккал/год};$$

$$Q_{\text{б}} = 2439,7 \text{ ккал/год};$$

Середній температурний напір води:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}};$$

Найбільший температурний напір:

$$\Delta t_{\text{б}} = \vartheta' - t'$$

Найменший температурний напір:

$$\Delta t_{\text{м}} = \vartheta'' - t''$$

де,  $t'$  та  $t''$  дорівнює  $70^{\circ}\text{C}$  та  $115^{\circ}\text{C}$  відповідно

$$\Delta t_{\text{б}} = 695^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_{\text{м}} = 15^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t = 177,5^{\circ}\text{C};$$

Теплозасвоєння конвективної поверхні:

$$Q_{\text{T}} = \frac{kH_{\text{p}}\Delta t}{B_{\text{p}}}, \text{ ккал/год},$$

де  $k$  – коефіцієнт теплопередачі,  $k = 43,5 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{град}}$

1-й конвективний пакет:

$$Q_{T1} = 484,5 \text{ ккал/год};$$

2-й конвективний пакет:

$$Q_{T1} = 969 \text{ ккал/год};$$

3-й конвективний пакет:

$$Q_{T1} = 1453,5 \text{ ккал/год};$$

4-й конвективний пакет:

$$Q_{T1} = 1938 \text{ ккал/год};$$

5-й конвективний пакет:

$$Q_{T1} = 2422,5 \text{ ккал/год};$$

Різниця в теплосприйнятті по балансу та рівнянню теплопередачі:

$$\frac{Q_T^\phi - Q_6^\phi}{Q_6^\phi} \cdot 100 = -0,71 \%,$$

що не перевищує допустимі 5%

### **4.3. Аеродинамічний розрахунок котла ПТВМ-50**

#### **Аеродинамічний розрахунок котла ПТВМ-50 до модернізації**

Ціллю аеродинамічного розрахунку котельної установки є вибір необхідних тягодуттєвих машин на основі визначення продуктивності тягової та дуттєвої систем і перепаду повних тисків в газовому і повітряному трактах.

Площа газоходу визначається за формулою:

$$F = ab - z_3 \frac{\pi d_3^2}{4}, \text{ м}^2$$

$a$  – ширина газоходу;  $b$  – довжина газоходу;  $d_3$  – зовнішній діаметр труб;  
 $z$  – кількість труб у пучку;

$$F = 4,16 \cdot 4,18 - 264 \frac{\pi \cdot 0,06^2}{4} = 16,6 \text{ м}^2$$

Швидкість потоку:

$$\omega_{\Gamma} = \frac{B_{\Pi} V_{\Gamma} (\vartheta + 273)}{273 F}, \text{ м/с}$$

$V_{\Gamma}$  – об'єм димових газів,  $\text{м}^3$

$V_{\Gamma} = V_{RO_2} + V_{N_2}^{\circ} + V_{H_2O} + (\alpha - 1)V^0, \text{ м}^3/\text{кг}$ ; дані беремо з таблиці XII[2];

$$V_{\Gamma} = 1,04 + 7,6 + 2,1 + (1,15 - 1) \cdot 9,52 = 12,168 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$\vartheta$  – температура повітря, яке входить в топку,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t_B = 30^{\circ}\text{C}$ ;

$$\omega_{\Gamma} = \frac{1,8 \cdot 12,17(30 + 273)}{273 \cdot 16,6} = 1,46 \text{ м/с}$$

Перепад повних тисків:

$$\Delta H_{\Pi} = \Delta h - h_c, \text{ мм вод. ст.}$$

$h_c$  – самотяга, мм вод. ст.;  $h_c = (z_2 - z_1)g(\rho_a - \rho)$ ;

$\Delta h$  – опір ділянки, мм вод. ст.;  $\Delta h = h_{\text{тр}} + h_{\text{м}}$ ;

Де,  $z_2$  і  $z_1$  – перепад висот кінцевого і початкового перетинів даного участка тракту;

$\rho_a$  і  $\rho$  – густина атмосферного повітря і густина повітря в кінці ділянки.

Поділимо наш газохід на дві ділянки:

1 ділянка – від дна поду до дна конвективних поверхонь;  $h=6,95 \text{ м}$ ;

2 ділянка – від дна конвективних поверхонь до верху конвективних поверхонь;  $h=3,295$  м.

Визначаємо  $\Delta h$  та  $h_c$  на 1 ділянці:

$$h_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d_e} \cdot \frac{\omega^2}{2} \rho, \text{ мм вод. ст.},$$

$\rho$  – густина повітря при температурі ділянки,  $\text{кг/м}^3$ ;

Коефіцієнт опору тертя  $\lambda$  залежить від відносної шорсткості стінок каналу і числа Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega d_e}{\nu},$$

$\nu$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості,  $\nu = 0,000015 \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$ ;

$d_e$  – еквівалентний діаметр,  $d_e = \frac{2ab}{a+b}$ , м.

$$d_e = 1,91 \text{ м}$$

$$Re = \frac{1,46 \cdot 1,91}{0,000015} = 186853$$

Так як,  $Re \geq 4 \cdot 10^3$ , то

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{k}{d_e} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$$

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{0,2}{1,91} + \frac{68}{186853} \right)^{0,25} = 0,063$$

$k$  – коеф шорсткості, для сталевих труб  $k=0,2$ ;

Тоді,  $h_{\text{тр}} = 0,063 \frac{6,95}{1,91} \cdot \frac{1,46^2}{2} 0,837 = 0,2$  мм вод. ст.

Місцевих опорів на ділянці 1 немає, тому

$$\Delta h = h_{\text{тр}} = 0,2 \text{ мм вод. ст.}$$

Визначаємо самотягу на Ділянці 2:

$$h_c = (8,95 - 2) \cdot 9,81 \cdot (1,205 - 1317) = 2,39 \text{ мм вод. ст.};$$

Визначаємо  $\Delta h$  та  $h_c$  на 2 ділянці:

$$h_{\text{тр}} = \lambda \frac{1}{d_e} \cdot \frac{\omega^2}{2} \rho, \text{ мм вод. ст.};$$

Коефіцієнт опору тертя  $\lambda$  залежить від відносної шорсткості стінок каналу і числа Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega d_e}{\nu},$$

$\nu$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості,  $\nu = 0,000086 \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$ , при температурі  $t' = 580^\circ\text{C}$ ;

$d_e$  – еквівалентний діаметр,  $d_e = \frac{2ab}{a+b}$ , м.

$$d_e = 1,91 \text{ м}$$

$$Re = \frac{1,46 \cdot 1,91}{0,000086} = 32590$$

Так як,  $Re \geq 4 \cdot 10^3$ , то

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{k}{d_e} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$$

$$\lambda = 0,063$$

Тоді,  $h_{\text{тр}} = 0,1 \text{ мм вод. ст.};$

Визначаємо місцевий опір на ділянці 2 (опір поперечно омиваючих пучків труб):

$$\Delta h_{\text{поп}} = \xi \frac{\omega^2}{2} \rho, \text{ мм вод. ст.};$$

$\xi$  – коефіцієнт опору,  $\xi = \xi_0 \cdot z_2$ ;

$z_2$  – кількість рядів труб по глибині пучка, м;  $z_2 = 64$

$\xi_0$  – коефіцієнт опору, який відноситься до одного ряду пучка і залежить від відношень:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{d}, \sigma_2 = \frac{s_2}{d} \text{ і } \varphi = \frac{s_1 - d}{s_2 - d};$$

$$\sigma_1 = \frac{64}{28} = 2,29 \text{ мм}, \sigma_2 = \frac{198}{28} = 7,07 \text{ мм}, \varphi = \frac{64 - 28}{198 - 28} = 0,21$$

При  $\sigma_1 \leq \sigma_2$  ( $0,06 \leq \varphi \leq 1$ )

$$\xi_0 = 2(\sigma_1 - 1)^{-0,5} \cdot Re^{-0,2}$$

$$\xi_0 = 0,22$$

$$\xi = 0,22 \cdot 64 = 14,13$$

$$\Delta h_{\text{поп}} = 14,13 \cdot \frac{1,46^2}{2} \cdot 0,4135 = 6,26 \text{ мм вод. ст.};$$

$$\Delta h = 0,1 + 6,26 = 6,36 \text{ мм вод. ст.};$$

Визначаємо самотягу на Ділянці 2:

$$h_c = (12,245 - 8,95) \cdot 9,81 \cdot (1,205 - 0,4135) = 25,97 \text{ мм вод. ст.};$$

$$\text{Тоді } \Delta H_{\text{п}} = 6,57 - 27,97 = -21,4 \text{ мм вод. ст}$$

## **Аеродинамічний розрахунок модернізованого котла ПТВМ-50 з двома пальниками**

### **Розрахунок опору топки:**

Розрідження у верхній частині топки приймається в межах 20-30 Н/м<sup>2</sup>;

$$h_{\text{т}} = 30 \text{ Па};$$

Самотяга топки визначається:  $0,9 \cdot H_{\text{т}}$ ;

$H_{\text{т}}$  – висота топки,  $H_{\text{т}} = 10,5$  м;

$$h_c = 94,5 \text{ Па};$$

### Розрахунок опору фестона:

Опір фестона розраховується за формулою:

$$\Delta h_{\phi} = \zeta \cdot h_{\text{дин}}, \text{ Па},$$

де  $\zeta$  – коефіцієнт опору,  $\zeta = \zeta_0 \cdot z$

$h_{\text{дин}}$  – динамічний тиск,

$\zeta_0$  – коефіцієнт опору для одного пучка труби,  $\zeta_0 = c_s \cdot c_{\text{ке}} \cdot \zeta_{\text{гр}}$ ,

$c_s \cdot c_{\text{ке}} \cdot \zeta_{\text{гр}}$  – поправочні коефіцієнти, дані визначаємо по номограмі I[2],

$z$  – кількість пучків труб,  $z=2$ ;

$$h_{\text{дин}} = 0,5 \cdot \rho_{\text{ср}} \cdot \omega_{\Gamma}^2, \text{ Па},$$

де  $\rho_{\text{ср}}$  – густина газів при середній температурі,  $\rho_{\text{ср}} = \rho_0 \frac{273}{273 + \vartheta_{\text{ср}}}$ ,

$\rho_0$  – густина газу при нормальних умовах, для газу  $\rho_0 = 1,23 \text{ кг/м}^3$ ,

$\omega_{\Gamma}$  – середня швидкість газів в газоході,

Середня швидкість газів розраховується за формулою:

$$\omega_{\Gamma} = \frac{B_p V_{\Gamma} (\vartheta + 273)}{273 F}, \text{ м/с}$$

$B_p$  – витрата палива, кг/с,

$V_{\Gamma}$  – об'єм димових газів, м<sup>3</sup>, дані беремо з таблиці XII[2],

$\vartheta_{\text{ср}}$  – середня температура газів,  $\vartheta_{\text{ср}} = 1027,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

$$V_{\Gamma} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^{\circ} + V_{\text{H}_2\text{O}} + (\alpha - 1)V^{\circ}, \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$V_{\Gamma} = 1,04 + 7,6 + 2,1 + (1,15 - 1) \cdot 9,52 = 12,168 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Середня швидкість газів в газоході:

$$\omega_{\Gamma} = 15,7 \text{ м/с},$$

Коефіцієнт опору для одного пучка труби:

$$\zeta_0 = 0,78 \cdot 1 \cdot 0,54 \cdot 0,2 \cdot 2 = 0,17,$$

Сумарний коефіцієнт опору:

$$\zeta = 0,17 \cdot 2 = 0,33$$

Густина газів при середній температурі:

$$\rho_{\text{ср}} = 1,23 \frac{273}{273 + 785,5} = 0,28 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3},$$

Динамічний тиск:

$$h_{\text{дин}} = 0,5 \cdot 2,8 \cdot 15,7^2 = 341 \text{ Па},$$

Тоді опір фестона буде:

$$\Delta h_{\text{ф}} = 0,33 \cdot 134 = 115 \text{ Па},$$

**Розрахунок опору 1-го конвективного пакета:**

Опір 1-го конвективного пакета розраховується:

$$\Delta h_{\text{кп1}} = \zeta \cdot h_{\text{дин}}, \text{ Па},$$

де  $\zeta$  – коефіцієнт опору,  $\zeta = \zeta_0 \cdot z$

$h_{\text{дин}}$  – динамічний тиск,

$\zeta_0$  – коефіцієнт опору для одного пучка труби,  $\zeta_0 = c_s \cdot c_{\text{ке}} \cdot \zeta_{\text{гр}}$ ,

$c_s \cdot c_{\text{ке}} \cdot \zeta_{\text{гр}}$  – поправочні коефіцієнти, дані визначаємо по номограмі I[2],

$z$  – кількість пучків труб,  $z = 6$ ;

$$h_{\text{дин}} = 0,5 \cdot \rho_{\text{ср}} \cdot \omega_{\Gamma}^2, \text{ Па},$$

де  $\rho_{\text{ср}}$  - густина газів при середній температурі,  $\rho_{\text{ср}} = \rho_0 \frac{273}{273 + \vartheta_{\text{ср}}}$ ,

$\rho_0$  – густина газу при нормальних умовах, для газу  $\rho_0 = 1,23 \text{ кг/м}^3$ ,

$\omega_r$  – середня швидкість газів в газоході,

Середня швидкість газів розраховується за формулою:

$$\omega_r = \frac{B_p V_r (\vartheta + 273)}{273 F}, \text{ м/с}$$

$B_p$  – витрата палива, кг/с,

$V_r$  – об'єм димових газів,  $\text{м}^3$ , дані беремо з таблиці XII[2],

$$V_r = 12,168 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$\vartheta_{cp}$  – середня температура газів,  $\vartheta_{cp} = 990 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Середня швидкість газів в газоході:

$$\omega_r = 35,8 \text{ м/с},$$

Коефіцієнт опору для одного пучка труби:

$$\zeta_0 = 0,16,$$

Сумарний коефіцієнт опору:

$$\zeta = 0,97$$

Густина газів при середній температурі:

$$\rho_{cp} = 0,29 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3},$$

Динамічний тиск:

$$h_{дин} = 1825,5 \text{ Па},$$

Тоді опір 1-го конвективного пакета буде:

$$\Delta h_{кп1} = 1762 \text{ Па},$$

**Розрахунок опору 2-го конвективного пакета:**

Опір 2-го конвективного пакета розраховується:

$$\Delta h_{\text{кп2}} = \zeta \cdot h_{\text{дин}}, \text{ Па,}$$

де  $\zeta$  – коефіцієнт опору,  $\zeta = \zeta_0 \cdot z$

$h_{\text{дин}}$  – динамічний тиск,

$\zeta_0$  – коефіцієнт опору для одного пучка труби,  $\zeta_0 = c_s \cdot c_{\text{ке}} \cdot \zeta_{\text{гр}}$ ,

$c_s \cdot c_{\text{ке}} \cdot \zeta_{\text{гр}}$  – поправочні коефіцієнти, дані визначаємо по номограмі I[2],

$z$  – кількість пучків труб,  $z = 6$ ;

$$h_{\text{дин}} = 0,5 \cdot \rho_{\text{ср}} \cdot \omega_{\text{г}}^2, \text{ Па,}$$

де  $\rho_{\text{ср}}$  – густина газів при середній температурі,  $\rho_{\text{ср}} = \rho_0 \frac{273}{273 + \vartheta_{\text{ср}}}$ ,

$\rho_0$  – густина газу при нормальних умовах, для газу  $\rho_0 = 1,23 \text{ кг/м}^3$ ,

$\omega_{\text{г}}$  – середня швидкість газів в газоході,

Середня швидкість газів розраховується за формулою:

$$\omega_{\text{г}} = \frac{B_{\text{р}} V_{\text{г}} (\vartheta + 273)}{273 F}, \text{ м/с}$$

$B_{\text{р}}$  – витрата палива, кг/с,

$V_{\text{г}}$  – об'єм димових газів, м<sup>3</sup>, дані беремо з таблиці XII[2],

$$V_{\text{г}} = 12,168 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$\vartheta_{\text{ср}}$  – середня температура газів,  $\vartheta_{\text{ср}} = 917 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Середня швидкість газів в газоході:

$$\omega_{\text{г}} = 33,7 \text{ м/с,}$$

Коефіцієнт опору для одного пучка труби:

$$\zeta_0 = 0,16 ;$$

Сумарний коефіцієнт опору:

$$\zeta = 0,97 ;$$

Густина газів при середній температурі:

$$\rho_{\text{ср}} = 0,30 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3},$$

Динамічний тиск:

$$h_{\text{дин}} = 1720 \text{ Па},$$

Тоді опір 2-го конвективного пакета буде:

$$\Delta h_{\text{кп2}} = 1660 \text{ Па},$$

**Розрахунок опору 3-го конвективного пакета:**

Опір 3-го конвективного пакета розраховується:

$$\Delta h_{\text{кп3}} = \zeta \cdot h_{\text{дин}}, \text{ Па},$$

де  $\zeta$  – коефіцієнт опору,  $\zeta = \zeta_0 \cdot z$

$h_{\text{дин}}$  – динамічний тиск,

$\zeta_0$  – коефіцієнт опору для одного пучка труби,  $\zeta_0 = c_s \cdot c_{\text{ке}} \cdot \zeta_{\text{гр}}$ ,

$c_s \cdot c_{\text{ке}} \cdot \zeta_{\text{гр}}$  – поправочні коефіцієнти, дані визначаємо по номограмі І[2],

$z$  – кількість пучків труб,  $z = 6$ ;

$$h_{\text{дин}} = 0,5 \cdot \rho_{\text{ср}} \cdot \omega_{\text{г}}^2, \text{ Па},$$

де  $\rho_{\text{ср}}$  - густина газів при середній температурі,  $\rho_{\text{ср}} = \rho_0 \frac{273}{273 + \vartheta_{\text{ср}}}$ ,

$\rho_0$  – густина газу при нормальних умовах, для газу  $\rho_0 = 1,23 \text{ кг/м}^3$ ,

$\omega_{\text{г}}$  – середня швидкість газів в газоході,

Середня швидкість газів розраховується за формулою:

$$\omega_{\Gamma} = \frac{B_p V_{\Gamma} (\vartheta + 273)}{273F}, \text{ м/с}$$

$B_p$  – витрата палива, кг/с,

$V_{\Gamma}$  – об'єм димових газів, м<sup>3</sup>, дані беремо з таблиці XII[2],

$$V_{\Gamma} = 12,168 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$\vartheta_{\text{ср}}$  – середня температура газів,  $\vartheta_{\text{ср}} = 794 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Середня швидкість газів в газоході:

$$\omega_{\Gamma} = 30,2 \text{ м/с},$$

Коефіцієнт опору для одного пучка труби:

$$\zeta_0 = 0,16;$$

Сумарний коефіцієнт опору:

$$\zeta = 0,97;$$

Густина газів при середній температурі:

$$\rho_{\text{ср}} = 0,34 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3},$$

Динамічний тиск:

$$h_{\text{дин}} = 1542 \text{ Па},$$

Тоді опір 3-го конвективного пакета буде:

$$\Delta h_{\text{кп3}} = 1489 \text{ Па},$$

**Розрахунок опору 4-го конвективного пакета:**

Опір 4-го конвективного пакета розраховується:

$$\Delta h_{\text{кп4}} = \zeta \cdot h_{\text{дин}}, \text{ Па},$$

де  $\zeta$  – коефіцієнт опору,  $\zeta = \zeta_0 \cdot z$

$h_{\text{дин}}$  – динамічний тиск,

$\zeta_0$  – коефіцієнт опору для одного пучка труби,  $\zeta_0 = c_s \cdot c_{\text{ке}} \cdot \zeta_{\text{гр}}$ ,

$c_s \cdot c_{\text{ке}} \cdot \zeta_{\text{гр}}$  – поправочні коефіцієнти, дані визначаємо по номограмі I[2],

$z$  – кількість пучків труб,  $z = 6$ ;

$$h_{\text{дин}} = 0,5 \cdot \rho_{\text{ср}} \cdot \omega_{\text{Г}}^2, \text{ Па},$$

де  $\rho_{\text{ср}}$  – густина газів при середній температурі,  $\rho_{\text{ср}} = \rho_0 \frac{273}{273 + \vartheta_{\text{ср}}}$ ,

$\rho_0$  – густина газу при нормальних умовах, для газу  $\rho_0 = 1,23 \text{ кг/м}^3$ ,

$\omega_{\text{Г}}$  – середня швидкість газів в газоході,

Середня швидкість газів розраховується за формулою:

$$\omega_{\text{Г}} = \frac{B_{\text{р}} V_{\text{Г}} (\vartheta + 273)}{273 F}, \text{ м/с}$$

$B_{\text{р}}$  – витрата палива, кг/с,

$V_{\text{Г}}$  – об'єм димових газів, м<sup>3</sup>, дані беремо з таблиці XII[2],

$$V_{\text{Г}} = 12,168 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$\vartheta_{\text{ср}}$  – середня температура газів,  $\vartheta_{\text{ср}} = 623 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Середня швидкість газів в газоході:

$$\omega_{\text{Г}} = 25,4 \text{ м/с},$$

Коефіцієнт опору для одного пучка труби:

$$\zeta_0 = 0,16 ;$$

Сумарний коефіцієнт опору:

$$\zeta = 0,97 ;$$

Густина газів при середній температурі:

$$\rho_{\text{ср}} = 0,40 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3},$$

Динамічний тиск:

$$h_{\text{дин}} = 1295 \text{ Па},$$

Тоді опір 4-го конвективного пакета буде:

$$\Delta h_{\text{кп4}} = 1250 \text{ Па},$$

### Розрахунок опору 5-го конвективного пакета:

Опір 5-го конвективного пакета розраховується:

$$\Delta h_{\text{кп5}} = \zeta \cdot h_{\text{дин}}, \text{ Па},$$

де  $\zeta$  – коефіцієнт опору,  $\zeta = \zeta_0 \cdot z$

$h_{\text{дин}}$  – динамічний тиск,

$\zeta_0$  – коефіцієнт опору для одного пучка труби,  $\zeta_0 = c_s \cdot c_{\text{ке}} \cdot \zeta_{\text{гр}}$ ,

$c_s \cdot c_{\text{ке}} \cdot \zeta_{\text{гр}}$  – поправочні коефіцієнти, дані визначаємо по номограмі I[2],

$z$  – кількість пучків труб,  $z = 6$ ;

$$h_{\text{дин}} = 0,5 \cdot \rho_{\text{ср}} \cdot \omega_{\text{Г}}^2, \text{ Па},$$

де  $\rho_{\text{ср}}$  - густина газів при середній температурі,  $\rho_{\text{ср}} = \rho_0 \frac{273}{273 + \vartheta_{\text{ср}}}$ ,

$\rho_0$  – густина газу при нормальних умовах, для газу  $\rho_0 = 1,23 \text{ кг/м}^3$ ,

$\omega_{\text{Г}}$  – середня швидкість газів в газоході,

Середня швидкість газів розраховується за формулою:

$$\omega_{\text{Г}} = \frac{B_{\text{р}} V_{\text{Г}} (\vartheta + 273)}{273 F}, \text{ м/с}$$

$B_{\text{р}}$  – витрата палива, кг/с,

$V_{\Gamma}$  – об'єм димових газів,  $\text{м}^3$ , дані беремо з таблиці XII[2],

$$V_{\Gamma} = 12,168 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$\vartheta_{\text{ср}}$  – середня температура газів,  $\vartheta_{\text{ср}} = 402,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Середня швидкість газів в газоході:

$$\omega_{\Gamma} = 19,1 \text{ м/с},$$

Коефіцієнт опору для одного пучка труби:

$$\zeta_0 = 0,16 ;$$

Сумарний коефіцієнт опору:

$$\zeta = 0,97 ;$$

Густина газів при середній температурі:

$$\rho_{\text{ср}} = 0,53 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3},$$

Динамічний тиск:

$$h_{\text{дин}} = 976,3 \text{ Па},$$

Тоді опір 3-го конвективного пакета буде:

$$\Delta h_{\text{кп5}} = 922,4 \text{ Па};$$

### **Аеродинамічний розрахунок модернізованого котла ПТВМ-50 з чотирма пальниками**

**Розрахунок опору топки:**

Розрідження у верхній частині топки приймається в межах 20-30 Н/м<sup>2</sup>;

$$h_{\text{т}} = 30 \text{ Па};$$

Самотяга топки визначається:  $0,9 \cdot H_{\text{т}}$ ;

$H_T$  – висота топки,  $H_T = 10,5$  м;

$$h_c = 94,5 \text{ Па};$$

### Розрахунок опору фестона:

Опір фестона розраховується за формулою:

$$\Delta h_\phi = \zeta \cdot h_{\text{дин}}, \text{ Па},$$

де  $\zeta$  – коефіцієнт опору,  $\zeta = \zeta_0 \cdot z$

$h_{\text{дин}}$  – динамічний тиск,

$\zeta_0$  – коефіцієнт опору для одного пучка труби,  $\zeta_0 = c_s \cdot c_{\text{ке}} \cdot \zeta_{\text{гр}}$ ,

$c_s \cdot c_{\text{ке}} \cdot \zeta_{\text{гр}}$  – поправочні коефіцієнти, дані визначаємо по номограмі I[2],

$z$  – кількість пучків труб,  $z=2$ ;

$$h_{\text{дин}} = 0,5 \cdot \rho_{\text{ср}} \cdot \omega_\Gamma^2, \text{ Па},$$

де  $\rho_{\text{ср}}$  – густина газів при середній температурі,  $\rho_{\text{ср}} = \rho_0 \frac{273}{273 + \vartheta_{\text{ср}}}$ ,

$\rho_0$  – густина газу при нормальних умовах, для газу  $\rho_0 = 1,23$  кг/м<sup>3</sup>,

$\omega_\Gamma$  – середня швидкість газів в газоході,

Середня швидкість газів розраховується за формулою:

$$\omega_\Gamma = \frac{B_p V_\Gamma (\vartheta + 273)}{273 F}, \text{ м/с}$$

$B_p$  – витрата палива, кг/с,

$V_\Gamma$  – об'єм димових газів, м<sup>3</sup>, дані беремо з таблиці XII[2],

$\vartheta_{\text{ср}}$  – середня температура газів,  $\vartheta_{\text{ср}} = 785,5$  °С .

$$V_\Gamma = V_{RO_2} + V_{N_2}^\circ + V_{H_2O} + (\alpha - 1)V^0, \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$V_\Gamma = 1,04 + 7,6 + 2,1 + (1,15 - 1) \cdot 9,52 = 12,168 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Середня швидкість газів в газоході:

$$\omega_r = 8,9 \text{ м/с},$$

Коефіцієнт опору для одного пучка труби:

$$\zeta_0 = 0,78 \cdot 1 \cdot 0,54 \cdot 0,2 \cdot 2 = 0,17,$$

Сумарний коефіцієнт опору:

$$\zeta = 1,17 \cdot 2 = 0,33$$

Густина газів при середній температурі:

$$\rho_{\text{ср}} = 1,23 \frac{273}{273 + 785,5} = 0,34 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3},$$

Динамічний тиск:

$$h_{\text{дин}} = 0,5 \cdot 3,4 \cdot 8,9^2 = 134 \text{ Па},$$

Тоді опір фестона буде:

$$\Delta h_{\phi} = 0,33 \cdot 134 = 45 \text{ Па},$$

**Розрахунок опору 1-го конвективного пакета:**

Опір 1-го конвективного пакета розраховується:

$$\Delta h_{\text{кп1}} = \zeta \cdot h_{\text{дин}}, \text{ Па},$$

де  $\zeta$  – коефіцієнт опору,  $\zeta = \zeta_0 \cdot z$

$h_{\text{дин}}$  – динамічний тиск,

$\zeta_0$  – коефіцієнт опору для одного пучка труби,  $\zeta_0 = c_s \cdot c_{\text{ке}} \cdot \zeta_{\text{гр}}$ ,

$c_s \cdot c_{\text{ке}} \cdot \zeta_{\text{гр}}$  – поправочні коефіцієнти, дані визначаємо по номограмі І[2],

$z$  – кількість пучків труб,  $z = 12$ ;

$$h_{\text{дин}} = 0,5 \cdot \rho_{\text{ср}} \cdot \omega_r^2, \text{ Па},$$

де  $\rho_{cp}$  - густина газів при середній температурі,  $\rho_{cp} = \rho_0 \frac{273}{273 + \vartheta_{cp}}$ ,

$\rho_0$  – густина газу при нормальних умовах, для газу  $\rho_0 = 1,23 \text{ кг/м}^3$ ,

$\omega_r$  – середня швидкість газів в газоході,

Середня швидкість газів розраховується за формулою:

$$\omega_r = \frac{B_p V_r (\vartheta + 273)}{273 F}, \text{ м/с}$$

$B_p$  – витрата палива, кг/с,

$V_r$  – об'єм димових газів, м<sup>3</sup>, дані беремо з таблиці XII[2],

$$V_r = 12,168 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$\vartheta_{cp}$  – середня температура газів,  $\vartheta_{cp} = 785,5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Середня швидкість газів в газоході:

$$\omega_r = 17,7 \text{ м/с},$$

Коефіцієнт опору для одного пучка труби:

$$\zeta_0 = 0,16,$$

Сумарний коефіцієнт опору:

$$\zeta = 1,93$$

Густина газів при середній температурі:

$$\rho_{cp} = 0,35 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3},$$

Динамічний тиск:

$$h_{\text{дин}} = 460,7 \text{ Па},$$

Тоді опір 1-го конвективного пакета буде:

$$\Delta h_{\text{кп1}} = 890 \text{ Па},$$

## Розрахунок опору 2-го конвективного пакета:

Опір 2-го конвективного пакета розраховується:

$$\Delta h_{\text{кп2}} = \zeta \cdot h_{\text{дин}}, \text{ Па,}$$

де  $\zeta$  – коефіцієнт опору,  $\zeta = \zeta_0 \cdot z$

$h_{\text{дин}}$  – динамічний тиск,

$\zeta_0$  – коефіцієнт опору для одного пучка труби,  $\zeta_0 = c_s \cdot c_{\text{ке}} \cdot \zeta_{\text{гр}}$ ,

$c_s \cdot c_{\text{ке}} \cdot \zeta_{\text{гр}}$  – поправочні коефіцієнти, дані визначаємо по номограмі I[2],

$z$  – кількість пучків труб,  $z = 12$ ;

$$h_{\text{дин}} = 0,5 \cdot \rho_{\text{ср}} \cdot \omega_{\text{г}}^2, \text{ Па,}$$

де  $\rho_{\text{ср}}$  – густина газів при середній температурі,  $\rho_{\text{ср}} = \rho_0 \frac{273}{273 + \vartheta_{\text{ср}}}$ ,

$\rho_0$  – густина газу при нормальних умовах, для газу  $\rho_0 = 1,23 \text{ кг/м}^3$ ,

$\omega_{\text{г}}$  – середня швидкість газів в газоході,

Середня швидкість газів розраховується за формулою:

$$\omega_{\text{г}} = \frac{B_{\text{р}} V_{\text{г}} (\vartheta + 273)}{273 F}, \text{ м/с}$$

$B_{\text{р}}$  – витрата палива, кг/с,

$V_{\text{г}}$  – об'єм димових газів, м<sup>3</sup>, дані беремо з таблиці XII[2],

$$V_{\text{г}} = 12,168 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$\vartheta_{\text{ср}}$  – середня температура газів,  $\vartheta_{\text{ср}} = 680,5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Середня швидкість газів в газоході:

$$\omega_{\text{г}} = 16,6 \text{ м/с,}$$

Коефіцієнт опору для одного пучка труби:

$$\zeta_0 = 0,16 ;$$

Сумарний коефіцієнт опору:

$$\zeta = 1,93 ;$$

Густина газів при середній температурі:

$$\rho_{\text{ср}} = 0,38 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3},$$

Динамічний тиск:

$$h_{\text{дин}} = 518 \text{ Па},$$

Тоді опір 2-го конвективного пакета буде:

$$\Delta h_{\text{кп2}} = 1000 \text{ Па},$$

**Розрахунок опору 3-го конвективного пакета:**

Опір 3-го конвективного пакета розраховується:

$$\Delta h_{\text{кп3}} = \zeta \cdot h_{\text{дин}}, \text{ Па},$$

де  $\zeta$  – коефіцієнт опору,  $\zeta = \zeta_0 \cdot z$

$h_{\text{дин}}$  – динамічний тиск,

$\zeta_0$  – коефіцієнт опору для одного пучка труби,  $\zeta_0 = c_s \cdot c_{\text{ке}} \cdot \zeta_{\text{гр}}$ ,

$c_s \cdot c_{\text{ке}} \cdot \zeta_{\text{гр}}$  – поправочні коефіцієнти, дані визначаємо по номограмі I[2],

$z$  – кількість пучків труб,  $z = 12$ ;

$$h_{\text{дин}} = 0,5 \cdot \rho_{\text{ср}} \cdot \omega_{\text{г}}^2, \text{ Па},$$

де  $\rho_{\text{ср}}$  – густина газів при середній температурі,  $\rho_{\text{ср}} = \rho_0 \frac{273}{273 + \vartheta_{\text{ср}}}$ ,

$\rho_0$  – густина газу при нормальних умовах, для газу  $\rho_0 = 1,23 \text{ кг/м}^3$ ,

$\omega_{\text{г}}$  – середня швидкість газів в газоході,

Середня швидкість газів розраховується за формулою:

$$\omega_{\Gamma} = \frac{B_p V_{\Gamma} (\vartheta + 273)}{273F}, \text{ м/с}$$

$B_p$  – витрата палива, кг/с,

$V_{\Gamma}$  – об'єм димових газів, м<sup>3</sup>, дані беремо з таблиці XII[2],

$$V_{\Gamma} = 12,168 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$\vartheta_{\text{ср}}$  – середня температура газів,  $\vartheta_{\text{ср}} = 574,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Середня швидкість газів в газоході:

$$\omega_{\Gamma} = 14,7 \text{ м/с},$$

Коефіцієнт опору для одного пучка труби:

$$\zeta_0 = 0,16 ;$$

Сумарний коефіцієнт опору:

$$\zeta = 1,93 ;$$

Густина газів при середній температурі:

$$\rho_{\text{ср}} = 0,43 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3},$$

Динамічний тиск:

$$h_{\text{дин}} = 461 \text{ Па},$$

Тоді опір 3-го конвективного пакета буде:

$$\Delta h_{\text{кп3}} = 890 \text{ Па},$$

**Розрахунок опору 4-го конвективного пакета:**

Опір 4-го конвективного пакета розраховується:

$$\Delta h_{\text{кп4}} = \zeta \cdot h_{\text{дин}}, \text{ Па},$$

де  $\zeta$  – коефіцієнт опору,  $\zeta = \zeta_0 \cdot z$

$h_{\text{дин}}$  – динамічний тиск,

$\zeta_0$  – коефіцієнт опору для одного пучка труби,  $\zeta_0 = c_s \cdot c_{\text{ке}} \cdot \zeta_{\text{гр}}$ ,

$c_s \cdot c_{\text{ке}} \cdot \zeta_{\text{гр}}$  – поправочні коефіцієнти, дані визначаємо по номограмі І[2],

$z$  – кількість пучків труб,  $z = 12$ ;

$$h_{\text{дин}} = 0,5 \cdot \rho_{\text{ср}} \cdot \omega_{\text{г}}^2, \text{ Па},$$

де  $\rho_{\text{ср}}$  – густина газів при середній температурі,  $\rho_{\text{ср}} = \rho_0 \frac{273}{273 + \vartheta_{\text{ср}}}$ ,

$\rho_0$  – густина газу при нормальних умовах, для газу  $\rho_0 = 1,23 \text{ кг/м}^3$ ,

$\omega_{\text{г}}$  – середня швидкість газів в газоході,

Середня швидкість газів розраховується за формулою:

$$\omega_{\text{г}} = \frac{B_{\text{р}} V_{\text{г}} (\vartheta + 273)}{273 F}, \text{ м/с}$$

$B_{\text{р}}$  – витрата палива, кг/с,

$V_{\text{г}}$  – об'єм димових газів, м<sup>3</sup>, дані беремо з таблиці XII[2],

$$V_{\text{г}} = 12,168 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$\vartheta_{\text{ср}}$  – середня температура газів,  $\vartheta_{\text{ср}} = 426,3 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Середня швидкість газів в газоході:

$$\omega_{\text{г}} = 12,1 \text{ м/с},$$

Коефіцієнт опору для одного пучка труби:

$$\zeta_0 = 0,16 ;$$

Сумарний коефіцієнт опору:

$$\zeta = 1,93 ;$$

Густина газів при середній температурі:

$$\rho_{\text{ср}} = 0,52 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3},$$

Динамічний тиск:

$$h_{\text{дин}} = 380 \text{ Па},$$

Тоді опір 4-го конвективного пакета буде:

$$\Delta h_{\text{кп4}} = 738 \text{ Па},$$

**Розрахунок опору 5-го конвективного пакета:**

Опір 5-го конвективного пакета розраховується:

$$\Delta h_{\text{кп5}} = \zeta \cdot h_{\text{дин}}, \text{ Па},$$

де  $\zeta$  – коефіцієнт опору,  $\zeta = \zeta_0 \cdot z$

$h_{\text{дин}}$  – динамічний тиск,

$\zeta_0$  – коефіцієнт опору для одного пучка труби,  $\zeta_0 = c_s \cdot c_{\text{ке}} \cdot \zeta_{\text{гр}}$ ,

$c_s \cdot c_{\text{ке}} \cdot \zeta_{\text{гр}}$  – поправочні коефіцієнти, дані визначаємо по номограмі І[2],

$z$  – кількість пучків труб,  $z = 12$ ;

$$h_{\text{дин}} = 0,5 \cdot \rho_{\text{ср}} \cdot \omega_{\text{Г}}^2, \text{ Па},$$

де  $\rho_{\text{ср}}$  - густина газів при середній температурі,  $\rho_{\text{ср}} = \rho_0 \frac{273}{273 + \vartheta_{\text{ср}}}$ ,

$\rho_0$  – густина газу при нормальних умовах, для газу  $\rho_0 = 1,23 \text{ кг/м}^3$ ,

$\omega_{\text{Г}}$  – середня швидкість газів в газоході,

Середня швидкість газів розраховується за формулою:

$$\omega_{\text{Г}} = \frac{B_{\text{р}} V_{\text{Г}} (\vartheta + 273)}{273 F}, \text{ м/с}$$

$B_p$  – витрата палива, кг/с,

$V_r$  – об'єм димових газів, м<sup>3</sup>, дані беремо з таблиці XII[2],

$$V_r = 12,168 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$\vartheta_{cp}$  – середня температура газів,  $\vartheta_{cp} = 235,8$  °С.

Середня швидкість газів в газоході:

$$\omega_r = 8,8 \text{ м/с},$$

Коефіцієнт опору для одного пучка труби:

$$\zeta_0 = 0,16 ;$$

Сумарний коефіцієнт опору:

$$\zeta = 1,93 ;$$

Густина газів при середній температурі:

$$\rho_{cp} = 0,71 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3},$$

Динамічний тиск:

$$h_{дин} = 277 \text{ Па},$$

Тоді опір 3-го конвективного пакета буде:

$$\Delta h_{кп5} = 534 \text{ Па};$$

**Розрахунок опору газоходу:**

Опір газоходу розраховується:

$$\Delta h_r = \zeta_m \cdot h_{дин} , \text{ Па},$$

де  $\zeta_m$  – коефіцієнт місцевого опору, (для повороту 90° та 135°  $\zeta_m = 0,2$  та  $\zeta_m = 0,26$  відповідно);

$h_{дин}$  – динамічний тиск,

$$h_{\text{дин}} = 0,5 \cdot \rho_{\text{ср}} \cdot \omega_{\text{г}}^2, \text{ Па},$$

де  $\rho_{\text{ср}}$  - густина газів при середній температурі,  $\rho_{\text{ср}} = \rho_0 \frac{273}{273 + \vartheta_{\text{ср}}}$ ,

$\rho_0$  – густина газу при нормальних умовах, для газу  $\rho_0 = 1,23 \text{ кг/м}^3$ ,

$\omega_{\text{г}}$  – середня швидкість газів в газоході,

Середня швидкість газів розраховується за формулою:

$$\omega_{\text{г}} = \frac{B_{\text{р}} V_{\text{г}} (\vartheta + 273)}{273 F}, \text{ м/с}$$

$B_{\text{р}}$  – витрата палива, кг/с,

$V_{\text{г}}$  – об'єм димових газів, м<sup>3</sup>, дані беремо з таблиці XII[2],

$$V_{\text{г}} = 12,168 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$\vartheta_{\text{г}}$  – температура газів,  $\vartheta_{\text{г}} = 130 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Середня швидкість газів в газоході:

$$\omega_{\text{г}} = 8 \text{ м/с},$$

Густина газів при середній температурі:

$$\rho_{\text{ср}} = 0,89 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3},$$

Динамічний тиск:

$$h_{\text{дин}} = 286 \text{ Па},$$

Тоді опір газоходу буде:

$$\Delta h_{\text{г}} = 475 \text{ Па};$$

Повний перепад тисків дорівнює:

$$\Delta h_{\text{сум}} = 7594 \text{ Па};$$

#### 4.4. Підбір димотяга

Повний перепад тисків дорівнює:

$$\Delta h_{\text{сум}} = 4775 \text{ Па};$$

Напір димососа:

$$\Delta h_{\text{дим}} = 1,2 \cdot \Delta h_{\text{сум}} = 5730,5 \text{ Па};$$

Продуктивність:

$$Q_{\text{д}} = 43500 \text{ м}^3/\text{кг};$$

Підбираємо димосос ДН-21 з продуктивністю 50 000 м<sup>3</sup>/кг.

## 5. АВТОМАТИЗАЦІЯ

Для автоматизації процесів горіння та рециркуляції була вибрана система Oilon WiseDrive.

Це електронна система управління пальником. Яка дає змогу керувати подачею дуттьового повітря, контролювати рециркуляцію продуктів згорання та швидкість роботи дуттєвих вентиляторів.

У системі WiseDrive заслінки повітря для горіння і регульовальні клапани мають власні приводи. Електронний контроль співвідношення паливо/повітря покращує ефективність згорання та знижує рівень викидів. Система виконує функції управління та безпеки пальника, а також пропонує ряд інших функцій.

Ця система управління підвищує ефективність згорання палива та знижує рівень викидів. У двопаливних і багатопаливних пальниках можна оптимізувати горіння як для основного, так і для резервного палива. Для обох палив також доступний контроль вмісту кисню. Крім того, значної економії енергії можна досягти, встановивши привід з регульованою швидкістю для вентилятора повітря згорання.

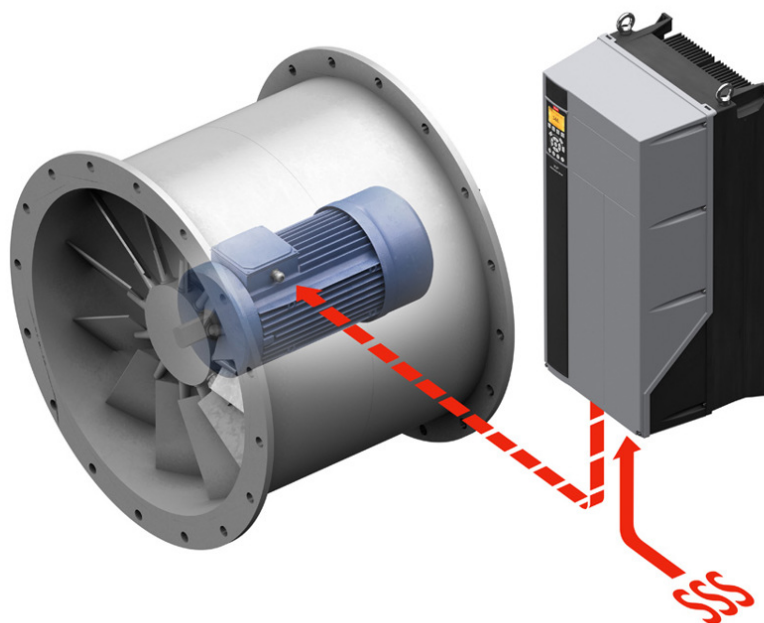


Рис. 5.1. Привід з регульованою швидкістю

Система Oilon WiseDrive може бути підключена до зовнішніх систем через польову шину. Дані про стан пальника і процес горіння можна зчитувати дистанційно. Крім того, система підтримує дистанційне керування (запуск, зупинка, скидання) і налаштування конфігурації (регулятор потужності, вибір палива).

Система автоматизації знижує викиди димових газів, зменшує споживання енергії та надає пальнику покращені технічні можливості, такі як більш точне регулювання. Має електричні послідовності управління, регулювання співвідношення паливо/повітря та потужності, а також всі необхідні функції для безпечної та надійної роботи.

В цій системі використовується блок управління компанії Siemens.

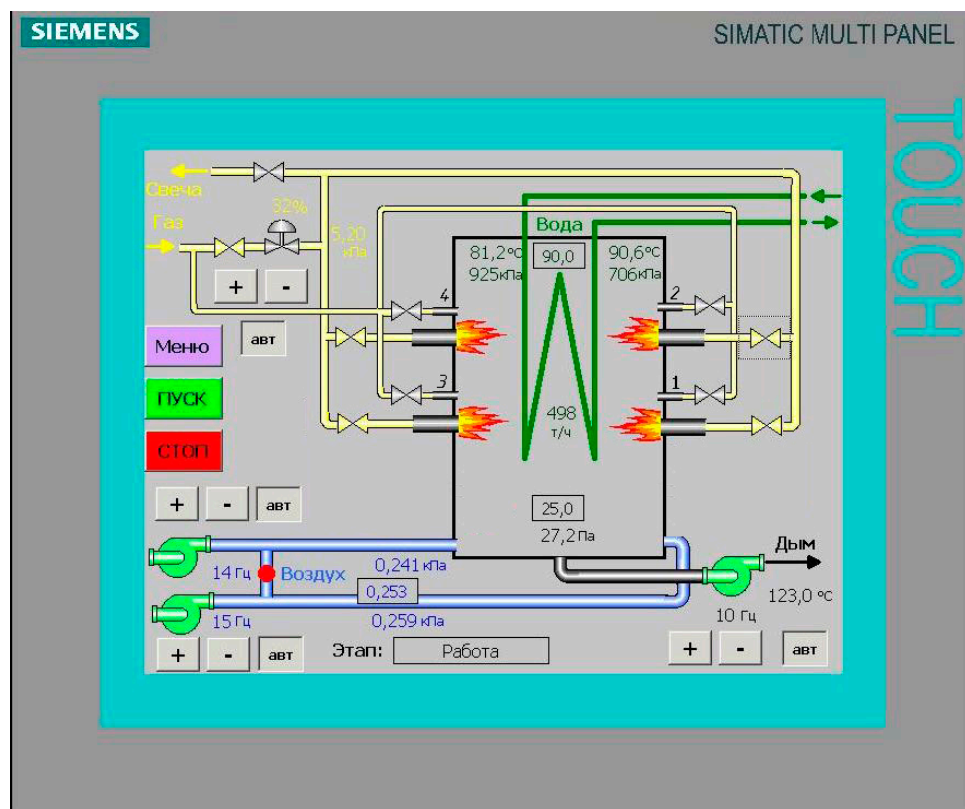


Рис.5.3. Мнемосхема системи автоматики котла ПТВМ-50

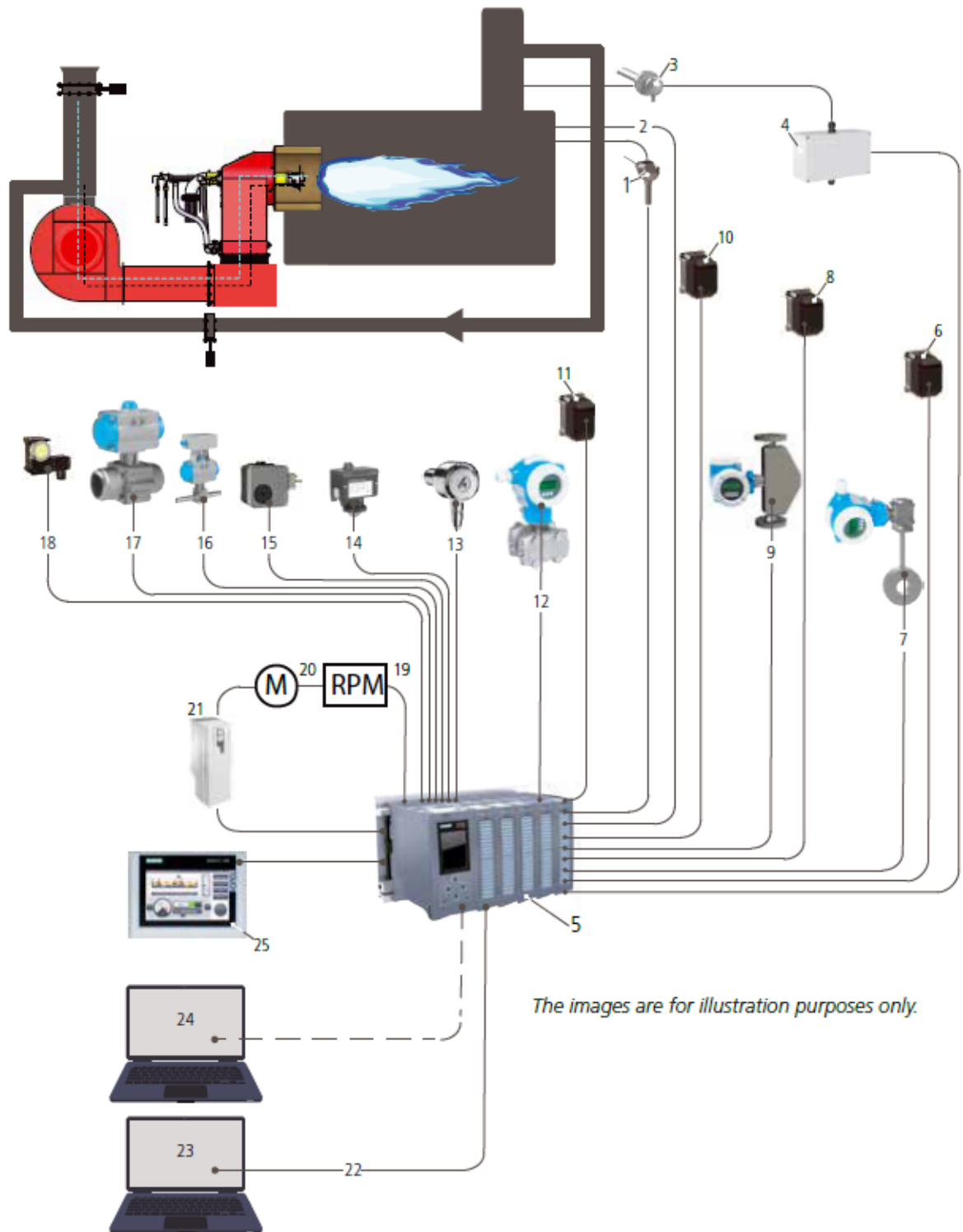


Рис. 5.2. Система автоматизації Oilon WD2000 для підключення рециркуляції димових газів

- 1- датчик тиску в котлі/температури котла, 2 - блок пристроїв безпеки, 3 - давач  $O_2$ , 4 - модуль  $O_2$ , 5 - блок управління, 6 – відсікаючий клапан газу, 7- витратомір газу, 8 – відсічний клапан мазута, 9 – витратомір мазута, 10- заслінка димових газів, 11 - повітряна заслінка, 12 - витратомір повітря, 13 - датчик полум'я, 14 - реле тиску мазута, 15 - реле тиску газу,

16 - масляний запірний клапан, 17 - газовий запірний клапан, 18 - реле тиску повітря, 19 – давач обертів двигуна, 20 - двигун дуттьового вентилятора, 21 – частотний регулятор, 22 - польова шина, 23 - диспетчерська, 24 - сервісний комп'ютер, 25 - сенсорна панель

Заміна пальників забезпечує низькі викиди шкідливих речовин на рівні сучасних норм - 100 мг/м<sup>3</sup>. Але вже зараз Європейський Союз працює над нормами ще більшого пониження шкідливості цих викидів, до 80 мг/м<sup>3</sup>.

Тільки нових, сучасних пальників недостатньо для того, щоб понизити цей рівень до нових вимог. Допомогти з цим може рециркуляція димових газів.

Рециркуляція димових газів є ефективним та економічним рішенням для досягнення надзвичайно низького рівня викидів NOx при використанні різних видів палива.

У зовнішніх системах рециркуляції димових газів певна частка димових газів повертається назад в топку через пальник. Це знижує пікові температури в полум'ї та уповільнює горіння реакції горіння, зменшуючи викиди оксидів азоту. Досягнені скорочення залежить від багатьох факторів, зокрема тип пальника, котел, температура повітря для горіння та кількості димових газів, що рециркулюють (див. діаграму). При проектуванні конфігурації важливо що рециркуляція димових газів зменшує максимальну потужність пальника в залежності від витрати димових газів і температури димових газів. FGR доступний для різних нових пальників і в багатьох випадках, як модернізація існуючих пальників.

## ВИСНОВКИ

Дана робота виконана для вирішення проблем, які є в енергетичній сфері України. Це проблеми енергоефективності та екологічності, особливо для застарілих водогрійних котлів серії ПТВМ, які широко використовуються в опалювальних котельнях по всій країні. Ці котли, хоч і забезпечують необхідну потужність, мають значні недоліки, пов'язані з високою витратою палива та значними викидами шкідливих речовин, що забруднюють навколишнє середовище.

Метою цієї роботи було дослідження можливих методів модернізації котла ПТВМ-50 для розширення діапазону його роботи, щоб зменшити витрату палива, підвищити ККД і поліпшення екологічних показників, які в разі перебільшують норми викидів Європейських стандартів.

Температура газів на виході з топки впала на  $120^{\circ}\text{C}$ , з  $250^{\circ}\text{C}$  до  $130^{\circ}\text{C}$ . Це число майже вдвічі менше за початкове.

Тепловий розрахунок котла ПТВМ-50 показав, що ККД модернізованого котла підвищилось на 5%, завдяки зменшенню втрат тепла з газами, які видаляються.

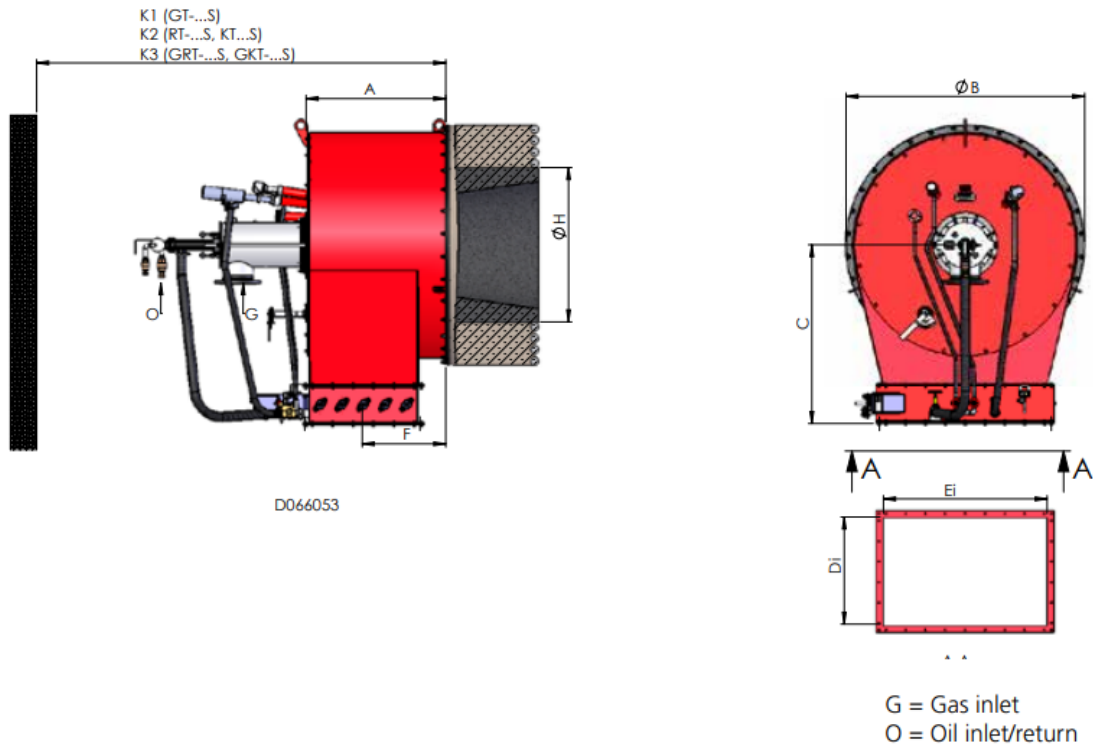
Теплозасвоєння котла повинно збільшитись на 30% при роботі котла на чотирьох пальниках.

Також, завдяки поділу топки на дві рівні половини двосвітним екраном, встановленню сучасної системи автоматизації та заміні пальників, можна зменшити нижню межу потужності котла.

Завдяки заміні застарілих пальників МГМГ-6 на сучасні Oilon GT-18S норми викидів CO та NOx можуть бути знижені до загальноєвропейських норм, а саме  $100\text{ мг/м}^3$ , замість  $400\text{ мг/м}^3$  для газу.

## ДОДАТКИ

### Додаток А



BURNER	A	ØB	C	Di	Ei	F	ØH	K1	K2	K3
GT/RT/KT/GRT/GKT-5S	390	735	740	260	425	244	520	1700	2100	2700
GT/RT/KT/GRT/GKT-8S	460	865	795	310	500	289	600	1900	2300	2900
GT/RT/KT/GRT/GKT-12S	540	995	865	395	625	327	710	2100	2500	3300
GT/RT/KT/GRT/GKT-18S	586	1155	980	470	750	335	820	2500	2900	3500
GT/RT/KT/GRT/GKT-25S	739	1315	1100	530	900	454	940	2600	2900	4000
GT/RT/KT/GRT/GKT-35S	853	1610	1250	630	1025	530	1030	2900	3500	4300
GT/RT/KT/GRT/GKT-50S	1024	1750	1300	785	1200	610	1220	3250	3500	4650
GT/RT/KT/GRT/GKT-70S	1212	2100	1500	1050	1550	713	1410	3500	4100	4700

Dimensions in mm.

Рис. А.1. Розміри пальника GT-18S

BURNER	GT-5S	GT-8S	GT-12S	GT-18S	GT-25S	GT-35S	GT-50S	GT-70S
Capacity,* MW	0.8 - 3.9	1.2 - 6.1	2.0 - 10.0	3.0 - 15.0	4.4 - 22.0	5.8 - 29.0	8.4 - 42.0	12.6 - 63.0
Connections – gas, burner	DN65	DN80	DN100	DN125	DN150	DN150	DN200	DN200
Pilot burner	GPB20							
Control unit	WD200**							
Weight, kg	280	360	480	600	940	1450	1700	2150

\*Valid when combustion air temperature is +35 °C,  $\lambda = 1.17$ , and ambient air pressure 1.013 bar a.  
 \*\*Can be delivered with WD1000 or WD2000.

Табл. А.1. Технічна інформація про пальник GT-18S

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Національний план скорочення викидів від великих опалювальних установок. (Кінцевий проект). URL:<http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/doccatalog/document id=244996332> (дата звернення 23.01.2016).
2. Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод). Под ред. Н.В. Кузнецова и др., М., «Энергия», 1973, 296 с. ДСТУ Б А.2.4-4:2009. Основні вимоги до проектної та робочої документації. Київ: Мінрегіонбуд України, 2009.
3. Никитин Е.Е. Моделирование показателей технико-экономической эффективности централизованных систем теплоснабжения с водогрейными котлами. Проблемы загальної енергетики. 2010. вип.1(21). С.32-39.
4. Чернокрилюк В.В. Досвід застосування пальників Riello при модернізації котлів КВГ-6,5. Науково-технічний збірник «Енергоефективність в будівництві та архітектурі». К. : КНУБА. 2014. № 6. С.354-358.
5. Гламаздин Д.П., Гламаздин П.М. Досвід модернізації водогрійних котлів ПТ-ВМ -30. Житлово-комунальне госпo-дарство України. 2012. №9(52). С.59-61.
6. Подгорецкий В.М., Слипец И.В. Новая жизнь старых котлов. Житлово-комунальне господарство України. 2011. №4(37). С.36-38.
7. Проект змін до Інвестиційної програми КП «КИЇВТЕПЛОЕНЕРГО» (з виробництва теплової енергії, її транспортування та постачання) на 2020 рік, погодженої розпорядженням ви-конавчого органу Київської міської ради (КМДА) від 23.04.2020 №635.
8. Гламаздин Д.П., Гламаздин П.М. Потенциал снижения расхода природного газа в котельных систем центра-лизо-ванного теплоснабжения. Энерго-сбере-жение.2013. №1 (159). С.12-14.
9. П. М. Гламаздин, Д. П. Гламаздин Енергоефективна модернізація котлів КВГ та ТГВ. ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТ-ЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАН-НЯ/К: 2020.№26, С.22-36.
10. ДБН В.2.5-77:2014. Котельні. Київ: Мінрегіон України, 2014. 49
11. ДСТУ Б А.2.4-4:2009. Основні вимоги до проектної та робочої документації. Київ: Мінрегіонбуд України, 2009