

# Дипломний проєкт

на тему :

“ Котел паровий Е-50-4-440Г ”

ТК81.465.0003.156.ДП

**Виконав**  
студент ІV курсу  
групи ТК-81  
Ткачук А.О.

Київ – 2022 року

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ  
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»  
Теплоенергетичний факультет  
Кафедра атомних електричних станцій і інженерної теплофізики

До захисту допущено:  
Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Валерій ТУЗ  
“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2022 р.

**Дипломний проєкт**  
на здобуття ступеня бакалавра

за освітньо-професійною програмою Тепло- і парогенеруючі установки  
спеціальності 142 Енергетичне машинобудування

на тему: Котел паровий Е-50-4-435Г

Виконав (-ла): студент (-ка) IV Курсу, групи ТК-81

Ткачук Артем Олександрович

(прізвище ім'я, по-батькові)

(підпис)

**Керівник**

к.т.н., доцент Рогачов В.А.

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

(підпис)

**Консультант:**

з питань охорони праці  
(назва розділу)

к.т.н., доцент Сергій Каиштанов

(посада, вчені ступінь та звання, прізвище, ініціали)

(підпис)

**Рецензент**

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

(підпис)

Засвідчую, що у цьому дипломному проєкті  
немає запозичень з праць інших авторів без  
відповідних посилань.

Студент \_\_\_\_\_

(підпис)

Київ – 2022 року

**Національний технічний університет України**  
**«Київський політехнічний інститут**  
**імені Ігоря Сікорського»**

Факультет (інститут) теплоенергетичний  
Кафедра атомних електричних станцій і інженерної теплофізики  
Рівень вищої освіти перший (бакалаврський)  
Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування  
Освітньо-професійна програма Тепло- і парогенеруючі установки

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Валерій ТУЗ

(підпис)

“ ” \_\_\_\_\_ 2022 р.

**ЗАВДАННЯ**

**на дипломний проєкт студенту**

Ткачуку Артему Олександровичу

(прізвище, ім'я, по-батькові)

**1. Тема проєкту**

Котел паровий Е-50-4-435Г

керівник проєкту

к.т.н., доцент Рогачов В.А.

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

затверджені наказом по університету від " " 20\_\_ р. № \_\_\_\_\_

**2. Термін подання студентом проєкту**

„09” червня 2022 р.

**3. Вихідні дані до проєкту**

Прототип котла ГМ-50-1

паропродуктивність  $D_{nn} = 48$  т/год, тиск перегрітої пари  $P_{nn} = 4,2$  МПа,

температура перегрітої пари  $t_{nn} = 435$  °С, температура живильної води

$t_{жв} = 160$  °С, температура повітря на вході у повітронідігрівач  $t'_{пов.п} = 20$  °С,

температура гарячого повітря  $t_{гп} = 250$  °С, температура холодного повітря

$t_{хп} = 25$  °С, температура димових газів на виході з котла  $\vartheta_{відх} = 110$  °С, доля

продувки  $P=2$  % паливо: газ № 2. Марка -Г

**4. Зміст пояснювальної записки**

а) основна частина: Вступ. Опис конструкції котельного агрегату.

Тепловий розрахунок котельного агрегату. Теплогідрравлічний розрахунок.

Аеродинамічний розрахунок газового та повітряного тракту котельного

агрегату. Розрахунок на міцність елементів парового котла. Індивідуальне

завдання. Охорона праці. Висновки. Перелік посилань

**5. Перелік графічного матеріалу** (із зазначенням обов'язкових креслеників, плакатів, презентацій тощо)

1. Поздовжній та поперечний розріз котлоагрегату (2 аркуші формату А1)
2. Теплова схема котельного агрегату (аркуші формату А2)
3. Результат виконання індивідуального завдання (аркуші формату А1)

**6. Консультанти розділів проєкту:**

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
з питань охорони праці	<i>к.т.н., доц. Кашианов С.Ф.</i>		

**7. Дата видачі завдання**      " 04 " квітня 2022р.

**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проєкту	Термін виконання етапів проєкту	Примітка
1	<i>Видача завдання на дипломний проєкт</i>	04.04.2022	
2	<i>Опис конструкції</i>	09.04.2022	
3	<i>Тепловий розрахунок котельного агрегату:</i>	11.04.2022	
4	<i>Тепловий розрахунок котельного агрегату:</i>	14.04.2022	
5	<i>Тепловий розрахунок топки. Ескіз топки</i>	16.04.2022	
6	<i>Розрахунок пароперегрівача КУ</i>	18.04.2022	
7	<i>Розрахунок ВЕ та повітродігрівника. Тепловий баланс</i>	20.04.2022	
8	<i>Теплова схема</i>	27.04.2022	
9	<i>Теплогідравлічний розрахунок парового котла</i>	01.05.2022	
10	<i>Аеродинамічний розрахунок газового та повітряного трактів котельного агрегату</i>	08.05.2022	
11	<i>Розрахунок на міцність елементів котла</i>	15.05.2022	
12	<i>Індивідуальне завдання</i>	22.05.2022	
13	<i>Графічна частина роботи</i>	29.05.2022	
14	<i>Оформлення пояснювальної записки</i>	02.06.2022	
15	<i>Підпис у керівника</i>	09.06.2022	
16	<i>Нормоконтроль</i>	10.06-13.06.2022	
17	<i>Попередній захист</i>	14.06-19.06.2022	
18	<i>Захист ДПБ</i>	20.06-25.06.2022	

**Студент**

\_\_\_\_\_ (підпис)

**Ткачук А.О.**

\_\_\_\_\_ (Власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

**Керівник**

\_\_\_\_\_ (підпис)

**Рогачов В.А.**

\_\_\_\_\_ (Власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

## Анотація

В даній пояснювальній записці представлені розрахунок парового котла Е-50-4-435 Г та індивідуальне завдання оглядового плану. Згідно розрахунку даного котельного агрегату був одержаний ККД, що становить 94,52%.

В даній пояснювальній записці виконані розрахунки, які включають в себе вступ, опис конструкції котельного агрегату, тепловий розрахунок котельного агрегату, теплогідравлічний розрахунок, аеродинамічний розрахунок газового тракту котельного агрегату, розрахунок на міцність елементів парового котла.

Графічна частина включає в себе креслення загального виду – поздовжній та поперечний розрізи котла, теплову схему.

Котел типу Е-50-4-435 Г призначений для отримання насиченої або перегрітої водяної пари. Котел працює як на газу так і на мазуті. Котлоагрегат має один барабан з вертикальною природньою циркуляцією та виконаний в П-подібній схемі компоновки поверхонь нагріву. Діапазон регулювання паропродуктивності складає 70-100%.

Двоступеневе випаровування призначене для зменшення солевмісту робочого тіла в барабані. Показані дві схеми двоступеневого випаровування, з розділенням барабану на відсіки чистий та солевий у відношенні 80 до 20 % та двоступенева схема з виносним циклоном. Схема з виносним циклоном має переваги через відсутність перетоку робочого тіла.

					TK81.465.0003.156 ПЗ	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Annotation

This explanatory note presents the calculation of the steam boiler E-50-4-435G and the individual task of the review plan. According to the calculation of this boiler unit, the efficiency was 94.52%.

This calculation is divided into sections, which include the introduction, description of the design of the boiler unit, thermal calculation of the boiler unit, thermohydraulic calculation, aerodynamic calculation of the gas path of the boiler unit, calculation of the strength of steam boiler elements.

The graphic part includes drawings of the general view - longitudinal and cross sections of the boiler, thermal scheme.

Boiler type E-50-4-435 G is designed to produce saturated or superheated water vapor. The boiler runs on both gas and fuel oil. The boiler unit has one drum with vertical natural circulation and is made in the U-shaped scheme of arrangement of heating surfaces. The range of steam productivity regulation is 70-100%.

Two-stage evaporation is designed to reduce the salt content of the working fluid in the drum. Two schemes of two-stage evaporation are shown, with the division of the drum into pure and salt compartments in the ratio of 80 to 20% and a two-stage scheme with a remote cyclone. The remote cyclone scheme has advantages due to the lack of overflow of the working fluid.

					TK81.465.0003.156 ПЗ	Арк.
ЗМН.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

## Зміст

Вступ.....	11
1 Опис конструкції котельного агрегату.....	12
2 Тепловий розрахунок котельного агрегату.....	14
2.1 Газовий розрахунок котельного агрегату.....	14
2.1.1 Визначення теоретичних об'ємів повітря та димових газів.....	14
2.1.2 Теоретичний об'єм повітря.....	14
2.1.3 Теоретичний об'єм димових газів.....	14
2.1.4 Присмоки повітря в котлі та пилосистемі.....	15
2.1.5 Розрахунок дійсних об'ємів повітря та димових газів.....	15
2.1.6 Ентальпії димових газів та повітря.....	16
2.2 Розрахунок теплового балансу котельного агрегату.....	18
2.3 Розрахунок топки.....	19
2.3.1 Конструктивні характеристики топки.....	19
2.3.2 Розрахунок теплообміну в топці.....	24
2.4 Розрахунок фестона.....	26
2.4.1 Конструктивні характеристики фестона.....	26
2.4.2 Тепловий розрахунок фестона.....	28
2.5 Розрахунок пароперегрівника.....	31
2.5.1 Загальна частина розрахунку пароперігрівача.....	31
2.5.2 Розрахунок першої ступені пароперігрівача по ходу газів.....	33
2.5.3 Конструктивні характеристики першої ступені пароперігрівача.....	33
2.5.4 Розрахунок першої ступені пароперігрівача.....	35
2.5.5 Розрахунок другої ступені пароперігрівача.....	40
2.5.6 Конструктивні характеристики другої ступені пароперігрівача.....	40

					TK81.465.0003.156.ПЗ					
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						
Розроб.		Ткачук			Котел паровий Е-50-4-435Г	Літ.	Арк.	Акрушів		
Перевір.		Рогачов				Д	П	Б	4	123
Реценз.						НТУУ"КПІ", ТЕФ, каф. АЕС та ІТФ				
Н. Контр.		Філатов								
Затверд.		Новаківський								

2.5.7	Тепловий розрахунок другої ступені пароперегрівача по ходу газів.....	41
2.6	Розрахунок повітропідігрівача.....	44
2.7	Розрахунок водяного економайзера.....	48
2.8	Непогодженість теплового балансу котельного агрегату.....	53
3	Гідравлічний розрахунок.....	54
3.1	Розподіл теплового навантаження по контурах циркуляції.....	54
3.2	Розрахунок контура циркуляції.....	57
3.3	Визначення надійності природної циркуляції в контурі.....	62
4	Аеродинамічний розрахунок.....	64
4.1	Розрахунок газової сторони.....	64
4.1.1	Основні данні для аеродинамічного розрахунку котельного агрегату.....	64
4.1.2	Опір фєстона.....	65
4.1.3	Опір конвективного пароперегрівача.....	65
4.1.4	Опір водяного економайзера.....	65
4.1.5	Опір повітропідігрівника.....	66
4.1.6	Опір поворотів конвективного газоходу та підйомного газоходів.....	66
4.1.7	Сумарний опір газового тракту.....	67
4.1.8	Опір газового тракту парогенератора з урахуванням поправок.....	67
4.1.9	Самотяга парового котла в межах газового тракту.....	68
4.1.10	Вибір димової труби.....	68
4.1.11	Повний перепад тисків в газовому тракті парового котла.....	69
4.1.12	Вибір димососа.....	70
4.1.13	Вибір електродвигуна.....	70
4.2	Розрахунок повітряної сторони.....	71
4.2.1	Опір повітряного тракту.....	71
4.2.2	Сумарний опір повітряного тракту.....	74
4.2.3	Повний тиск повітряного тракту.....	75
4.2.4	Вибір вентилятора.....	75
4.2.5	Вибір електродвигуна.....	76



5 Розрахунок на міцність елементів парового котла.....	77
5.1 Розрахунок на міцність барабана котла.....	77
5.2 Розрахунок на міцність еліптичного днища барабана.....	87
5.3 Розрахунок на міцність стінки труби пароперегрівача.....	89
5.4 Розрахунок на міцність стінки вихідної камери пароперегрівача.....	91
6 Двоступеневе випаровування, причини утворення відкладень та способи їхусунення.....	92
6.1 Причини утворення відкладень в пароводяному тракті котла.....	92
6.2 Поняття “водо-хімічного режиму” в барабанному котлі.....	98
6.3 Особливості водо-хімічного режиму.....	100
6.4 Схема двоступеневого випаровування.....	101
6.5 Ступеневе випаровування в барабані котла та солевий баланс.....	104
6.6 Суть організації ступеневого випаровування.....	105
7 Охорона праці.....	108
7.1 Технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації спроектованого котлового обладнання.....	108
7.2 Електробезпека.....	112
7.3 Технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці і виробничої санітарії.....	114
7.3.1 Склад повітря робочої зони.....	114
7.3.2 Виробничий шум.....	115
7.3.3 Виробничі вібрації.....	117
7.4 Пожежна безпека та профілактика.....	117
Висновки.....	120
Список літератури.....	122

					<b>TK81.465.0003.156 ПЗ</b>	<i>Арк.</i>
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		10

## Вступ

Енергетика має велике значення для нашої держави. Основною складовою комплексу промислової енергетики є теплові електростанції, які об'єднанні в крупні енергосистеми. Більшість з цих електростанцій являють собою паротурбінні установки, які живляться паром від потужних парових котлів, що спалюють органічне паливо.

При генерації пари вихідними речовинами є: паливо (природний газ), живильна вода із якої отримують пару необхідних параметрів. Теплота гарячих димових газів використовується для підігріву живильної води та повітря, необхідного для забезпечення горіння палива. Димові гази після поверхонь нагріву потрапляють в атмосферу. Разом з ними відходить частина теплоти та частина палива. Сполучення топки і тепловикористовуючих поверхонь називається котельним агрегатом, сполучення останнього з додатковими пристроями та допоміжним обладнанням – котельна установка.

В данній роботі виконується повірково-конструкційний розрахунок парового агрегату котла Е-50-4-435 Г.

Метою даної роботи є проект парового котла з природною циркуляцією паропродуктивністю 48 т/год температурою та тиском перегрітої пари відповідно 435 °С та 4.1 МПа без проміжного перегріву. Розрахунок виконаний для котельного агрегату, який працює на природному газі №2.

Регулювання температури перегрітої пари на виході з пароперегрівника здійснюється пароохолоджувачем поверхневого типу, шляхом зміни витрати води через охолоджуючі труби.

					ТК81.465.0003.156 ПЗ	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 1 Опис конструкції котельного агрегату та принципи його роботи

Даний котельний агрегат Е-50-4-435 Г призначений для генерації пари з наступними характеристиками: тиск пари  $P_{\text{пп}} = 4,1 \text{ МПа}$ ; температура перегрітої пари  $t_{\text{п}} = 435 \text{ }^\circ\text{C}$ , паропродуктивність  $D_{\text{пп}} = 48 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ . Вид палива – газ Г №2. Живильна вода поступає в водяний економайзер з температурою  $t_{\text{жв}} = 160 \text{ }^\circ\text{C}$ , і нагрівається до температури насичення  $t = 254.5 \text{ }^\circ\text{C}$ , за рахунок утилізації теплоти відхідних газів. Водяний економайзер представляє собою змієвикову поверхню нагріву, яка розміщена в конвективній опускній шахті. Труби водяного економайзера компонуються таким чином, щоб по газовій стороні було отримано шаховий пучок, так як при цьому збільшується коефіцієнт тепловіддачі, і відповідно зменшується поверхня нагріву.

Вода, нагріта до температури насичення після економайзера, подається по трубам у барабан. До барабану також під'єднані підйомні екранні труби і опускні. Барабан представляє собою циліндричну ємкість, у якій проходить відділення парової фази від рідкої. Рідка фаза рухається по опускним трубам у нижній колектор, а потім по екранованим підйомним трубам піднімається знову в барабан. Тут рух середовища оснований на принципі природної циркуляції, яка виникає за рахунок різниці густин в підйомних і опускних трубах. Різниця густин в підйомних і опускних трубах виникає за рахунок того, що підйомні екранні труби обігріваються димовими газами, за рахунок чого густина робочого тіла в них менше, ніж в опускних трубах. За рахунок цієї різниці густин виникає рухомий напір, під дією якого і проходить рух рідини, тобто здійснюється циркуляція. Солевміст робочого тіла контролюють за допомогою схеми двоступеневого випаровування з використанням виносного циклону.

Пара з барабану відводиться по паровідвідних трубах в пароперегрівач, у якому відбувається перегрів пари відносно температури насичення до величини  $t_{\text{пп}} = 435 \text{ }^\circ\text{C}$ . Пароперегрівач представляє собою два пакета

					<b>TK81.465.0003.156 ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

(холодний и гарячий), який складається з змієвикових труб . Між холодним і гарячим пучком розміщений парохолоджувач, який призначений для регулювання температури перегріву за рахунок відбору теплоти від пари шляхом її охолодження живильною водою.

В даному котлі також є повітропідігрівник, який призначений для підігріву повітря до температури  $t_{ГП} = 250 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Повітропідігрівник представляє собою утилізаційну поверхню нагріву, яка призначена для зниження температури газів, що відходять, внаслідок чого підвищується ККД котельного агрегату, так як знижуються втрати з вихідними газами. Конструктивно повітропідігрівник представляє собою шаховий пучок прямих труб. Прототипом котельного агрегату є котел ГМ-50-1 зображений на рис.1.1.

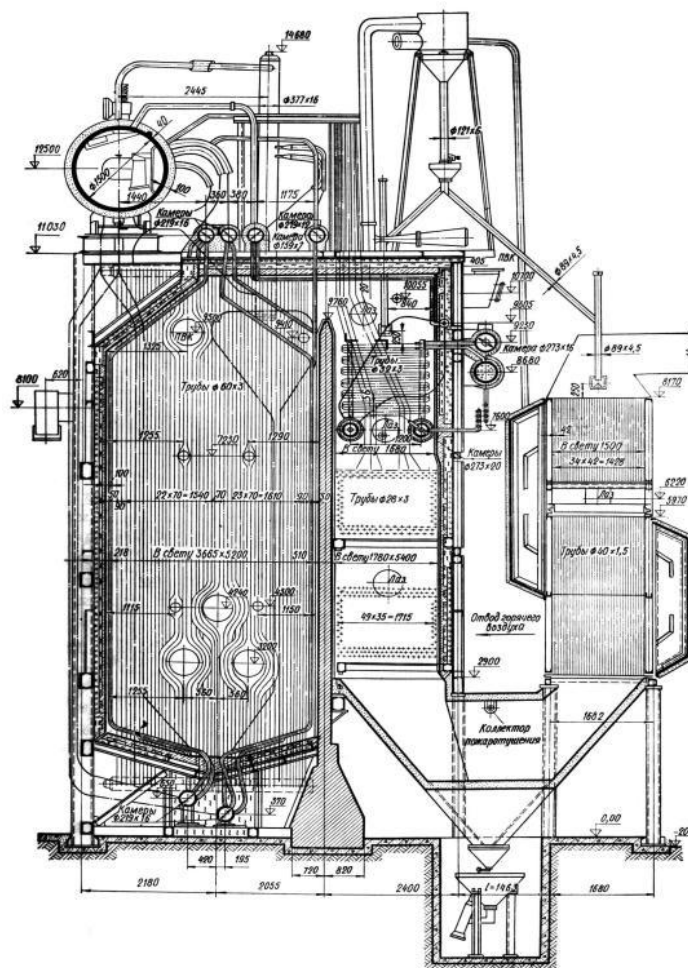


Рис. 1.1 – Котел ГМ-50-1.

					<b>TK81.465.0003.156 ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

## 2 Тепловий розрахунок котельного агрегату

### 2.1 Газовий розрахунок котельного агрегату

У табл. 2.1 представлені розрахункові характеристики палива.

Таблиця 2.1 – Розрахункові характеристики палива (табл. IV стор.140 [1])

Паливо	Елементарний склад горючого, [%]						
	CH <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	CO <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	Σ
Уренгой – Надим – Пунга - Ухта; Марка – Г	98,9	0,12	0,01	0,01	0,06	0,9	100
Нижча теплота згоряння палива $Q_{н}^p, \frac{\text{МДж}}{\text{М}^3}$	35,59						

#### 2.1.1 Визначення теоретичних об'ємів повітря та димових газів ( $\alpha=1$ )

#### 2.1.2 Теоретичний об'єм повітря

$$V_0^H = 0.0476[0.5CO + 0.5H_2 + 1.5H_2S + \sum (m + \frac{n}{4}) C_mH_n - O_2], \text{ м}^3/\text{м}^3$$

$$V_0^H = 0.0476[(1 + \frac{4}{4})98,9 + (2 + \frac{6}{4})0,12 + (3 + \frac{8}{4})0,01 + (4 + \frac{10}{4})0,06]$$

$$= 9,44 \frac{\text{М}^3}{\text{М}^3}$$

Теоретичний об'єм азоту:

$$V_{0.N_2}^H = 0,79V_0^H + 0,01N_2, \frac{\text{М}^3}{\text{М}^3}$$

$$V_{0.N_2}^H = 0,79 \cdot 9,44 + 0,01 \cdot 0,9 = 7,468 \frac{\text{М}^3}{\text{М}^3}$$

#### 2.1.3 Теоретичний об'єм димових газів:

-трьохатомних газів:

$$V_{RO_2}^H = 0,01(CO_2 + CO + H_2S + \sum m \cdot C_mH_n), \frac{\text{М}^3}{\text{М}^3}$$

$$V_{RO_2}^H = 0,01(0,06 + 1 \cdot 98,9 + 2 \cdot 0,12 + 3 \cdot 0,01 + 4 \cdot 0,01) = 0,99 \frac{\text{М}^3}{\text{М}^3};$$

-водяної пари:

					<b>TK81.465.0003.156 ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

$$V_{O.H_2O}^H = 0,01 \cdot \left( H_2S + H_2 + \sum \frac{n}{2} C_m H_n + 0,124 \cdot d_{г.тл} \right) + 0,0161 \cdot V_o^H, \frac{M^3}{M^3}$$

$$V_{O.H_2O}^H = 0,01 \cdot \left( \frac{4}{2} \cdot 98,9 + \frac{6}{2} \cdot 0,12 + \frac{8}{2} \cdot 0,01 + \frac{10}{2} \cdot 0,01 + (0,124 \cdot 4,5) \right) + 0,0161 \cdot 9,44 = 2,147 \frac{M^3}{M^3}$$

#### 2.1.4 Присмоки повітря в котлі та пилосистемі

У табл. 2.2 представлений розрахунок надлишків повітря та присмоків у газоходах.

Таблиця 2.2 – Розрахунок надлишків повітря та присмоків у газоходах котла (табл. XVII стор.171-172 [1])

Найменування газоходу	Присмок повітря в газоході	Надлишок повітря за поверхнею нагріву
Топка, фестон	$\Delta\alpha_T=0,1$ $\Delta\alpha_\phi=0$	$\alpha_T=\alpha_T+\Delta\alpha_T=1+0,1=1,1$ ; $\alpha_\phi=\alpha_T+\Delta\alpha_\phi=1,1+0=1,1$ ;
Пароперегрівник (ПП I)	$\Delta\alpha_{пп}=0$	$\alpha_{ппI}=\alpha_\phi+\Delta\alpha_{пп}=1,1+0=1,1$ ;
Пароперегрівник (ПП II)	$\Delta\alpha_{пп}=0,015$	$\alpha_{ппII}=\alpha_{ппI}+\Delta\alpha_{пп}=1,1+0,015=1,115$ ;
Водяний економайзер (ВЕ)	$\Delta\alpha_{ве}=0,08$	$\alpha_{ве}=\alpha_{ппII}+\Delta\alpha_{ве}=1,115+0,08=1,195$ ;
Повітропідігрівник (Пов. II)	$\Delta\alpha_{пов.п}=0,06$	$\alpha_{пов.п}=\alpha_{ве}+\Delta\alpha_{пов.п}=1,195+0,06=1,255$ ;

## 2.1.5 Розрахунок дійсних об'ємів повітря та димових газів

У табл. 2.3 представлений розрахунок дійсних об'ємів повітря та димових газів.

Таблиця 2.3 – Розрахунок дійсних об'ємів повітря та димових газів

Величина та розрахункова формула	Розмірність	$V_o^H = 9,44 \frac{M^3}{M^3}; \quad V_{O.N_2}^0 = 7,86 \frac{M^3}{M^3};$ $V_{RO_2}^H = 0,99 \frac{M^3}{M^3}; \quad V_{O.H_2O}^H = 1,99 \frac{M^3}{M^3};$			
		Газохід			
		Топка	ПП	ВЕ	Пов.П
Коефіцієнт надлишку повітря в кінці поверхні нагріву $\alpha_i$	–	1,1	1,115	1,195	1,255
Середній коефіцієнт надлишку повітря $\alpha_{срi} = \frac{\alpha_{i-1} + \alpha_i}{2}$	–	1,1	1,1075	1,155	1,225
Дійсний об'єм водяної пари $V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161 \cdot (\alpha_{ср,i} - 1) \cdot V^0$	$M^3/M^3$	2,1621	2,1632	2,1705	2,1811
Дійсний об'єм газів $V_r = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O} + (\alpha_{ср} - 1) \cdot V^0$	$M^3/M^3$	11,566	11,63	12,09	12,765
Об'ємна доля трьохатомних газів $r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_r}$	–	0,0858	0,0853	0,0821	0,0778
Об'ємна доля водяної пари $r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_r}$	–	0,1869	0,1859	0,1795	0,1709
Сумарна об'ємна доля $RO_2$ та $H_2O$ $r_{II} = r_{RO_2} + r_{H_2O}$	–	0,2728	0,2712	0,2616	0,2486

## 2.1.6 Ентальпії димових газів та повітря

У табл. 2.4 представлені ентальпії димових газів та повітря

Таблиця 2.4 – Ентальпії димових газів та повітря

t, °C	$I_{\Gamma}^0, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	$I_{\text{пов}}^0, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	$I_{\Gamma} = I_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1)I_{\text{пов}}^0 + I_{\text{зд}}$			
			$\alpha_{\Gamma}$	$\alpha_{\text{пп I}}$	$\alpha_{\text{вс}}$	$\alpha_{\text{пов.п}}$
			$I_{\Gamma}, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	$I_{\text{пп I}}, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	$I_{\text{вс}}, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	$I_{\text{пов.п}}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
100	1246.18	1462.68	1587.30	1605.99	1705.69	1780.46
200	2511.24	2948.52	3199.64	3237.31	3438.21	3588.89
300	3804.62	4476.07	4856.53	4913.60	5217.97	5446.25
400	5116.88	6045.53	6557.22	6633.97	7043.32	7350.34
500	6457.47	7651.58	8297.33	8394.19	8910.79	9298.23
600	7835.82	9292.75	10076.33	10193.87	10820.73	11290.88
700	9242.49	10976.79	11901.03	12039.67	12779.07	13333.62
800	10668.04	12755.04	13821.85	13981.87	14835.31	15475.39
900	12093.60	14490.34	15699.70	15881.11	16848.59	17574.21
1000	13556.91	16298.58	17654.27	17857.63	18942.18	19755.60
1100	15057.99	18110.79	19616.59	19842.46	21047.10	21950.58
1200	16559.07	19929.09	21584.99	21833.38	23158.11	24151.65
1300	18230.08	21800.90	23623.91	23897.36	25355.77	26449.57
1400	19598.99	23709.69	25669.59	25963.58	27531.49	28707.43
1500	21137.83	25603.64	27717.43	28034.49	29725.52	30993.79
1600	22686.11	27528.62	29797.23	30137.52	31952.41	33313.58
1700	24224.95	29467.14	31889.64	32253.01	34191.01	35644.51
1800	25763.80	31423.87	34000.25	34386.71	36447.81	37993.64
1900	27349.84	33400.85	36135.83	36546.08	38734.07	40375.06
2000	28926.45	35369.11	38261.75	38695.65	41009.77	42745.35



На рис. 2.1 представлена залежність ентальпій продуктів згорання від температури продуктів згорання та ентальпії повітря від температури повітря

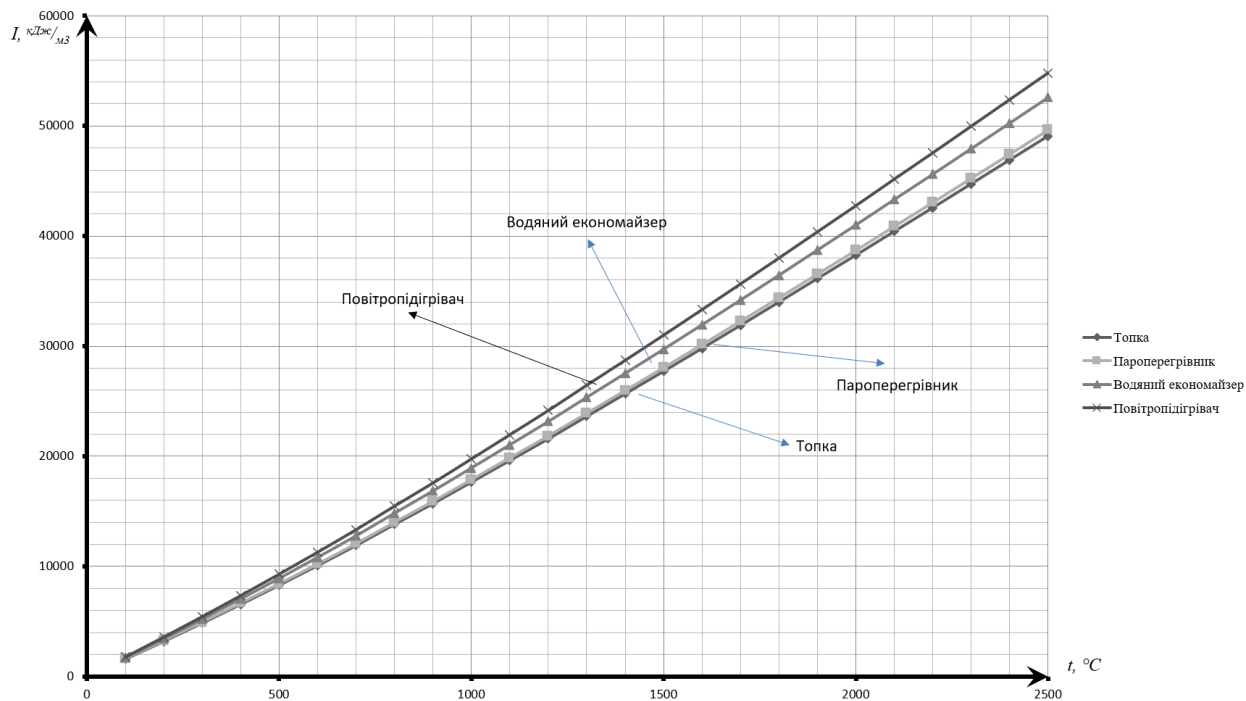


Рис. 2.1 –  $I, \vartheta$  діаграма .

					<b>TK81.465.0003.156 ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

## 2.2 Розрахунок теплового балансу котельного агрегату

У таблиці 2.5 представлений розрахунок теплового балансу котельного агрегату

Таблиця 2.5 – Розрахунок теплового балансу котельного агрегату

Найменування величин	Позначення	Розмірність	Розрахункова формула, або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Повна кількість тепла, що внесена у котел (розподільне тепло)	$Q_p^p$	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	$Q_H^p + Q_{п.зовн} + Q_{\phi} =$ $= 35,59 \cdot 10^3 + 0 + 0$	35590
КПД котла брутто	$\eta_K^{бр}$	%	$100 - q_2 - q_3 - q_4 - q_5 - q_6 =$ $= 100 - 4,38 - 0,5 - 0 - 0,6 - 0;$	94,52
Витрати палива: з хімічним недопалом	$q_3$	%	f (паливо, $D_{пп}$ ), табл. XX, с.175[1];	0,5
З механічним недопалом	$q_4$	%	f(паливо, $D_{пп}$ ), табл. XX, стор.175 [1];	0
Від зовнішнього охолодження	$q_5$	%	f( $D_{пп}$ ), рис. 5.1 стор. 30 [1];	0,6
З фізичною теплотою шлака	$q_6$	%	Враховується для твердих палив при камерному спалюванні	0
Втрати теплоти з газами, що відходять	$q_2$	%	$\frac{(I_{від} - a_{від} I_{хп}^0)(100 - q_4)}{Q_H^p} (1961,$	4,38
Ентальпія газів, що відходять з котла	$I_{від}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	$\alpha_{пов.п} = 1,255, \vartheta_{від} = 110^{\circ}\text{C}$	1961,3
Кількість тепла, корисно використана в котлі	$Q_{ка}$	кВт	$D_{пп}(i_{пп} - i_{жв}) =$ $13,33 \cdot (3307,7 - 678)$	35179, 88

Продовження таблиці 2.5

1	2	3	4	5
Ентальпія перегрітої пари	$i_{пп}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$f(p_{пп}=4,1 \text{ МПа}, t_{пп}=435)$ , табл. XXV стор. 184 [1];	3307,7
Ентальпія живильної води	$i_{жв}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$(p_{жв}=1,2 \times 4,1=4,92 \text{ МПа}, t_{жв}=160)$ , табл. XXIV стор.181 [1];	678
Витрата палива	$B$	$\text{м}^3/\text{с}$	$B = \frac{Q_{ка} \cdot 100}{Q_p \cdot \eta_k^{бp}} = \frac{35179,88 \cdot 100}{35590 \cdot 94,52}$	1,046
Розрахункова витрата палива	$B_p$	$\text{кг}/\text{с}$	$B(1-q_4/100)=1,046(1-0/100)$ ;	1,046
Коефіцієнт збереження тепла	$\varphi$		$1 - \frac{q_5}{\eta_k^{бp} + q_5} = 1 - \frac{0,6}{94,52 + 0,6}$	0,99

2.3 Розрахунок топки

У табл. 2.6 представлений розрахунок геометричних розмірів топки. На рис. 2.2 показаний ескіз топки котла.

Таблиця 2.6 – Розрахунок геометричних розмірів топки

Найменування величин	Позначення	Розмірність	Розрахункова формула, або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Діаметр амбразур пальників	$D_a$	м	$1.13\sqrt{f_{пал}} = 1.13 \cdot \sqrt{0,12}$	0,403
Площа відхідного вікна пальника	$f_1$	$\text{м}^2$	$\frac{1.1 \cdot B_p \cdot V^0 \cdot (t_{гп} + 273)}{z \cdot w_1 \cdot 273} = \frac{1.1 \cdot 1,046 \cdot 9,44 \cdot (250 + 273)}{4 \cdot 44 \cdot 273}$	0,12
Кількість пальників	$z$	шт	3 конструктивних міркувань	4
Мінімальна ширина топкової камери	$a_{min}$	м	$(2 \cdot a_1 + a_2) = 2 \cdot 1,209 + 1,209$	3,627
Розрахункова ширина топкової камери	$a$	м	3 конструктивних міркувань	4,0

Продовження таблиці 2.6

1	2	3	4	5
Відстань між осями пальників	$a_2$	м	$2,6 \cdot d_{\Gamma} = 2,6 \cdot 0,42$	1,092
Відстань від осі палн. до прилягаючої стінки	$a_1$	м	$2,985 \cdot d_{\Gamma} = 2,985 \cdot 0,42$	1,254
Мінімальний перетин топки	$f_{T.min}$	м	$\frac{B_p \cdot Q_H^p}{q_f^{доп}} = \frac{1,046 \cdot 35,59 \cdot 10^3}{2000}$	18,82
Мінімальна висота топки	$b^{min}$	м	$\frac{f_m^{min}}{a} = \frac{18,82}{4}$	4,7
Розрахункова глибина топкової камери	$b$	м	3 конструктивних міркувань	5,0
Мінімальний об'єм топкової камери	$V_{Tmin}$	м <sup>3</sup>	$\frac{B_p \cdot Q_H^p}{q_v^{доп}} = \frac{1,046 \cdot 35,59 \cdot 10^3}{264}$	140,98
Максимально допустиме теплове напруження топкового перерізу	$q_f$	кВт/м <sup>2</sup>	табл. 7.3-7.4 с. 76 [7]	2000
Максимально допустиме теплове напруження топкового об'єму	$q_v^{max}$	кВт/м <sup>3</sup>	табл. 4.1-4.2 с. 76 [7]	264
Мінімальна висота топки	$h_{min}$	м	$\frac{B_p \cdot Q_H^p}{a \cdot b \cdot q_v^d} = \frac{1,046 \cdot 35590}{3,6 \cdot 5 \cdot 264}$	7,83
Висота топки	$h$	м	3 конструктивних міркувань	8,0
Площа вікна фєстона	$F_{в.ф.}$	м <sup>2</sup>	Приймаю з конструкційних міркувань	10,13
Швидкість димових газів на виході з топки	$W_{\Gamma}$	$\frac{м}{с}$	Приймаємо 4-5 м/с	5,0
Висота вікна фєстона	$C_{вф}$	м	$\frac{F_{вф}}{b} = \frac{10,13}{5}$	2,026
Температура димових газів на виході із топки	$\theta_t''$	м	ст. 50 $\theta_t'' = 1000 - 1350$	1100
Розрахунковий об'єм топки	$V_{t.роз}$	м <sup>3</sup>	$\left[ 3 - \left( \frac{\theta_t''}{650} \right) \right] \cdot V_{T.min} =$ $= [3 - 1100/650] \cdot 140,98$	184,35
Розрахункова площа топки	$F_{ст.роз}$	м <sup>2</sup>	$7 \cdot V_{t.роз}^{\frac{2}{3}} = 7 \cdot 184,35^{\frac{2}{3}}$	226,73
Об'єм призматичної частини	$V_{п.ч.}$	м <sup>2</sup>	$F_{п.ч.} \cdot b = 21,33 \cdot 5$	106,65
Площа призматичної частини	$F_{п.ч.}$	м <sup>2</sup>	див. рис. 2.2	21,33
Об'єм верхньої частини	$V_{в.ч.}$	м <sup>2</sup>	$F_{в.ч.} + b = 3,79 + 5$	8,79
Площа верхньої частини	$F_{в.ч.}$	м <sup>2</sup>	див. рис. 2.2	3,79

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

TK81.465.0003.156 ПЗ

Арк.

21

Продовження таблиці 2.6

1	2	3	4	5
Мінімальна висота призматичної частини	$h_{\min.пр}$	м	$\frac{V_{п.ч.}}{a \cdot b} = \frac{106,65}{4 \cdot 5}$	5,33
Площа поверхні бічної стіни топки	$F_6$	$m^2$	$V_r/b$	28,19
Площа поверхні фронтної стіни топки	$F_{фс}$	$m^2$	$(l_1 + l_2 + l_3) \cdot b = (2,788 + 5,530 + 1,596) \cdot 5$	49,57
Площа поверхні задньої стіни топки	$F_3$	$m^2$	$(h_2 + l_3) \cdot b = (5,759 \cdot 1,596) \cdot 5$	36,77
Площа вихідного вікна фестону	$F_{в.ф.}$	$m^2$	$V_r \cdot B_p \cdot \frac{\theta'_t + 372}{b + 273} = 11,56 \cdot 1,046 \cdot \frac{1100 + 273}{5 \cdot 273}$	12,16
Загальна орієнтовна площа стін топкової камери	$\sum F_{заг}^{ор}$	$m^2$	$F_{фс} + F_3 + F_{вф} + 2F_6 = 49,57 + 36,77 + 12,16 + 2 \cdot 28,19$	154,9
Орієнтовні геометричні розміри топки				
	$L_1$	м	див.рис. 2.2	2,788
	$L_2$	м	див.рис. 2.2	5,530
	$L_3$	м	див.рис. 2.2	1,596
	$L_4$	м	див.рис. 2.2	2,047
	$h_4$	м	див.рис. 2.2	0,782
	$h_2$	м	див.рис. 2.2	5,759
Екранована площа стін топкової камери				
Екранована площа фронтальної стінки	$F_{фр}^{екр}$	$m^2$	$F_{ф.с.} - 2 \cdot m \cdot (l_1 + l_2 + l_3) - \Delta F_{ф.с.} = 49,57 - 2 \cdot 0,15 \cdot (2,788 + 5,530 + 1,596)$	46,6
Екранована площа задньої стінки	$F_{зд}^{екр}$	$m^2$	$F_{з.с.} - 2 \cdot m \cdot (h_2 + l_3) - \Delta F_{з.сз} = 36,77 - 2 \cdot 0,15 \cdot (5,759 + 1,596)$	34,56
Екранована площа бічної стінки	$F_{бч}^{екр}$	$m^2$	$F_{6.с} - m \cdot (l_2 + h_2) - \Delta F_{ф.с.} = 28,19 - 2 \cdot (5,530 + 5,759)$	26,04
Екранована площа вікна фестона	$F_{вф}$	$m^2$	$F_{вф}$	12,16
Коефіцієнт теплової ефективності	$\Psi_{ср}$	-	$\frac{(2 \cdot F_{бч}^{екр} \cdot \chi_{бч} + F_{зд}^{екр} \cdot \chi_{зд}) \cdot \xi}{\sum F_{ор}} + \frac{F_{фр}^{екр} \cdot \chi_{фр} \cdot \xi}{\sum F_{ор}} + \frac{F_{ф}^{екр} \cdot \chi_{ф} \cdot \xi_{ф}}{\sum F_{ор}} = \frac{(2 \cdot 26,04 \cdot 0,96 + 34,56 \cdot 0,96) \cdot 0,65}{154,9} + \frac{46,6 \cdot 0,96 \cdot 0,65}{154,9} + \frac{12,16 \cdot 0,96 \cdot 0,27}{154,9}$	0,592
Кутові коефіцієнти	$\chi_{фр}$	-	Стр. 214[1] номограма а) $f\left(\frac{s}{d}\right)$	0,97
	$\chi_{бч}$	-	Стр. 214[1] номограма а) $f\left(\frac{s}{d}\right)$	0,97
	$\chi_{зд}$	-	Стр. 214[1] номограма а) $f\left(\frac{s}{d}\right)$	0,97

Продовження таблиці 2.6

1	2	3	4	5
	$\chi_{\text{ф}}$	-	Стр. 214[1] номограма а) $f\left(\frac{s}{d}\right)$	0,97
Коефіцієнт забруднення екранів	$\xi$	-	Табл. 6.3, стор 42[1]	0,65
Коефіцієнт забруднення вікна фестону	$\xi$	-	$\xi_{\text{ек}} \cdot \beta = 0.65 \cdot 0.9$ , де $\beta=0.9$ – коефіцієнт враховуючий взаємний теплообмін, с. 42 [1]	0,27
Кількість труб бокового екрану	$n_{\text{б}}$	шт	$1 + \frac{a - 2 \cdot m}{s_{\text{б}}} =$ $= \frac{4 - 2 \cdot 0,15}{0,072} + 1$	50
Кількість труб фронтального екрану	$n_{\text{ф}}$	шт	$1 + \frac{b - 2 \cdot m}{s_{\text{з}}} =$ $= \frac{5 - 2 \cdot 0,15}{0,077} + 1$	60
Кількість труб заднього екрану	$n_{\text{з}}$	шт	$1 + \frac{b - 2 \cdot m}{s_{\text{з}}} =$ $= \frac{5 - 2 \cdot 0,15}{0,077} + 1$	60
Крок труб фронтального екрану	$s_{\text{ф}}$	м	Прийняти $(1.05-1.25) \cdot d$ , обираю для труби $d \times \delta = 60 \times 3$ мм	0,077
Крок труб бічного екрану	$s_{\text{б}}$	м	Обираю	0,072
Крок труб заднього екрану	$s_{\text{з}}$	м	Обираю	0,077
Відстань від вісі труб екранів до вісі першої труби суміжного екрану	$m$	м	Прийняти 0.1...0.25	0,15
Променесприймаюча поверхня екранів	$H_{\text{фр}}^{\text{н}}$	$\text{М}^2$	$F_{\text{фр}}^{\text{з}} \cdot \chi_{\text{фр}} = 46,6 \cdot 0,97$	45,2
	$H_{\text{з}}^{\text{н}}$	$\text{М}^2$	$F_{\text{з}}^{\text{з}} \cdot \chi_{\text{з}} = 34,56 \cdot 0,97$	33,53
	$H_{\text{б}}^{\text{н}}$	$\text{М}^2$	$F_{\text{б}}^{\text{з}} \cdot \chi_{\text{б}} = 25,82 \cdot 0,97$	25,04
	$H_{\text{вф}}^{\text{н}}$	$\text{М}^2$	$F_{\text{вф}}^{\text{з}} \cdot \chi_{\text{вф}} = 12,16 \cdot 0,97$	12,16
Загальна променесприймаюча поверхня топки	$H^{\text{н}}$	$\text{М}^2$	$H_{\text{фр}}^{\text{н}} + H_{\text{з}}^{\text{н}} + 2 \cdot H_{\text{б}}^{\text{н}} + H_{\text{вф}}^{\text{н}} =$ $45,2 + 33,53 + 25,04 + 12,16$	141,42
Ступінь екранування топки	$\chi$		$\frac{H^{\text{н}}}{F_{\text{ст}}} = \frac{141,42}{157,47}$	0,9
Ефективна товщина випромінюючого шару	$S$	м	$3,6 \cdot \frac{V_{\text{т}}}{F_{\text{ст}}} = 3,6 \cdot \frac{140,98}{154,9}$	3,28

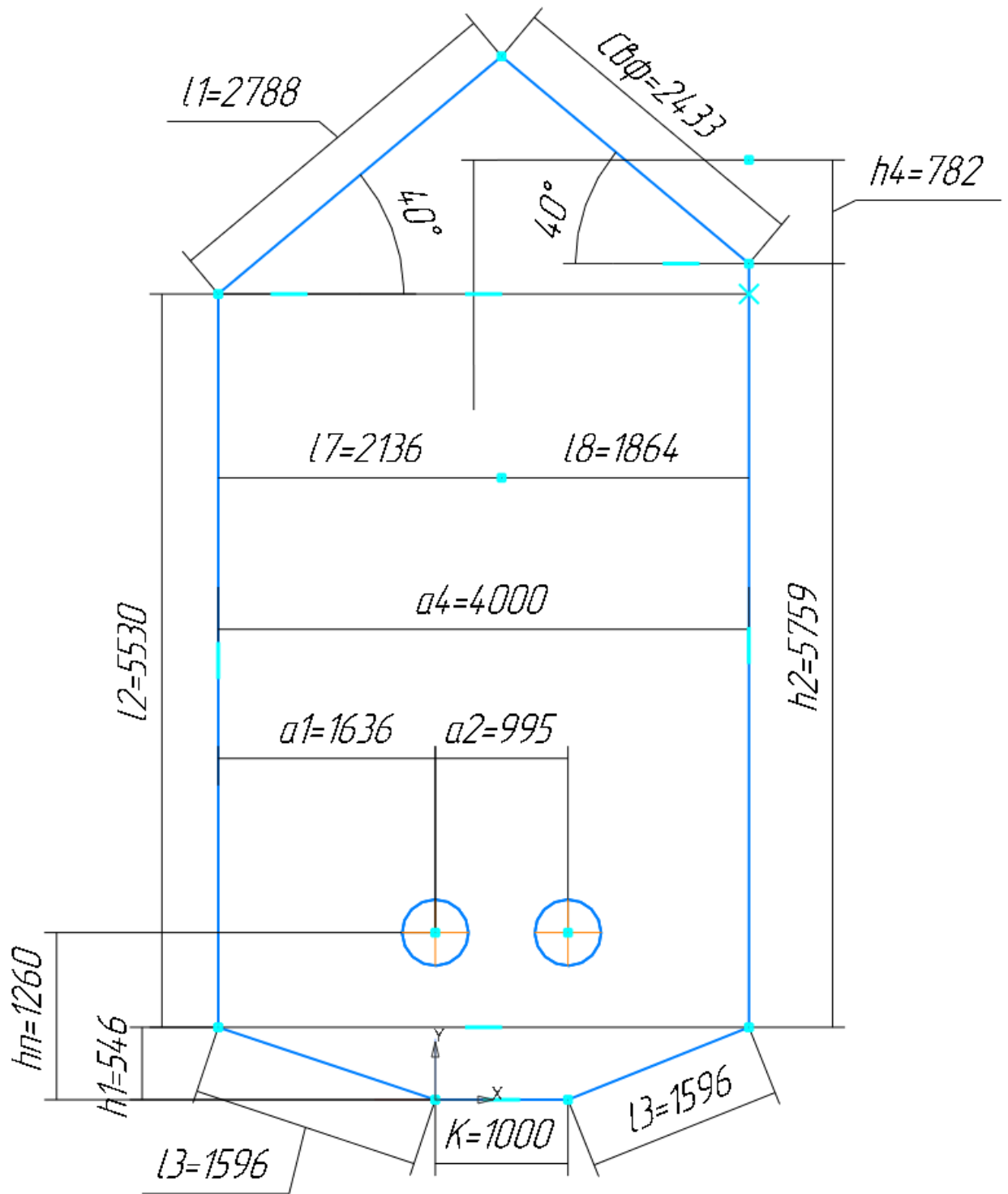


Рис. 2.2 - Ескіз топкової камери.

					TK81.465.0003.156 ПЗ		Арк.
							24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

## 2.2.2 Розрахунок теплообміну в топці

У табл. 2.7 представлений розрахунок теплообміну в топці.

Таблиця 2.7- Розрахунок теплообміну в топці

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Приймаємо температуру на виході з топки	$(\vartheta_T'')$	°C	Уренгой – Надим – Пунга - Ухта	1100
Ентальпія димових газів на виході з топки	$(I_T'')$	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	$f(\vartheta_T'')$ , табл. 2.1.6 ;	19617
Корисне тепловиділення в топці	$Q_T$	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	$Q_p^p \cdot \frac{100-q_3-q_4-q_6}{100-q_4} + Q_\phi + Q_{\text{пов}} + Q_{\text{рец}} = 35590 \cdot \frac{100-0,5}{100} + 3246,77$	38658,82
Теплота, що надходить до топки з повітрям	$Q_{\text{пов}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	$(a_T - \Delta a_T - \Delta a_{\text{пс}}) \cdot I_{\text{гп}}^0 + (\Delta a_T + \Delta a_{\text{пс}}) \cdot I_{\text{хп}}^0 = (1,1 - 0,08) \cdot 3157,92 + 0,08 \cdot 320$	3246,7
Ентальпія на виході з повітропідігрівника	$I_{\text{гп}}^0$	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	$f(t_{\text{гп}} = 250 \text{ }^\circ\text{C})$ , табл 2.1.6 по $I_{\text{п}}^0$	3157,9
Теплота, яка витрачається на розпил мазуту у форсунках	$Q_\phi$	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	відсутня	0
Теплота рециркуляції	$Q_{\text{рец}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	відсутня	0
Адіабатична температура	$T_a$	°K	$v_a + 273 = 2018 + 273$ ; $v_a = f(Q_T, \alpha_T) = 2018 \text{ }^\circ\text{C}$ , табл. 2.1.6;	2291
Середня сумарна теплоємність димових газів	$(VC)_{\text{ср}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{K}}$	$\frac{Q_T - (I_T'')}{\vartheta_a - (\vartheta_T'')} = \frac{38658,82 - 19617}{2018 - 1100}$	20,73



Продовження таблиці 2.7

1	2	3	4	5
Коефіцієнт поглинання променів газовою фазою продуктів згорання	$k_{r\Pi}$	$\frac{1}{\text{МПа}\cdot\text{м}}$	$f(r_{\text{H}_2\text{O}}; p_n \cdot S = r_n \cdot p \cdot S; (\vartheta_T''))'$ ном. 2; стор. 215 [1]; або $\frac{7,8+16\cdot r}{\sqrt{10\cdot r_{\Pi}\cdot p\cdot S-1}} \cdot (1 - 37 \cdot 10^{-3} \cdot T_T'')$ $\cdot r_{\Pi} = \frac{7,8+16\cdot 0,18}{\sqrt{10\cdot 0,27\cdot 0,1013\cdot 3,28-1}} \cdot (1 - 37 \cdot 10^{-3} \cdot 1373) \cdot 0,27$ де $(T_T'')' = (\vartheta_T'')' + 273 = 1373$	1,39
Параметр, що визначає розміщення максимального тепловиділення в топці	M	–	$0,4 \cdot (1 - 0,4 \cdot X_{\Gamma}) \cdot r_{\nu}^{\frac{1}{3}} = 0,4 \cdot (1 - 0,4 \cdot 0,1778) \cdot 1,37^{1/3}$	0,41
Параметр забаластованості димових газів	$r_{\nu}$	–	$\frac{V_{\Gamma} \cdot (1 + r)}{V_{\text{N}_2}^0 + V_{\text{RO}_2}} = \frac{11,56}{7,46 + 0,99}$ де $r=0$ – коефіцієнт рециркуляції;	1,37
Критерій Бугера	<i>Bi</i>	–	$k \cdot p \cdot S = 1,53 \cdot 0,1013 \cdot 3,28$	0,51
Ефективне значення критерію Бугера	$\tilde{Bi}$	–	$1,6 \cdot \ln \left( \frac{1,4 \cdot Bi^2 + Bi + 2}{1,4 \cdot Bi^2 - Bi + 2} \right) =$ $1,6 \cdot \ln \left( \frac{1,4 \cdot 0,51^2 + 0,51 + 2}{1,4 \cdot 0,51^2 - 0,51 + 2} \right)$ або ном.3, стор. 216 [1];	0,70
Дійсна температура на виході з топки	$\vartheta_T''$	°C	$\frac{T_a}{1 + M \cdot \tilde{Bi}^{0,3} \cdot \left[ \frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot \Psi_{\text{cp}} \cdot F_{\text{ст}} \cdot T_a^3}{\Phi \cdot B_p \cdot (VC)_{\text{cp}}} \right]^{0,6}} - 273 =$ $\frac{2291}{1 + 0,41 \cdot 0,70 \cdot 3 \cdot \left[ \frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,5934 \cdot 2291^{0,3}}{0,99 \cdot 1,046 \cdot 20,73} \right]^{0,6}} - 273$	1072
Розрахована температура на виході з топки знаходиться в проміжку $\pm 30^\circ\text{C}$	$\Delta \vartheta$	°C	$ (\vartheta_T'')' - \vartheta_T''  =  1100 - 1072 $	28
Ентальпія димових газів на виході з топки	$I_T''$	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	$f(a_T; \vartheta_T'')$ табл 2.1.6	19063
Теплосприйняття топки	$Q_{\Pi}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	$\varphi \cdot (Q_T - Q_T'') = 0,99 \cdot (38658,82 - 19063)$	19472

## 2.4 Розрахунок фестона

У табл. 2.8 представлений розрахунок конструктивних характеристик фестона. На рис. 2.3 показаний ескіз фестона.

Таблиця 2.8 – Розрахунок конструктивних характеристик фестона

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Внутрішній діаметр труб	$d_{\text{вн}}$	мм	Труби заднього екрана	54
Зовнішній діаметр труб	$d_{\text{зов}}$	мм	Труби заднього екрана	60
Поперечний крок	$S_1$	мм	$(b - 2 \cdot e_i) \cdot 10^{\frac{3}{n_1}} =$ $= (5 - 2 \cdot 0,07) \cdot 10^{\frac{3}{20}}$	250
Поздовжній крок	$S_2$	мм	З креслення прототипу	300
Кількість труб заднього екрана	$n_3$	шт.	Розрахунок розмірів топкової камери	60
Кількість рядів по ходу газів	$Z_2$	шт.	З креслення прототипу	3
Кількість труб у ряду	$Z_1$	шт.	$\frac{n_3}{Z_2} = \frac{60}{3}$	20
Середня висота фестона	$l_{\text{ср}}$	м	З креслення прототипу	2,433
Площа стін топкової камери, зайнята фестоном	$F_{\text{ф}}$	м <sup>2</sup>	$C_{\text{вф}} \cdot b = 2,433 \cdot 5$	12,16
Повна теплообмінна поверхня фестона	$H_{\text{ф}}$	м <sup>2</sup>	$\pi \cdot d_{\text{зов}} \cdot l_{\text{ср}} \cdot n_3 =$ $= \pi \cdot 60 \cdot 2,433 \cdot 60$	27,51
Відносний крок труб: поперечний	$\sigma_1$	–	$\frac{S_1}{d_{\text{зов}}} = \frac{250}{60}$	4,05
поздовжній	$\sigma_2$		$\frac{S_2}{d_{\text{зов}}} = \frac{300}{60}$	5
Ефективна товщина випромінюючого шару	$S$	м	$0,9 \cdot d_{\text{зов}} \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \sigma_1 \cdot \sigma_2 - 1 \right) =$ $= 0,9 \cdot 0,06 \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot 4,05 \cdot 5 - 1 \right)$	1,33

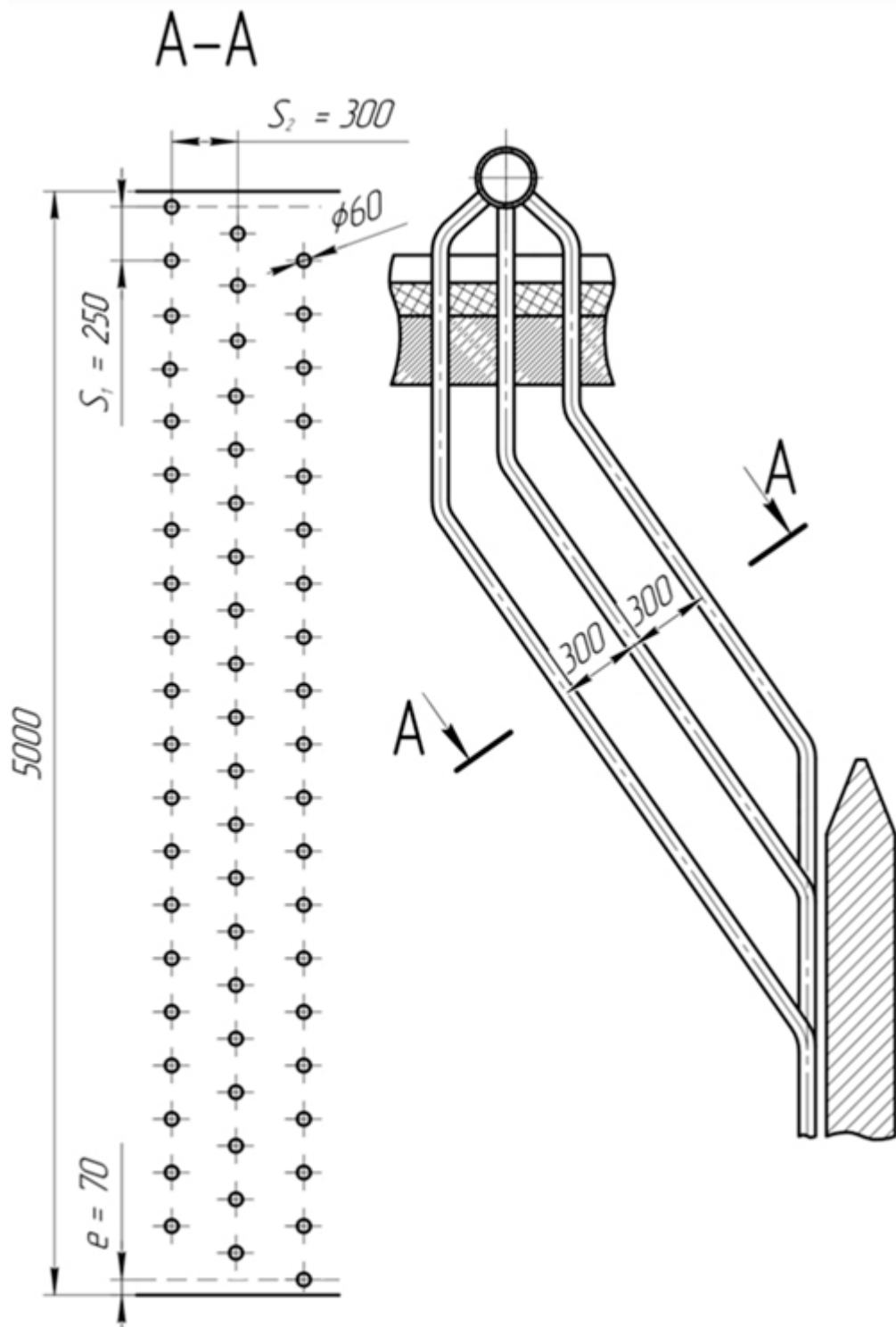


Рис. 2.3 – Ескіз фестона.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

TK81.465.0003.156 ПЗ

Арк.

28

У табл. 2.9 представлений тепловий розрахунок фесто́на.

Таблиця 2.9 – Тепловий розрахунок фесто́на

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат		
1	2	3	4	5	6	7
Падіння температури на фесто́ні	$\Delta\vartheta_{\phi}$	$^{\circ}\text{C}$	Приймаю	30	60	90
Температура газів перед фесто́ном	$\vartheta_{\phi}'$	$^{\circ}\text{C}$	$\vartheta_{\phi}' = \vartheta_{\Gamma}''$	1072	1072	1072
Ентальпія газів на вході з фесто́н	$I_{\phi}'$	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	$I_{\phi}' = I_{\Gamma}''$	19063	19063	19063
Температура газів за фесто́ном	$\vartheta_{\phi}''$	$^{\circ}\text{C}$	$\vartheta_{\phi}' - \Delta\vartheta_{\phi} = 1042 - 30$	1042	1012	982
Ентальпія газів на виході з фесто́ну	$I_{\phi}''$	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	$f(\alpha_{\phi}; \vartheta_{\phi}'')$ , I, 9 - таблиця	18486	17897	17309
Теплосприйняття фесто́на за рівнянням теплового балансу	$Q_{\phi}^{\text{б}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	$\varphi \cdot (I_{\phi}' - I_{\phi}'') = 0,99 \cdot (19063 - 18486)$	573,64	1158,6	1743,60
Середня температура газового потоку	$\vartheta_{\phi}$	$^{\circ}\text{C}$	$0,5(\vartheta_{\phi}' + \vartheta_{\phi}'') = 0,5(1072 + 1072)$	1057	1042	1027
Температура середовища у фесто́ні	$t_{\text{н}}$	$^{\circ}\text{C}$	$f(P_{\phi} = 4,29 \text{ МПа})$	256,05	256,05	256,05
Температурний напір фесто́на	$\Delta t_{\phi}$	$^{\circ}\text{C}$	$\frac{t_{\phi} - t_{\text{м}}}{\ln\left(\frac{t_{\phi}}{t_{\text{м}}}\right)} = \frac{816,3 - 786,3}{\ln\left(\frac{816,3}{786,3}\right)}$	801,3	786,3	771,3
Різниця температур на початку	$\Delta t_{\phi}$	$^{\circ}\text{C}$	$\vartheta_{\phi}' - t_{\text{н}} = 1072 - 256,05$	816,3	816,3	816,3
Різниця температур в кінці	$\Delta t_{\text{м}}$	$^{\circ}\text{C}$	$\vartheta_{\phi}'' - t_{\text{н}} = 1042 - 256,05$	786,3	756,3	726,3
Швидкість газу	$W_{\Gamma}$	м/с	$\frac{V_{\Gamma} \cdot \vartheta_{\phi}^{\text{ср}} + 273}{F_{\Gamma} \cdot 273} = \frac{1,046 \cdot 11,56 \cdot (1057 + 273)}{9,24 \cdot 273}$	6.37	6.30	6.23
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією	$\alpha_{\text{к}}$	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$	$\alpha_{\text{н}} \cdot C_z \cdot C_s \cdot C_{\phi}$	54.04	53.21	52.38
Но́мінальний коефіцієнт тепловіддачі конвекцією	$\alpha_{\text{н}}$	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$	$f(W_{\Gamma}; d)$ ном.8 стр 222[1]	65	64	63

Продовження таблиці 2.9

1	2	3	4	5	6	7
Поправка на кількість рядів труб	$C_z$	–	$f(\sigma_1; Z_1)$ ном.8 стр 222[1]	0.89	0.89	0.89
Поправка на геометрію пучка	$C_s$	–	$f(\sigma_1; \sigma_2)$ ном.8 стр 222[1]	0.9	0.9	0.9
Поправка на фізичні характеристики потоку	$C_\phi$	–	$f(r_{H_2O}; \vartheta_\phi)$ ном.8 стр 222[1]	1.038	1.038	1.038
Коефіцієнт поглинання променів газовою фазою продуктів згорання	$k_r$	$\frac{1}{m \cdot MPa}$	$\left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{10 \cdot P_T \cdot r_n \cdot S_{e\phi}}} - 1 \right) \cdot (1 - 0,37 \cdot 10^{-3}(\vartheta_{cp} + 273)) \cdot r_n =$ $= \left( \frac{7,8+16 \cdot 0,18}{\sqrt{10 \cdot 0,27 \cdot 0,10131,33}} - 1 \right) \cdot (1 - 0,37 \cdot 10^{-3}(1057 - 273)) \cdot 0,27$	2.32	2.34	2.37
Сумарна оптична товщина запиленого потоку	$kpS$	$\frac{1}{m \cdot MPa}$	$(k_r r_n + k_{3л} \mu_{3л}) \cdot P \cdot S_{e\phi} = 2,46 \cdot 0,1013 \cdot 1,3383$	0.3329	0.3361	0.3393
Степінь чорноти газового потоку	$a_\phi$	–	$1 - e^{-kps} = 1 - e^{2,46}$	0.2832	0.2855	0.2877
Степінь чорноти забруднень на трубах	$a_3$	---	Приймаю	0,8	0,8	0,8
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням без врахування поправки	$\alpha_l$	$\frac{Wm}{m^2 \cdot K}$	$5,67 \cdot 10^{-8} \frac{a_3+1}{2} a T_{cp}^3 \frac{1 - \left(\frac{T_3}{T_{cp}}\right)^4}{1 - \frac{T_3}{T_{cp}}} =$ $= 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{0,8 + 1}{2} 0,2832 \cdot 786,3^3 \frac{1 - \left(\frac{554}{786,3}\right)^4}{1 - \frac{554}{786,3}}$	52.24	53.16	54.08
Температура забрудненої стінки	$T_3$	$^{\circ}C$	$t_n + \Delta t + 273 = 256,05 + 25 + 273$ $\Delta t = 25^{\circ}C$	554	554	554
Коефіцієнт використання поверхні нагріву	$\zeta$	–	[1] п.7-41	1	1	1
Коефіцієнт тепловіддачі від продуктів згорання до стінки труби	$\alpha_1$	$\frac{Wm}{m^2 \cdot K}$	$\zeta \cdot (a_k + a_{np}) = 1 \cdot (54,04 \cdot 52,24)$	106.28	106.37	106.46
Коефіцієнт теплової ефективності	$\psi$	–	[1] рис.7.16	0.8	0.8	0.8
Коефіцієнт теплопередачі	$K_\phi$	$\frac{Wm}{m^2 \cdot K}$	$\psi \cdot \alpha_1 = 0,8 \cdot 106,28$	85.03	85.10	85.17
Теплосприйняття за рівнянням теплопередачі	$Q_\phi^T$	$\frac{kJ}{m^3}$	$\frac{(K \cdot \Delta t \cdot H_{p\phi})}{V_p \cdot 10^3} = \frac{85,03 \cdot 801,3 \cdot 18,75}{1,046 \cdot 10^3}$	1222.2 59	1200.3 56	1178.48 9

У результаті розрахунку теплового балансу для кожного із заданих значень температур продуктів згорання за фестоном:  $\vartheta_{\phi 1}''=1042$  °С,  $\vartheta_{\phi 2}''=1012$  °С,  $\vartheta_{\phi 3}''=982$  °С, отримано величини теплосприйняття фестона за рівнянням теплового балансу та за рівнянням теплопередачі. Ці величини для відповідних значень температур наносяться на графік  $Q_{\phi}=f(\vartheta_{\phi}'')$ . Графік показаний на рис. 2.4. Дійсне значення  $\vartheta_{\phi}''$  знаходиться на перетині ліній  $Q_{\phi}^{\delta}=f(\vartheta_{\phi}'')$  та  $Q_{\phi}^{\tau}=f(\vartheta_{\phi}'')$ . З рис.2.5  $\vartheta_{\phi}''=1010$  °С,  $Q_{\phi}^{\delta}=1199$  кДж/м<sup>3</sup>.

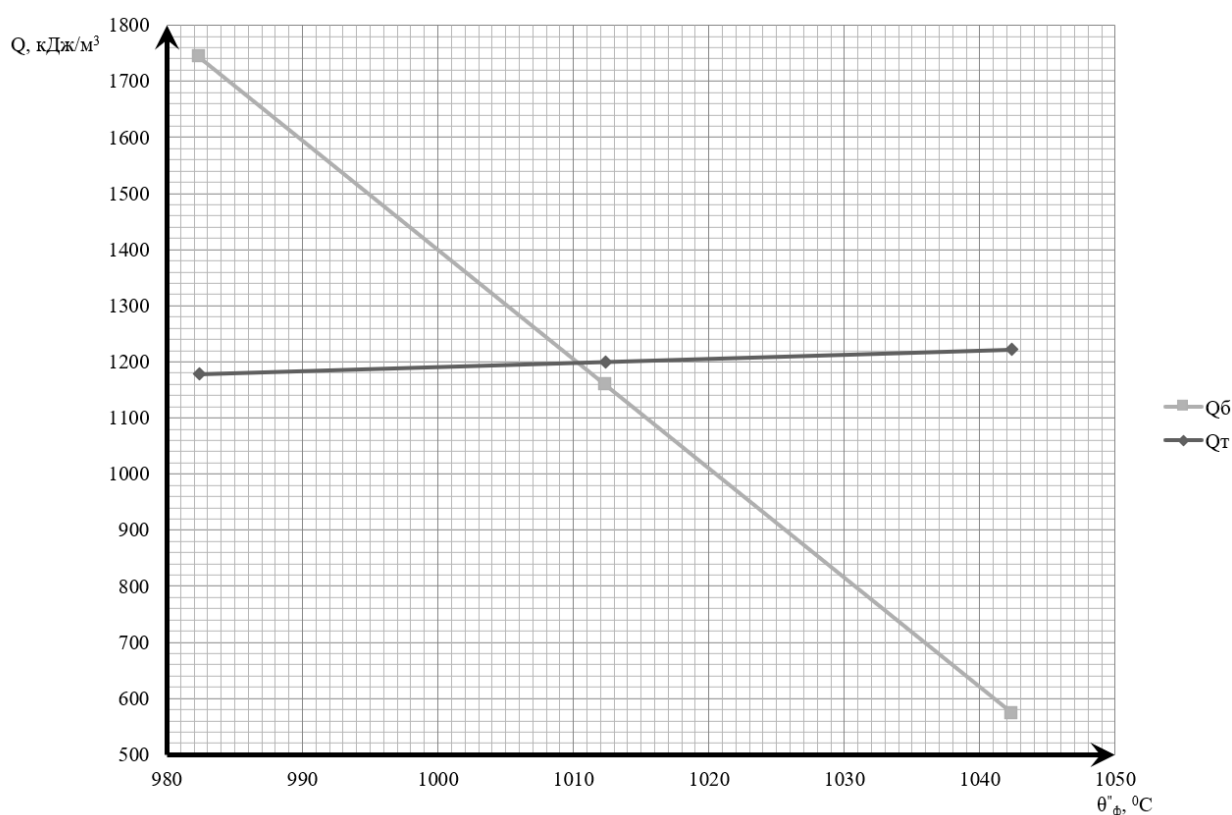


Рис. 2.4 – Залежність теплосприйняття фестона від температур продуктів згорання за фестоном.

## 2.5 Розрахунок пароперегрівача

### 2.5.1 Загальна частина розрахунку пароперегрівача

Загальна частина розрахунку пароперегрівача представлена в табл. 2.10.

Таблиця 2.10 - Загальна частина розрахунку пароперегрівача

Назва величини	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Загальне теплосприйняття конвективного пароперегрівача	$Q_{п.п.}^6$	кДж/м <sup>3</sup>	$D(i_{п.п.} - i_{н.п.} + \Delta i_{п.о.})/B_p - Q_{пр.п.} =$ $= 13,33 \cdot \frac{3307,7 - 2827,8 + 60}{0,046}$	6883.7
Ентальпія перегрітої пари на виході з пароперегрівача	$i_{п.п.}$	кДж/кг	$f(P_{п.п.}; t_{п.п.})$ , Таблиця XXIV Удельные объёмы и энтальпии перегретого пара, стр.184 [1]	3307.7
Ентальпія пари на вході у пароперегрівач	$i_{н.п.}$	кДж/кг	$i''_{с.п.п.}$	2827.8
Теплове сприйняття парохолоджувача	$\Delta i_{п.о.}$	кДж/кг	(42÷125)	60
Ентальпія продуктів згорання перед пароперегрівачем	$I'_{п.п.}$	кДж/м <sup>3</sup>	$I''_{с.п.п.}$	17066.0
Тепло, що вноситься з присмоками повітря	$\Delta I_{пр.п.ов.}$	кДж/м <sup>3</sup>	$\Delta \alpha_{п.п.} \cdot I^0_{х.пов.} =$ $= 0,015 \cdot 320$	4.815
Температура продуктів згорання на виході з пароперегрівача	$\theta''_{п.п.}$	°C	$f(I''_{п.п.})$ , Таблиця ентальпій димових газів у частинах газового тракту	597.3

## 2.5.2 Розрахунок першої ступені пароперігрівача по ходу газів

У табл. 2.11 представлений розрахунок конструктивних характеристик першої ступені пароперегрівача по ходу газів. На рис. 2.4 показаний ескіз пароперегрівача.

Таблиця 2.11 – Розрахунок конструктивних характеристик першої ступені пароперегрівача по ходу газів

Назва величини	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Ширина горизонтального газоходу	b	м	Розрахунок геометричних розмірів топки	5
Зовнішній діаметр труб	d	мм	Згідно прототипу	32
Товщина стінки труби	$\delta$	мм		3
Поперечний крок труб двох ступеней	$S_1$	мм		75
Поздовжній крок труб двох ступеней	$S_2$	мм		56
Поперечний крок труб першої ступені	$S_{п.п.1}$	мм	$2 \cdot S = 2 \cdot 75$	150
Поздовжній крок труб першої ступені	$S_{п.п.2}$	мм	( $\leq 150$ )	112
Відносно поперечний крок труб двох ступеней	$\sigma$	1	$S/d = 75/32$	2.34
Відносно поперечний крок труб першої ступені	$\sigma_1$	1	$S_1/d = 150/32$	4.69
Відносно поздовжній крок труб першої ступені	$\sigma_2$	1	$S_2/d = 112/32$	3.50
Відстань від вісі крайньої труби пароперегрівача до стінки газоходу	e	мм	( $50 \div 100$ )	70



Продовження таблиці 2.11

1	2	3	4	5
Кількість паралельних труб у ряді, що розташовані поперек ходу димових газів	$Z_1$	1	$\frac{b - 2 \cdot e}{S_1} = \frac{5 \cdot 10^3 \cdot 70}{150}$	33
Глибина вертикального газоходу	a	м	Згідно прототипу	1.7
Висота пароперегрівача	$h_{cp}$	м		1.456
Кількість паралельних труб у ряді, що розташовані повздовж ходу димових газів	$Z_2$	1	$\frac{h_{cp}}{S_2} + 1 = \frac{1,456 \cdot 10^3}{112} + 1$	14
Повна поверхня нагріву першої ступені пароперегрівача	$H_{п.п.1}$	м <sup>2</sup>	$\pi \cdot d \cdot l_{cp} \cdot Z_1 \cdot Z_2 =$ $= \pi \cdot 5 \cdot 1,6 \cdot 33 \cdot 14$	74.31
Середня довжина труби	$l_{cp}$	м	$a - 2e (e=50) =$ $= 1,7 - 2 \cdot 50$	1.6
Площа живого перетину для руху димових газів у пароперегрівачі	$F_r$	м <sup>2</sup>	$a \cdot b - (2 \cdot Z_1 - 1) \cdot d \cdot l_{cp} =$ $= 1,7 \cdot 5 - (2 \cdot 33 - 1) \cdot 5 \cdot 1,6$	5.172

У табл. 2.12 представлений тепловий розрахунок першої ступені пароперегрівача по ходу газів.

Таблиця 2.12 - Розрахунок першої ступені пароперегрівача

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат		
				5	6	7
1	2	3	4	5	6	7
Температура продуктів згорання на вході до першої ступені	$\theta'_{п.п.1}$	°C	$\theta'_{п.п.} = \theta''_{с.п.п.}$	970	970	970
Перепад температур на пароперегрівачі	$\Delta t$	°C	Задаємось	200	400	600
Температура продуктів згорання на виході з першої ступені	$\theta''_{п.п.1}$	°C	$\theta'_{п.п.1} - \Delta t$	770	570	370
Середня температура продуктів згорання у першому пакеті	$\theta_{п.п.1ср}$	°C	$(\theta'_{п.п.1} + \theta''_{п.п.1})/2$	870	770	670
Ентальпія продуктів згорання на вході до першої ступені	$I'_{п.п.1}$	кДж/м <sup>3</sup>	$I'_{п.п.}$	17066	17066	17066
Ентальпія продуктів згорання на виході з першої ступені	$I''_{п.п.1}$	кДж/м <sup>3</sup>	$I''_{п.п.}, f(\theta''_{п.п.1}),$ Таблиця ентальпій димових газів у частинах газового тракту	13412	9640.1	6105.9
Теплосприйняття першого пакету за рівнянням теплового балансу	$Q_6$	кДж/м <sup>3</sup>	$\varphi \cdot (I'_{п.п.1} - I''_{п.п.1} + \Delta I_{пр.пов})/2 =$ $= 0,99 \cdot \frac{17066 - 13412,1 + 4,815}{2}$	1817.8	3691.9	5447.9
Швидкість руху газів у першому пакеті	$W_{гср}$	м/с	$V_p \cdot V_g \cdot (\theta_{п.п.1ср} + 273) / (F_g \cdot 273) =$ $= 0,046 \cdot 11,63 \cdot \frac{870 + 273}{5,172 \cdot 273}$	9.85	8.99	8.13

Продовження таблиці 2.12

1	2	3	4	5	6	7
Тиск пари на вході до першої ступені	$P'_{п.п.1}$	МПа	$P_6$	4.51	4.51	4.51
Тиск пари на виході з першої ступені	$P''_{п.п.1}$	МПа	$1,05 \cdot P_{п.п.}$	4.305	4.305	4.305
Середній тиск пари у першій ступені	$P_{п.п.1ср}$	МПа	$(P'_{п.п.1} + P''_{п.п.1})/2$	4.4075	4.4075	4.4075
Ентальпія пари на вході до першої ступені	$i'_{п.п.1}$	кДж/кг	$i''_{с.п.п.}$	2827.8	2827.8	2827.8
Ентальпія пари на виході з першої ступені	$i''_{п.п.1}$	кДж/кг	$Q_6 \cdot V_p/D + i'_{п.п.1} =$ $= 1817,8 \cdot \frac{0,046}{13,33} + 2827,8$	2970.4	3117.4	3255.1
Температура пари на вході до першої ступені	$t'_{п.п.1}$	°C	$f(P'_{п.п.1} = P_6)$ , Таблица XXIII Удельные объёмы и энтальпии СНП и воды на кривой насыщения, стр. 179 [1]	263.95	263.95	263.95
Температура пари на виході з першої ступені	$t''_{п.п.1}$	°C	$f(i''_{п.п.1})$ , Таблица XXV Удельные объёмы и энтальпии перегретого пара при докритическом давлении, стр. 189 [1]	305.3	361.4	418.6
Середня температура пари в першій ступені пароперегрівача	$t_{п.п.1ср}$	°C	$(t'_{п.п.1} + t''_{п.п.1})/2$	284.6	312.7	341.3
Різниця температур середовищ на початку теплообмінної поверхні	$\Delta t_6$	°C	$\theta'_{п.п.1} - t'_{п.п.1}$	706	706	706
Різниця температур середовищ в кінці теплообмінної поверхні	$\Delta t_m$	°C	$\theta''_{п.п.1} - t''_{п.п.1}$	464.7	208.6	48.6
Температурний напір	$\Delta t$	°C	$(\Delta t_6 - \Delta t_m)/(2,3 \lg(\Delta t_6/\Delta t_m))$	577.6	408.4	246.0
Питомий об'єм пари	$V^0_{пар}$	м <sup>3</sup> /кг	$f(t_{п.п.1ср}; P_{п.п.1ср})$ , Таблица XXV Удельные объёмы и энтальпии перегретого пара при докритическом давлении, стр. 189 [1]	0.0517	0.0560	0.0602
Швидкість пари у трубах	$\omega_{пар}$	м/с	$D \cdot V^0_{пар} / (0,7854 \cdot (d-2\delta)^2 \cdot Z_1 \cdot Z_2) =$ $= 13,33 \cdot \frac{0,051}{(0,7854 \cdot (32-2 \cdot 3)^2 \cdot 33 \cdot 14)}$	2.81	3.05	3.27
Номінальний коефіцієнт тепловіддачі конвекцією при повздовжньому омиванні труб парою	$\alpha_n$	Вт/(м <sup>2</sup> ·°К)	$f(t_{п.п.1ср}; P_{п.п.1ср}; \omega_{пар})$ , Номограма 12, стр. 230 [1]	350	340	330

Продовження таблиці 2.12

1	2	3	4	5	6	7
Поправка на геометрію каналу	$C_d$	1	$f(d_{вн})$ , Номограма 12, стр. 230 [1]	1.025	1.025	1.025
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією при повздовжньому омиванні труб парою	$\alpha_2$	Вт/(м <sup>2</sup> ·°К)	$\alpha_n \cdot C_d = 350 \cdot 1,025$	358.75	348.5	338.25
Номінальний коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від димових газів до труб	$\alpha_n$	Вт/(м <sup>2</sup> ·°К)	$f(W_r; d)$ , Номограма 8, стр.222 [1]	100	95	90
Поправка на кількість рядів труб	$C_z$	1	$f(Z_2)$ , Номограма 8, стр.222 [1]	1	1	1
Поправка на геометрію пучка	$C_s$	1	$f(\sigma_1; \sigma_2)$ , Номограма 8, стр.223 [1]	0.94	0.94	0.94
Поправка на фізичні характеристики потоку	$C_\phi$	1	$f(r_{H2O}; \theta_{п.п.1cp})$ , Номограма 8, стр.223 [1]	1.022	1.024	1.026
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від димових газів до труб	$\alpha_k$	Вт/(м <sup>2</sup> ·°К)	$\alpha_n \cdot C_z \cdot C_s \cdot C_\phi = 100 \cdot 1 \cdot 0,94 \cdot 1,022$	96.07	91.44	86.80
Ефективна товщина випромінюючого шару	$S_{эф}$	м	$0,9d(4S_1S_2/(\pi d^2) - 1)$	0.12	0.12	0.12
Коефіцієнт послаблення променів трьохатомними газами	$k_r$	1/МПа·м	$((7,8+16r_{H2O})/\sqrt{10r_n P_{п.п.1cp} S_{эф}} - 1) \cdot (1-0,37 \cdot 10^{-3}(\theta_{п.п.1cp}+273)) \cdot r_n$	9.069	9.650	10.232
Коефіцієнт послаблення променів частинками сажі	$k_c$	1/МПа·м	$(1,2/(1+\alpha_{п.п.1}^2)) \cdot (0,12(\Sigma((m/n) \cdot C'_m H'_n))^{0,4} \cdot (1,6 \cdot 10^{-3}(\theta_{п.п.1cp}+273) - 0,5))$	1.09	0.96	0.83
Сумарний коефіцієнт послаблення променів	$k$	1/МПа·м	$k_r + 0,1k_c$	9.17	9.74	10.31
Критерій Бугера	$Bu$	1	$k \cdot P_{п.п.1cp} \cdot S_{эф}$	0.113	0.120	0.127
Термічний опір забруднення	$\epsilon$	м <sup>2</sup> ·°К/Вт	п.7-43, стр.70 [1]	0.0015	0.0015	0.0015
Температура поверхневих забруднень	$T_3$	°К	$t_{п.п.1cp} + (\epsilon + 1/\alpha_2) \cdot B_p \cdot Q_{п.п.1} \cdot 10^3 / H_{п.п.1} + 273$	667.3	812.7	955.9
Ступінь чорноти газового потоку	$a_{п.п.1}$	1	$1 - e^{-Bu}$	0.1069	0.1131	0.1193

Продовження таблиці 2.12

1	2	3	4	5	6	7
Номінальний коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням	$\alpha_{н пр}$	Вт/(м <sup>2</sup> ·°К)	$f(\theta_{п.п.1,ср}; T_3)$ , Номограма 18, стр.238 [1]	175	180	185
Поправка на відсутність золових частинок	$C_r$	1	$f(\theta_{п.п.1,ср}; T_3)$ , Номограма 18, стр.238 [1]	0.97	0.94	0.91
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від димових газів до труб	$\alpha_{пр}$	Вт/(м <sup>2</sup> ·°К)	$\alpha_{н пр} \cdot C_r \cdot a_{п.п.1}$	18.15	19.14	20.09
Коефіцієнт використання поверхні нагріву	$\zeta$	1	[1] п.7-41	1	1	1
Коефіцієнт тепловіддачі від димових газів до труб	$\alpha_1$	Вт/(м <sup>2</sup> ·°К)	$\zeta(\alpha_k + \alpha_{пр})$	114.22	110.59	106.89
Коефіцієнт теплової ефективності	$\psi$	1	табл. 7-5, стр. 70 [1]	0.8	0.8	0.8
Коефіцієнт теплопередачі	$K$	Вт/(м <sup>2</sup> ·°К)	$\psi \cdot \alpha_1 / (1 + \alpha_1 / \alpha_2)$	69.31	67.16	64.98
Теплосприйняття за рівнянням теплопередачі	$Q_T$	кДж/м <sup>3</sup>	$K \cdot \Delta t \cdot N_{п.п.1} / (B_p \cdot 10^3)$	3442.2	2943.3	4214.1

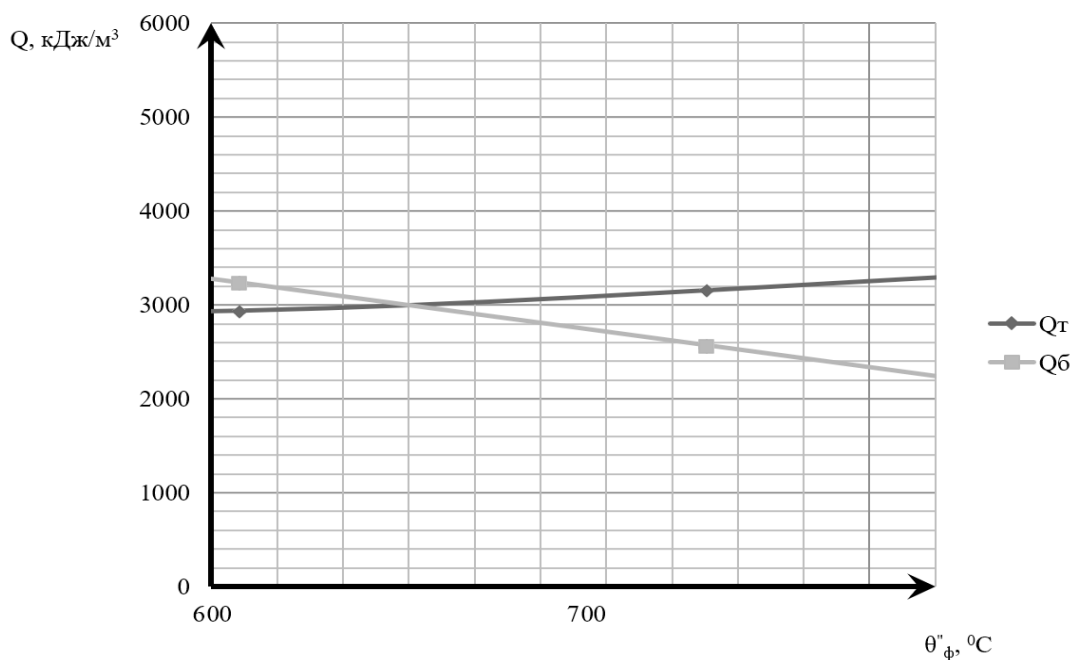


Рис. 2.5 – Залежність теплосприйняття конвективного пароперегрівача від температури продуктів згорання.

Продовження таблиці 2.12

1	2	3	4	5	6	7
Дійсна температура димових газів за пароперегрівачем	$\theta''_{п.п.1}$	°С	З графіка	633	633	633
Теплосприйняття першої ступені пароперегрівача	$Q_{п.п.1}$	кДж/м <sub>3</sub>	З графіка	3100.7	3100.7	3100.7
Падіння температури на пароперегрівачі	$\Delta\theta_{п.п.}$	°С	$\theta'_{п.п.1} - \theta''_{п.п.1}$	337	337	337
Середня температура продуктів згорання у першому пакеті	$\theta_{п.п.1cp}$	°С	$(\theta'_{п.п.1} + \theta''_{п.п.1})/2$	802	802	802
Швидкість руху газів у першому пакеті	$W_{г.ср}$	м/с	$V_p \cdot V_{г.} (\theta_{п.п.1cp} + 273) / (F_{г.} \cdot 273)$	9.26	9.26	9.26
Ентальпія газів за пароперегрівачем	$\Gamma''_{п.п.}$	кДж/м <sub>3</sub>	$f(\theta''_{п.п.1})$ , Таблиця ентальпій димових газів у частинах газового тракту	10805	10805	10805
Дійсна ентальпія пари на виході з першої ступені	$i''_{п.п.1}$	кДж/кг	$Q_{п.п.1} \cdot V_p / D + i'_{п.п.1}$	3071.0	3071.0	3071.0
Дійсна температура пари на виході з першої ступені	$t''_{п.п.1}$	°С	$f(i''_{п.п.1})$ , Таблиця XXV Удельные объёмы и энтальпии перегретого пара при докритическом давлении, стр. 189 [1]	343.1	343.1	343.1

У результаті розрахунку теплового балансу для кожного із заданих значень температур продуктів згорання за конвективним пароперегрівачем

$\vartheta''_{п.п.1} = 770 \text{ C}$ ,  $\vartheta''_{п.п.2} = 570 \text{ C}$ ,  $\vartheta''_{п.п.3} = 370 \text{ C}$  отримано величини

теплосприйняття конвективного пароперегрівача за рівнянням теплового балансу та рівнянням теплопередачі. Ці величини для відповідних значень температури наносяться на графік  $Q_{п.п} = f(\vartheta''_{пп})$ . Дійсне значення  $\vartheta_{п.п}''$  знаходиться на перетині ліній  $Q_{п.п}^6 = f(\vartheta''_{пп})$  та  $Q_{п.п}^T = f(\vartheta''_{пп})$ . Залежність теплосприйняття пароперегрівача від температури димових газів зображено на рисунку 2.5

## 2.5.5 Розрахунок другої ступені пароперігрівача по ходу газів

У табл. 2.13 представлений конструктивний розрахунок другої ступені пароперігрівача по ходу газів

Таблиця 2.13 – Розрахунок другої ступені пароперегрівача

Назва величини	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Глибина вертикального газоходу	a	м	Ескіз котла	1.7
Ширина вертикального газоходу	b	м	Розрахунок геометричних розмірів топки	5
Зовнішній діаметр труб	d	мм	Прототип котла	32
Товщина стінки труби	$\delta$	мм		3
Поперечний крок труб	$S_1$	мм	Як і для першої ступені	150
Поздовжній крок труб	$S_2$	мм		112
Відносно поперечний крок труб	$\sigma_1$	1	$S_1/d$	4.69
Відносно поздовжній крок труб	$\sigma_2$	1	$S_2/d$	3.50
Відстань від осі крайньої труби до стінки газоходу	e	мм	(50÷100)	70
Середня довжина труби	$l_{cp}$	м	$a - 2e$ (e=50)	1.6
Кількість паралельних труб у пароперегрівачі, що розташовані поперек ходу димових газів	$Z_1$	1	$Z_1^{1\text{ступ.}} - 1$	32
Повна поверхня нагріву другої ступені	$H_{п.п.2}$	м <sup>2</sup>	$Q_{п.п.2} \cdot B_p \cdot 10^3 / (K \cdot \Delta t)$	76.57
Кількість паралельних труб, що розташовані повздовж	$Z_2$	1	$H_{п.п.2} / (\pi \cdot d \cdot l_{cp} \cdot Z_1)$	14
Висота другої ступені пароперегрівача	$h_{cp}$	м	$S_2 \cdot (Z_2 - 2)$	1.344

У табл. 2.14 представлений тепловий розрахунок другої ступені пароперегрівача по ходу газів

Таблиця 2.14 – Тепловий розрахунок другої ступені пароперегрівача по ходу газів

Назва величини	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Температура пари на виході з другої ступені	$t''_{п.п.2}$	°C	$t_{п.п.}$	435
Середня температура пари в другій ступені пароперегрівача	$t_{п.п.2ср}$	°C	$(t'_{п.п.2} + t''_{п.п.2})/2$	377.6
Різниця температур середовищ на початку теплообмінної поверхні	$\Delta t_6$	°C	$\theta'_{п.п.2} - t''_{п.п.2}$	535
Різниця температур середовищ в кінці теплообмінної поверхні	$\Delta t_m$	°C	$\theta''_{п.п.2} - t'_{п.п.2}$	313
Температурний напір	$\Delta t$	°C	$(\Delta t_6 - \Delta t_m)/(2,31g(\Delta t_6/\Delta t_m))$	414.5
Питомий об'єм пари	$V^0_{пар}$	м <sup>3</sup> /кг	$f(t_{п.п.2ср}; P_{п.п.2ср})$ , Таблиця XXV Удельные объёмы и энтальпии перегретого пара при докритическом давлении, стр. 189 [1]	0.068
Швидкість пари у трубах	$\omega_{пари}$	м/с	$D \cdot V^0_{пари} / (0,7854 \cdot (d-2\delta)^2 \cdot Z_1 \cdot Z_2)$	3.84
Коефіцієнт тепловіддачі при повздовжньому омиванні труб парою	$\alpha_n$	Вт/(м <sup>2</sup> ·°К)	$f(t_{п.п.2ср}; P_{п.п.2ср}; \omega_{пари})$ , Номограма 12, стр. 230 [1]	330
Поправка на геометрію канала	$C_d$	1	$f(d_{вн})$ , Номограма 12, стр. 230 [1]	1.025
Температура пари на виході з другої ступені	$t''_{п.п.2}$	°C	$t_{п.п.}$	435
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією при повздовжньому омиванні труб парою	$\alpha_2$	Вт/(м <sup>2</sup> ·°К)	$\alpha_n \cdot C_d$	338.25



Продовження таблиці 2.14

1	2	3	4	5
Швидкість руху газів у другому пакеті	$W_{г.п.п}$	м/с	$V_p \cdot V_r \cdot (\theta_{п.п.2cp} + 273) / (F_r \cdot 273)$	9.26
Номінальний коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від димових газів до труб	$\alpha_n$	Вт/( $m^2 \cdot ^\circ K$ )	$f(W_r; d)$ , Номограма 8, стр.222 [1]	96.4
Поправка на кількість рядів труб	$C_z$	1	$f(Z_2)$ , Номограма 8, стр.222 [1]	1
Поправка на геометрію пучка	$C_s$	1	$f(\sigma_1; \sigma_2)$ , Номограма 8, стр.223 [1]	0.94
Поправка на фізичні характеристики потоку	$C_\phi$	1	$f(r_{H2O}; \theta_{п.п.2cp})$ , Номограма 8, стр.223 [1]	1.025
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від димових газів до труб	$\alpha_k$	Вт/( $m^2 \cdot ^\circ K$ )	$\alpha_n \cdot C_z \cdot C_s \cdot C_\phi$	92.88
Ефективна товщина випромінюючого шару	$S_{эф}$	м	$0,9d(4S_1S_2/(\pi d^2) - 1)$	0.12
Коефіцієнт послаблення променів трьохатомними газами	$k_r$	1/М Па·м	$((7,8+16r_{H2O})/\sqrt{10r_n P_{п.п.2cp} S_{эф}} - 1) \cdot (1 - 0,37 \cdot 10^{-3}(\theta_{п.п.2cp} + 273)) \cdot T_n$	9.467
Коефіцієнт послаблення променів частинками сажі	$k_c$	1/М Па·м	$(1,2/(1+\alpha_{п.п.2})) \cdot (0,12(\Sigma((m/n) \cdot C'_m H'_n))^{0,4} \cdot (1,6 \cdot 10^{-3}(\theta_{п.п.2cp} + 273) - 0,5))$	1.008
Сумарний коефіцієнт послаблення променів	$k$	1/М Па·м	$k_r + 0,1k_c$	9.567
Критерій Бугера	$Bu$	1	$k \cdot P_{п.п.2cp} \cdot S_{эф}$	0.12
Термічний опір забруднення	$\varepsilon$	$m^2 \cdot ^\circ K / Вт$	п.7-43, стр.70 [1]	0.0015
Температура поверхневих забруднень	$T_3$	$^\circ K$	$t_{п.п.2cp} + (\varepsilon + 1/\alpha_2) \cdot V_p \cdot Q_{п.п.2} \cdot 10^3 / H_{п.п.1} + 273$	887.9
Ступінь чорноти газового потоку	$a_{п.п.2}$	1	$1 - e^{-Bu}$	0.11
Номінальний коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням	$\alpha_{н пр}$	Вт/( $m^2 \cdot ^\circ K$ )	$f(\theta_{п.п.2,cp}; T_3)$ , Номограма 18, стр.238 [1]	208
Поправка на відсутність золових частинок	$C_r$	1	$f(\theta_{п.п.2,cp}; T_3)$ , Номограма 18, стр.238 [1]	0.94

Продовження таблиці 2.14

1	2	3	4	5
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від димових газів до труб	$\alpha_{пр}$	Вт/( $м^2 \cdot ^\circ K$ )	$\alpha_{н пр} \cdot C_r \cdot a_{п.п.2}$	21.74
Коефіцієнт використання поверхні нагріву	$\zeta$	1	[1] п.7-41	1
Коефіцієнт тепловіддачі від димових газів до труб	$\alpha_1$	Вт/( $м^2 \cdot ^\circ K$ )	$\zeta(\alpha_k + \alpha_{пр})$	114.62
Коефіцієнт теплової ефективності	$\psi$	1	табл. 7-5, стр. 70 [1]	0.8
Коефіцієнт теплопередачі	K	Вт/( $м^2 \cdot ^\circ K$ )	$\psi \cdot \alpha_1 / (1 + \alpha_1 / \alpha_2)$	68.49

Схему пароперегрівача зображено на Рис. 2.6.

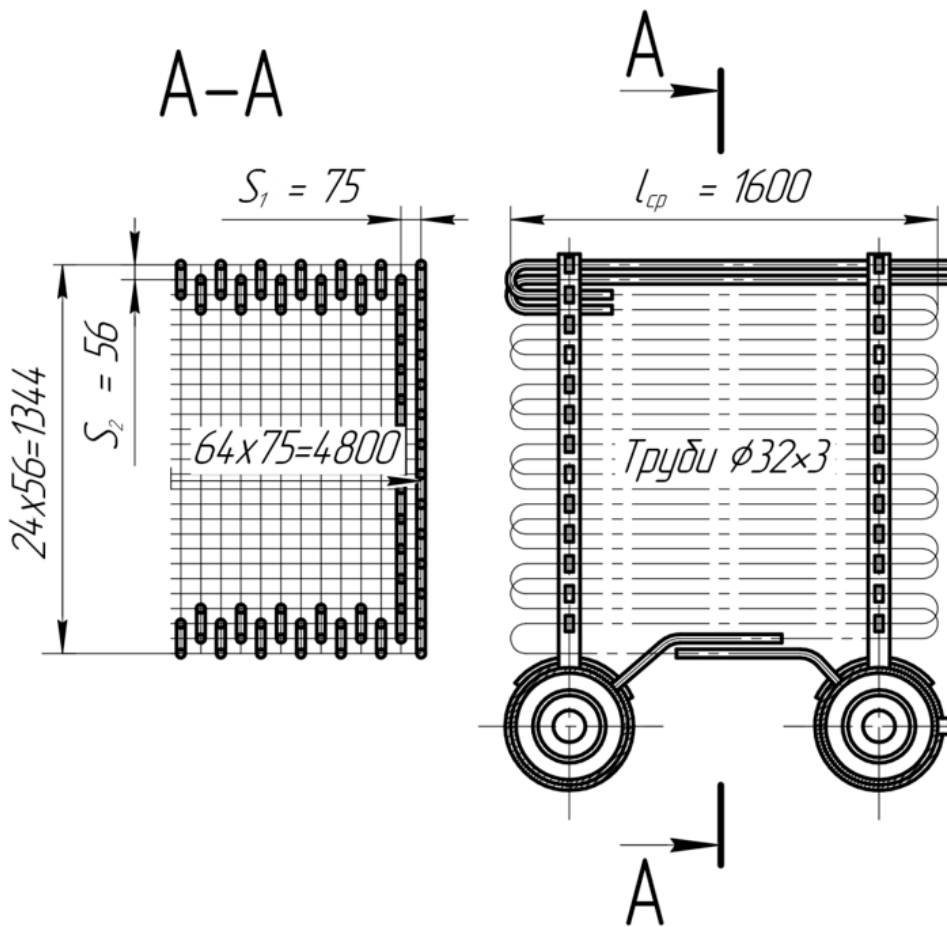


Рис. 2.6 – Конструктивна схема конвективного пароперегрівача.

## 2.6 Розрахунок повітропідігрівника

У табл. 2.15 представлений розрахунок повітропідігрівника. На рис. 2.6 показаний ескіз повітропідігрівника.

Таблиця 2.15 – Розрахунок повітропідігрівника

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Відношення кількості повітря на виході з повітропідігрівача до теоретично необхідної	$\beta''_{\text{пов.п}}$	1	$\alpha_{\Gamma} - \Delta\alpha_{\Gamma} - \Delta\alpha_{\text{пс}}$	0.98
Температура повітря на вході до повітропідігрівача	$t'_{\text{пов.п}}$	°C	$t_{\text{х.пов.}}$	25
Температура повітря на виході з повітропідігрівача	$t''_{\text{пов.п}}$	°C	$t_{\Gamma.\text{пов.}}$	250
Середня температура повітря у повітропідігрівачі	$t_{\text{пов.п.ср}}$	°C	$(t'_{\text{пов.п}} + t''_{\text{пов.п}})/2$	137.5
Ентальпія повітря на вході до повітропідігрівача	$I^{0'}_{\text{пов.п}}$	кДж/кГ	$f(t_{\text{х.пов.}})$ , Таблиця ентальпій димових газів у частинах газового тракту	321.0
Ентальпія повітря на виході з повітропідігрівача	$I^{0''}_{\text{пов.п}}$	кДж/кГ	$f(t_{\Gamma.\text{пов.}})$ , Таблиця ентальпій димових газів у частинах газового тракту	3157.9
Теплосприйняття повітропідігрівача з боку повітря	$Q_{\text{пов.п.}}$	кДж/кГ	$(\beta''_{\text{пов.п}} + 0,5 \cdot \Delta\alpha_{\text{пов.п.}}) \cdot (I^{0'}_{\text{пов.п}} - I^{0''}_{\text{пов.п}})$	2865.3
Ентальпія присмоків повітря	$I^{0}_{\text{прс}}$	кДж/кГ	$(I^{0''}_{\text{пов.п}} + I^{0'}_{\text{пов.п}})/2$	1739.5
Температура димових газів на виході з повітропідігрівача	$\theta''_{\text{пов.п}}$	°C	Задано умовою	110
Ентальпія димових газів на виході з повітропідігрівача	$I''_{\text{пов.п}}$	кДж/кГ	$f(\theta''_{\text{вихд.}})$ , Таблиця ентальпій димових газів у частинах газового тракту	1961.3
Ентальпія димових газів на вході до повітропідігрівача	$I'_{\text{пов.п}}$	кДж/кГ	$I''_{\text{пов.п}} + Q_{\text{пов.п.}}/\varphi - \Delta\alpha_{\text{пов.п.}} \cdot I^{0}_{\text{прс}}$	4740.4

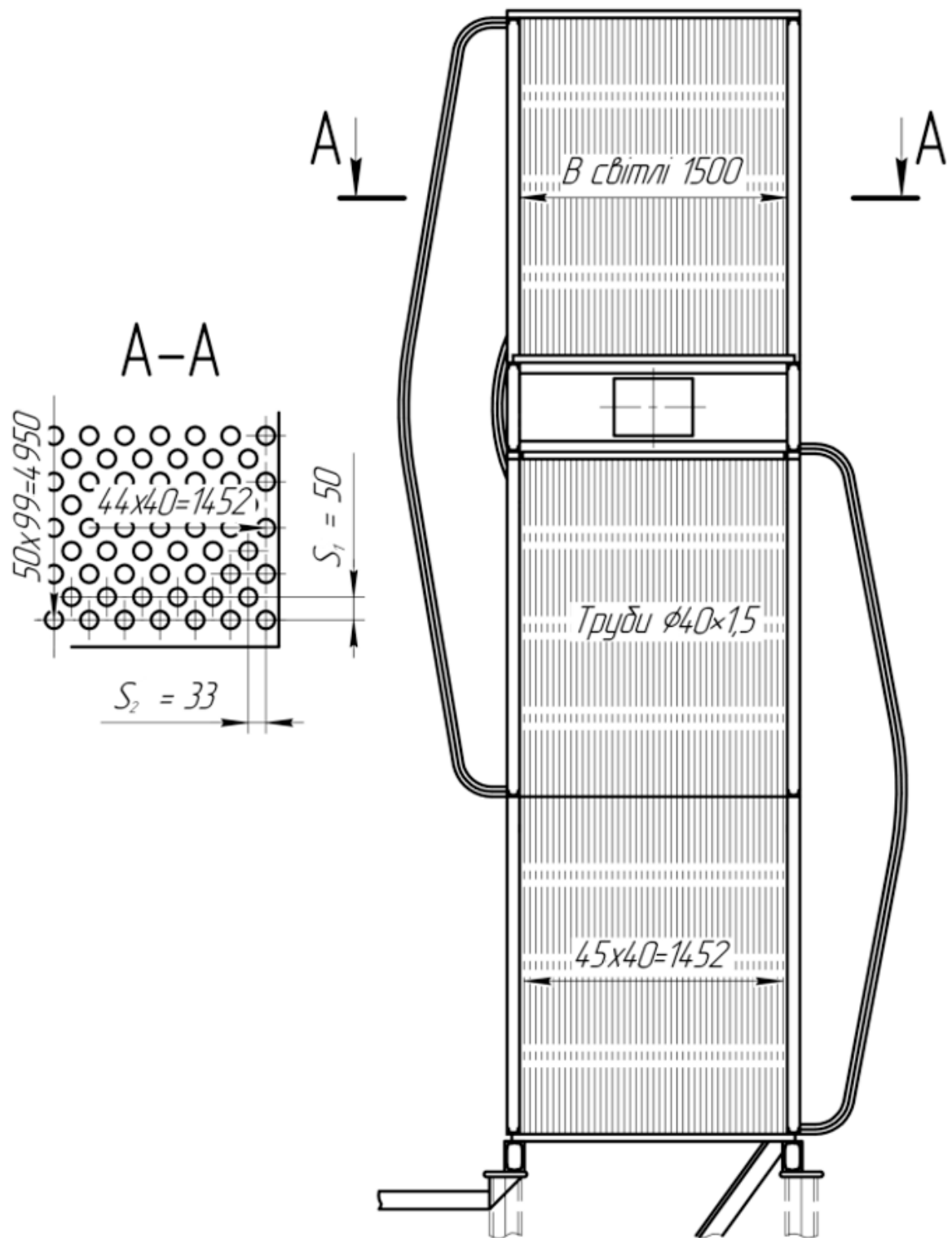


Рис. 2.7 – Ескіз повітропідігрівника.

					TK81.465.0003.156 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

Продовження таблиці 2.15

1	2	3	4	5
Температура димових газів на вході до повітропідігрівача	$\theta'_{\text{пов.п}}$	°C	$f(\Gamma'_{\text{пов.п}})$ , Таблиця ентальпій димових газів у частинах газового тракту	262.0
Середня температура димових газів у повітропідігрівачі	$\theta_{\text{пов.п.ср}}$	°C	$(\theta'_{\text{пов.п}} + \theta''_{\text{пов.п}})/2$	186.0
Глибина вертикального підйомного газоходу	a	м	Ескіз котла	1.5
Ширина вертикального підйомного газоходу	b	м	Ескіз котла	5
Зовнішній діаметр труб	d	мм	Згідно прототипу	40
Товщина стінки труби	$\delta$	мм	$g_{\text{â.ü}} - t'_{\text{r.â.r}} = 120 - 30$	1.5
Поперечний крок труб	$S_1$	мм	$S_{1\text{min}} = d+10$ ; стр. 159 [3]	50
Поздовжній крок труб	$S_2$	мм	$S_{2\text{min}} = (0,5S_1/d+0,25)^{0,5}d$ ; $S_2 = d$ стр. 159 [3]	33
Відносно поперечний крок труб	$\sigma_1$	1	$S_1/d$	1.30
Відносно поздовжній крок труб	$\sigma_2$	1	$S_2/d$	1.00
Відстань від вісі крайньої труби повітропідігрівача до стінки газоходу	e	мм	(50÷100)	50
Поперечний крок труб	$S_1$	мм	$S_{1\text{min}} = d+10$ ; стр. 159 [3]	50
Повздовжній крок труб	$S_2$	мм	$S_{2\text{min}} = (0,5S_1/d+0,25)^{0,5}d$ ; $S_2 = d$ стр. 159 [3]	33
Кількість паралельних труб у повітропідігрівачі, що розташовані поперек ходу повітря	$Z_1$	1	$(b-2e)/S_1+1$	99
Кількість паралельних труб у повітропідігрівачі, що розташовані повздовж ходу повітря	$Z_2$	1	$(a-S_2)/S_2+1$	45
Загальна кількість труб	Z	1	$Z_1 \cdot Z_2$	4455
Площа живого перетину для проходу газів	$F_{\Gamma}$	м <sup>2</sup>	$Z \cdot \pi \cdot d^2/4$	3.6580
Швидкість продуктів згорання у повітропідігрівнику	$W_{\Gamma}$	м/с	$B_p \cdot V_{\Gamma}^{\text{пов.п.}} \cdot (\theta_{\text{пов.п.ср}} + 273)/(F_{\Gamma} \cdot 273)$	4,69
Швидкість повітря, що нагрівається	$W_{\text{пов}}$	м/с	$(0,5 \div 0,8) \cdot W_{\Gamma} = 0,8 \cdot W_{\Gamma}$	3,75
Безрозмірний параметр, 7-79-а, стр.74 [1]	P	1	$\tau_M/(\theta' - t') = (\theta'_{\text{пов.п}} - \theta''_{\text{пов.п}})/(\theta'_{\text{пов.п}} - t'_{\text{пов.п}})$	0.64

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

TK81.465.0003.156 ПЗ

Арк.

46

Продовження таблиці 2.15

1	2	3	4	5
Безрозмірний параметр, 7-79-б, стр.74 [1]	R	1	$\tau_6/\tau_M=(t''_{пов.п}-t'_{пов.п})/(\theta'_{пов.п}-\theta''_{пов.п})$	1.48
Коефіцієнт перерахунку від чисто протитокової до складної системи	$\psi'$	1	f(P; R), Номограма 21, крива 3, стр.241 [1]	0.77
Найбільша різниця температур середовищ	$\Delta t_6$	°C	$\theta''_{пов.п} - t'_{пов.п}$	85.0
Найменша різниця температур середовищ	$\Delta t_M$	°C	$\theta'_{пов.п} - t''_{пов.п}$	12.0
Температурний напір протитоку	$\Delta t_{пт}$	°C	$(\Delta t_6 - \Delta t_M)/(2,31\lg(\Delta t_6/\Delta t_M))$	37.3
Температурний напір у повітропідігрівнику	$\Delta t$	°C	$\psi' \cdot \Delta t$	28.7
Номінальний коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від димових газів до стінки труби	$\alpha_{н.к1}$	Вт/(м <sup>2</sup> ·°К)	f(W <sub>г</sub> ; d <sub>вн</sub> ), Номограма 11, ст.228 [1]	23.6
Поправка	C <sub>ф</sub>	1	f( $\Gamma_{H20}$ ; $\theta_{пов.п.ср}$ ), Номограма 11, ст.229 [1]	1.19
Поправка	C <sub>1</sub>	1	f(l <sub>ср</sub> ; d), Номограма 11, ст.229 [1]	1
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від димових газів до стінки труби	$\alpha_{к1}$	Вт/(м <sup>2</sup> ·°К)	$\alpha_{н.к1} \cdot C_{\phi} \cdot C_1$	28.08
Номінальний коефіцієнт тепловіддачі конвекцією при поперечному омиванні труб повітрям	$\alpha_{н.к2}$	Вт/(м <sup>2</sup> ·°К)	f(W <sub>пов</sub> ; d), Номограма 8, стр.222 [1]	65
Поправка на кількість рядів труб	C <sub>z</sub>	1	f(Z <sub>2</sub> ), Номограма 8, стр.222 [1]	1
Поправка на геометрію пучка	C <sub>s</sub>	1	f( $\sigma_1$ ; $\sigma_2$ ), Номограма 8, стр.223 [1]	1.1
Поправка на фізичні характеристики потоку	C <sub>ф</sub>	1	f(t <sub>пов.п.ср</sub> ), Номограма 8, стр.223 [1]	0.96
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією при поперечному омиванні труб повітрям	$\alpha_{к2}$	Вт/(м <sup>2</sup> ·°К)	$\alpha_{н} \cdot C_z \cdot C_s \cdot C_{\phi}$	68.64
Коефіцієнт теплової ефективності	$\psi$	1	табл. 7-6, стр. 71 [1]	0.9
Коефіцієнт теплопередачі для повітропідігрівача	K <sub>пов.п.</sub>	Вт/(м <sup>2</sup> ·°К)	$\psi \cdot \alpha_{к1} \cdot \alpha_{к2} / (\alpha_{к1} + \alpha_{к2})$	17.94
Площа поверхні повітропідігрівача	H <sub>пов.п.</sub>	м <sup>2</sup>	$10^3 \cdot B_p \cdot Q_{пов.п.} / (K_{пов.п.} \cdot \Delta t)$	3379.11
Висота повітропідігрівача	h <sub>пов.п.</sub>	м	$H_{пов.п.} / (\pi \cdot d \cdot Z)$	6.30

Продовження таблиці 2.15

1	2	3	4	5
Кількість ходів повітря у повітропідігрівнику	n	1	За прототипом	3
Висота одного ходу	$h_x$	м	$h_{\text{пов.п.}}/n$	2.10
Площа живого перерізу для проходу повітря	$F_{\text{пов.п.}}$	м <sup>2</sup>	$h_x \cdot b - h_x \cdot d \cdot Z_1$	2.53
Дійсна швидкість повітря	$W'_{\text{пов}}$	м/с	$V_p \cdot V_{\text{пов}}^0 \cdot \beta''_{\text{пов.п.}} (t_{\text{пов.п.ср}} + 273) / (F_{\text{пов.п.}} \cdot 273)$ , 6-18 стор.45 [3]	4.54
Похибка розрахунку	$\delta_{W_{\text{пов}}}$	%	$ (W_{\text{пов}} - W'_{\text{пов}}) / W'_{\text{пов}}  \cdot 100\%$	8.1

2.7 Розрахунок водяного економайзера

У табл. 2.16 представлений розрахунок водяного економайзера. На рис. 2.8 представлений схематичний ескіз водяного економайзера.

Таблиця 2.16 – Розрахунок водяного економайзера

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Ентальпія димових газів на вході у водяний економайзер	$I'_{\text{в.е.}}$	кДж/кг	$I''_{\text{п.п.}}$	10805
Ентальпія димових газів на виході з водяного економайзера	$I''_{\text{в.е.}}$	кДж/кг	$I'_{\text{пов.п.}}$	4740.4
Температура димових газів на вході у водяний економайзер	$\theta'_{\text{в.е.}}$	°С	$\theta''_{\text{п.п.1}}$	633
Температура димових газів на виході з водяного економайзера	$\theta''_{\text{в.е.}}$	°С	$\theta'_{\text{пов.п.}}$	262.0
Середня температура димових газів у водяному економайзері	$\theta_{\text{в.е.ср}}$	°С	$(\theta'_{\text{в.е.}} + \theta''_{\text{в.е.}}) / 2$	447.5
Ентальпія живильної води на вході у водяний економайзер	$i'_{\text{ж.в.}}$	кДж/кг	$i_{\text{ж.в.}} + \Delta i_{\text{п.о.}}$	678.0

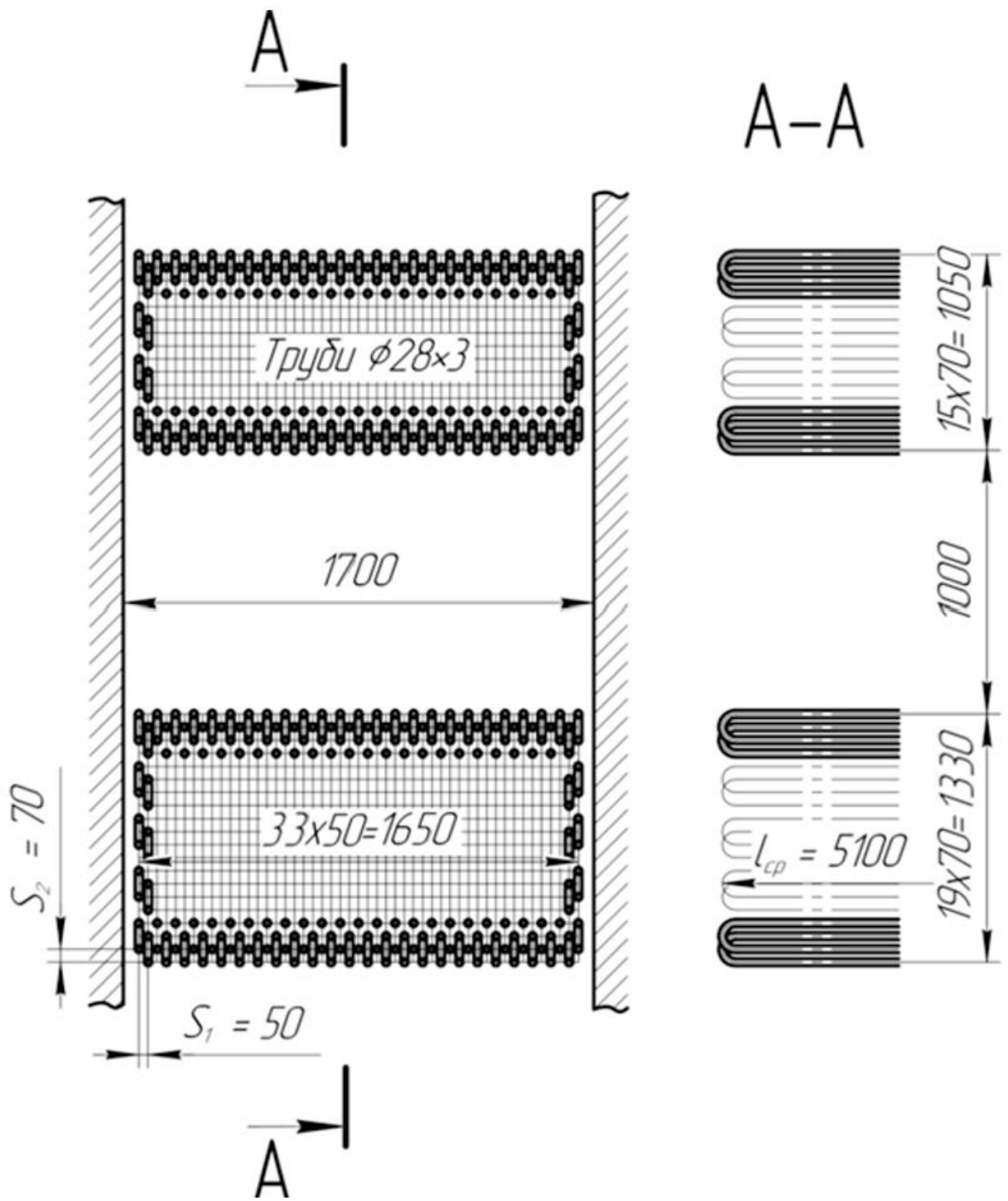


Рис. 2.8 – Ескіз водяного економайзера.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

TK81.465.0003.156 ПЗ

Арк.

49



Продовження таблиці 2.16

1	2	3	4	5
Температура живильної води на вході у водяний економайзер	$t'_{ж.в.}$	°C	$f(i'_{ж.в.})$ , Таблица XXIV Удельные объёмы и энтальпии воды (стр.181 [1])	160
Витрата води у водяному економайзері	$D_{в.е.}$	кг/с	$D_{п.п.} + D_{пр}$	13.60
Теплосприйняття водяного економайзера	$Q_{в.е.}$	кДж/кг	$\varphi \cdot (I'_{в.е.} - I''_{в.е.} - \Delta\alpha_{в.е.} \cdot I^0_{х.пов})$	6000.5
Ентальпія живильної води на виході з водяного економайзера	$i''_{ж.в.}$	кДж/кг	$i'_{ж.в.} + Q_{в.е.} \cdot B_p / D_{в.е.}$	1139.4
Тиск води на виході з водяного економайзера	$P_{в.е.}$	МПа	$1,1 \cdot P_{шт}$	4.51
Температура живильної води на виході з водяного економайзера	$t''_{ж.в.}$	°C	$f(i''_{ж.в.}; P_{в.е.})$ , Таблица XXIV Удельные объёмы и энтальпии воды (стр.181 [1])	256.05
Середня температура води у економайзері	$t_{ж.в.ср}$	°C	$(t'_{ж.в.} + t''_{ж.в.}) / 2$	208
Найбільша різниця температур середовищ	$\Delta t_{\delta}$	°C	$\theta'_{в.е.} - t''_{ж.в.}$	377
Найменша різниця температур середовищ	$\Delta t_{\text{м}}$	°C	$\theta''_{в.е.} - t'_{ж.в.}$	102
Температурний напір протитоку	$\Delta t_{прт}$	°C	$(\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}) / \ln(\Delta t_{\delta} / \Delta t_{\text{м}})$	210.4
Глибина вертикального газоходу	a	м	Ескіз котла	1.8
Ширина вертикального газоходу	b	м	Ескіз котла	5,2
Зовнішній діаметр труб	d	мм	Прототип котла	28
Товщина стінки труби	$\delta$	мм	Прототип котла	3
Середня температура води у економайзері	$t_{ж.в.ср}$	°C	$(t'_{ж.в.} + t''_{ж.в.}) / 2$	208
Відносно поперечний крок труб	$\sigma_1$	1	Приймаємо	2.5
Відносно поздовжній крок труб	$\sigma_2$	1	Приймаємо	1.786
Поперечний крок труб	$S_1$	мм	$\sigma_1 \cdot d$	70
Поздовжній крок труб	$S_2$	мм	$\sigma_2 \cdot d$	50
Відстань від вісі крайньої труби економайзера до стінки газоходу	e	мм	(50÷100)	50

Продовження таблиці 2.16

1	2	3	4	5
Середня довжина труби	$l_{cp}$	м	$b - 2e + 0,2$	5.10
Кількість труб у водяному економайзері, що розташовані поперек ходу димових газів	$Z_1$	1	$(a-2e)/S_1+1$	25
Кількість заходів у водяний економайзер	n	1	За прототипом	2
Кількість паралельно ввімкнених труб	$Z_{п}$	1	3 конструкційних міркувань	33
Площа перерізу для проходу живильної води	$f_{ж.в.}$	$m^2$	$Z_{п} \cdot \pi \cdot (d - 2 \cdot \delta)^2 / 4$	0.018
Масова швидкість середовища у водяному економайзері	$W_{\rho}$	$кг/м^2 \cdot с$	$D_{в.е.} / f_{ж.в.}$	730.14
Прийнятий коефіцієнт теплопередачі	$K'$	$Вт/(м^2 \cdot ^\circ К)$	Задаємось	72
Площа поверхні водяного економайзера	$H'_{в.е.}$	$m^2$	$V_{\rho} \cdot Q_{в.е.} \cdot 10^3 / (K' \cdot \Delta t)$	414.28
Кількість рядів труб за ходом продуктів згорання	$Z_2$	1	$H'_{в.е.} / (\pi \cdot d \cdot l_{cp} \cdot (Z_1 - 0,5)) + 1$	38
Площа живого перетину для проходу газів	$F_{г}$	$m^2$	$a \cdot b - l_{в.е.} \cdot d \cdot Z_1$	5.79
Дійсна швидкість газів	$W_{г}$	м/с	$V_{\rho} \cdot V_{г}^{ек} \cdot (\theta_{в.е.ср} + 273) / (F_{г} \cdot 273)$	5.77
Номинальний коефіцієнт тепловіддачі конвекцією при поперечному омиванні труб димовими газами	$\alpha_{н.к}$	$Вт/(м^2 \cdot ^\circ К)$	$f(W_{г}; d)$ , Номограма 8, стр.222 [1]	76
Поправка на кількість рядів труб	$C_z$	1	$f(Z_2)$ , Номограма 8, стр.223 [1]	1
Поправка на геометрію пучка	$C_s$	1	$f(\sigma_1; \sigma_2)$ , Номограма 8, стр.223 [1]	0.95
Поправка на фізичні характеристики потоку	$C_{\phi}$	1	$f(\theta_{в.е.ср}; \gamma_{H2O})$ , Номограма 8, стр.223 [1]	1.1
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією при поперечному омиванні труб повітрям	$\alpha_k$	$Вт/(м^2 \cdot ^\circ К)$	$\alpha_{н.к} \cdot C_z \cdot C_s \cdot C_{\phi}$	79.42
Ефективна товщина випромінюючого шару	$S_{еф}$	1	$0,9 \cdot d \cdot (4 \cdot \sigma_1 \cdot \sigma_1 / \pi - 1)$	0.118

Продовження таблиці 2.16

1	2	3	4	5
Коефіцієнт послаблення променів трьохатомними газами	$k_r$	1/МПа·м	$((7,8+16r_{H_2O})/\sqrt{(10r_{H_2O}P_{в.е.ср}S_{эф})-1}) \cdot (1-0,37 \cdot 10^{-3}(\theta_{в.е.ср}+273)) \cdot r_{H_2O}$	11.383
Коефіцієнт послаблення променів частинками сажі	$k_c$	1/МПа·м	$(1,2/(1+\alpha_{в.е.}^2)) \cdot (0,12(\sum((m/n) \cdot C'_m H'_n))^{0,4} \cdot (1,6 \cdot 10^{-3}(\theta_{в.е.ср}+273) - 0,5))$	0.499
Сумарний коефіцієнт послаблення променів	$k$	1/МПа·м	$k_r + 0,1k_c$	11.433
Критерій Бугера	$Bu$	1	$k \cdot P_{в.е.} \cdot S_{эф}$	0.137
Термічний опір забруднення	$\varepsilon$	м <sup>2</sup> ·°К/Вт	п.7-43, стр.70 [1]	0.0015
Температура поверхневих забруднень	$T_3$	°К	$t_{ср}+273+25$ , Липов. Стр 140	506
Ступінь чорноти газового потоку	$a_{в.е.}$	1	$1 - e^{-Bu}$	0.128
Номінальний коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням	$\alpha_{н пр}$	Вт/(м <sup>2</sup> ·°К)	$f(\theta_{в.е.ср}; T_3)$ , Номограма 18, стр.238 [1]	53
Поправка на відсутність золових частинок	$C_r$	1	$f(\theta_{в.е.ср}; T_3)$ , Номограма 18, стр.238 [1]	0.96
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від димових газів до труб	$\alpha_{пр}$	Вт/(м <sup>2</sup> ·°К)	$\alpha_{н пр} \cdot C_r \cdot a_{в.е.}$	6.50
Коефіцієнт теплової ефективності	$\psi$	1	табл. 7-5, стр. 70 [1]	0.85
Коефіцієнт теплопередачі	$K$	Вт/(м <sup>2</sup> ·°К)	$\psi \cdot (\alpha_k + \alpha_{пр})$	73.03
Похибка розрахунку	$\delta$	%	$(K-K')/K'$	1.41
Висота пучка економайзера	$h_{в.е.}$	м	$S_2 \cdot (Z_2-1)$	1.9

## 2.8 Непогодженість теплового балансу парового котла

Непогодженість теплового балансу парового котла:

$$\Delta = \frac{Q_p^p \cdot \eta_k^{6p} - (Q_m + Q_\phi + Q_{c.n.n.} + Q_{n.n.} + Q_{v.e.}) \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right)}{Q_p^p} \cdot 100\% =$$
$$= \frac{35590 \cdot \frac{94,52}{100} - (19472 + 390 + 1199 + 6883,7 + 6000,5)}{35590} \cdot 100\% = -0,86\%$$

$\Delta < 0,5\%$ , тому розподілення теплових навантажень поверхонь нагріву виконано правильно.

					TK81.465.0003.156 ПЗ	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### 3 Гідравлічний розрахунок

#### 3.1 Розподіл теплового навантаження по контурам циркуляції

Циркуляційний контур утворюється екранами з наступними розмірами ефективних поверхонь нагріву:

- фронтний екран (3 панелі):  $F_{\text{фр}} = 49,57 \text{ м}^2$  ;
- бокові екрани (3 панелі):  $F_{\text{б}} = 28,19 \text{ м}^2$  ;
- задній екран (3 панелі):  $F_{\text{з}} = 48,94 \text{ м}^2$  ;

де  $\psi$  – коефіцієнт теплової ефективності  $\psi = 0,5934$ ;

- ентальпія насиченої пари:  $i'' = \text{кДж/кг [2]}$ ;
- ентальпія живильної води:  $i = \text{кДж/кг [2]}$ ;
- теплота пароутворення:  $r = \text{кДж/кг [2]}$ .

Середнє питоме теплове навантаження радіаційних поверхонь топки

$$\bar{q} = \frac{B_p \cdot Q_L}{\sum(\Psi F)} = \frac{1,046 \cdot 19472}{\sum(0,5934 \cdot 154,9)} = 221,51 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}$$

Теплове навантаження по стінках топки

$$Q_{\text{фр}} = \bar{q} \cdot \eta_{\text{ст}}^{\text{фр}} \cdot (\Psi F_{\text{фр}}) = 221,51 \cdot 1 \cdot 0,5934 \cdot 49,57 = 6516,79 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{б}} = \bar{q} \cdot \eta_{\text{ст}}^{\text{б}} \cdot (\Psi F_{\text{б}}) = 221,51 \cdot 1 \cdot 0,5934 \cdot 28,19 = 3706,53 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{з}} = \bar{q} \cdot \eta_{\text{ст}}^{\text{з}} \cdot (\Psi F_{\text{з}}) = 221,51 \cdot 1 \cdot 0,5934 \cdot 48,94 = 6433,43 \text{ кВт}$$

де  $\eta_{\text{ст}} = 0,5..1,4$  – коефіцієнт нерівномірного теплосприйняття по стінах;  
 $\eta_{\text{ст}}^{\text{фр}} = \eta_{\text{ст}}^{\text{б}} = \eta_{\text{ст}}^{\text{з}} = 1$

Непогодженість теплового балансу по стінах топкової камери

$$\frac{\sum Q - B_p \cdot Q_L}{\sum Q} \cdot 100\% = \frac{|20363 - 20363|}{20363} \cdot 100\% = 0,00\%$$

де  $\sum Q = Q_{\text{фр}} + Q_{\text{з}} + 2 \cdot Q_{\text{б}} = 6516,79 + 6433,43 + 2 \cdot 3706,53 = 20363 \text{ кВт}$

					<b>TK81.465.0003.156 ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

Подальший розрахунок будемо вести по фронтівій стіні. Вона має три панелі.

$$-1: (\psi F)_{\phi 1} = 16,52 \text{ м}^2;$$

$$-2: (\psi F)_{\phi 2} = 16,52 \text{ м}^2;$$

$$-3: (\psi F)_{\phi 3} = 16,52 \text{ м}^2;$$

Розраховуємо теплове навантаження по панелях:

$$Q_{\phi p1} = \bar{q} \cdot \eta_{\text{ст}}^{\text{фр}} \cdot \eta_{\text{ш1}} \cdot (\Psi F)_{\phi 1} = 221,51 \cdot 1 \cdot 0,95 \cdot 0,5934 \cdot 16,52 = 2063,65 \text{ кВт}$$

$$Q_{\phi p2} = \bar{q} \cdot \eta_{\text{ст}}^3 \cdot \eta_{\text{ш2}} \cdot (\Psi F)_{\phi 2} = 221,51 \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 0,5934 \cdot 16,52 = 2389,49 \text{ кВт}$$

$$Q_{\phi p3} = \bar{q} \cdot \eta_{\text{ст}}^{\text{б}} \cdot \eta_{\text{ш3}} \cdot (\Psi F)_{\phi 3} = 221,51 \cdot 1 \cdot 0,95 \cdot 0,5934 \cdot 16,52 = 2063,65 \text{ кВт}$$

де  $\eta_{\text{ш}}$  – коефіцієнт теплового навантаження по ширині [2]:

– для крайніх панелей  $\eta_{\text{ш1}} = \eta_{\text{ш3}} = 0,95$ ;

– для центральної  $\eta_{\text{ш2}} = 1,1$ .

Перевірка:

$$\sum Q_{\phi} = Q_{\phi 1} + Q_{\phi 2} + Q_{\phi 3} = 2063,65 + 2389,49 + 2063,65 = 6516,79 \text{ кВт}$$

Непогодженість балансу по ширині фронтівій стіни:

$$\frac{|\sum Q_{\phi} - Q_{\phi}|}{\sum Q_{\phi}} = \frac{|6516,79 - 6516,79|}{6516,79} \cdot 100\% = 0\%$$

Подальший розрахунок будемо робити по першій панелі бокової стіни.

Кількість труб у панелі  $n=20$ ,  $d \times \delta = 60 \times 3$ .

Обігриваєма панель по висоті розбита на п'ять ділянок (див. рис.3.1):

$$(\psi F)_{\text{в1}} = 1,25 \text{ м}^2; (\psi F)_{\text{в2}} = 5,12 \text{ м}^2; (\psi F)_{\text{в3}} = 2,47 \text{ м}^2; (\psi F)_{\text{в4}} = 2,47 \text{ м}^2; (\psi F)_{\text{в5}} = 1,52 \text{ м}^2$$

$\eta_{\text{ві}}$  – коефіцієнт нерівномірності теплових навантажень по висоті.

$$\eta_{\text{в1}} = 1,2; \eta_{\text{в2}} = 1,3; \eta_{\text{в3}} = 0,9; \eta_{\text{в4}} = 0,65;$$

					<b>TK81.465.0003.156 ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

Обчислимо розподіл теплових навантажень по висоті:

$$Q_{уч1} = \bar{q} \cdot \eta_{ст}^{\phi} \cdot \eta_{ш1} \cdot \eta_{в1} \cdot (\psi F)_{\phi1} = 221,51 \cdot 1 \cdot 0,95 \cdot 1,2 \cdot 0,5934 \cdot 5,95 = 891,73 \text{ кВт}$$

$$Q_{уч2} = \bar{q} \cdot \eta_{ст}^{\phi} \cdot \eta_{ш1} \cdot \eta_{в2} \cdot (\psi F)_{\phi2} = 221,51 \cdot 1 \cdot 0,95 \cdot 1,3 \cdot 0,5934 \cdot 2,96 = 481,11 \text{ кВт}$$

$$Q_{уч3} = \bar{q} \cdot \eta_{ст}^{\phi} \cdot \eta_{ш1} \cdot \eta_{в3} \cdot (\psi F)_{\phi3} = 221,51 \cdot 1 \cdot 0,95 \cdot 0,9 \cdot 0,5934 \cdot 2,96 = 333,08 \text{ кВт}$$

$$Q_{уч4} = \bar{q} \cdot \eta_{ст}^{\phi} \cdot \eta_{ш1} \cdot \eta_{в4} \cdot (\psi F)_{\phi4} = 221,51 \cdot 1 \cdot 0,95 \cdot 0,65 \cdot 0,5934 \cdot 4,64 = 377,23 \text{ кВт}$$

$$\Sigma Q_{уч} = Q_{уч1} + Q_{уч2} + Q_{уч3} + Q_{уч4} = 891,73 + 481,11 + 333,08 + 377,23 = 2083,16 \text{ кВт}$$

Визначимо непогодженість теплового балансу по ділянках:

$$\frac{|\Sigma Q_{уч} - Q_{\phi1}|}{\Sigma Q_{уч}} = \frac{|2083,16 - 2063,65|}{2063,65} \cdot 100\% = 0,95\%$$

Задаємося середніми швидкостями води на вході в труби панелі:

$$W_0 = 0,4; 0,8; 1,2; 1,6 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$\rho' = f(P_B = 4,62 \text{ МПа}) = 790,07 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$$\rho'' = f(P_B = 4,62 \text{ МПа}) = 22,19 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} [1]$$

					<b>TK81.465.0003.156 ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

### 3.2 Розрахунок контура циркуляції

Оскільки гідравлічні процеси, що відбуваються в контурі, приблизно однакові, то розрахунок будемо проводити для однієї панелі - бокової.

Розрахунок наведено у таблиці 3.1

Таблиця 3.1- Розрахунок контура циркуляції

Величина	Позначення	Формула	W <sub>0</sub> м/с			
			0.4	0.8	1.2	1.6
1	2	3	4	5	6	7
Витрата води в панелі	G <sub>y</sub>	$G_{ц} = W_0 \cdot F_{пан} \cdot \rho'$	14.476	28.951	43.427	57.902
Масова швидкість в панелі	W <sub>рпан</sub>	$(W_0 \cdot \rho) = \frac{G_{ц}}{F_{пан}}$	316.03	632.06	948.09	1264.1
Масова швидкість в опускній ланці	W <sub>роп.лан.</sub>	$W_{оп} \rho = \frac{G_{ц}}{F_{оп}}$	972.4	1944.8	2917.2	3889.6
Приведений коефіцієнт тертя опускних труб	λ <sub>оп</sub>	Рис. 2-3 (с.14), [2]	0.08			
Довжина опускних труб	l <sub>оп</sub>	Конструктивна схема (рис. 1.1)	11.65			
Коефіцієнти місцевих опорів опускної ланки	ξ <sub>вх</sub>	$z_{оп} = \xi_{вх} + \xi_{вих} + \xi_{згин} + \frac{l_{оп} \cdot \lambda_{оп}}{d}$	0.5			
	ξ <sub>вих</sub>		1.1			
	ξ <sub>згин</sub>		0.38			
	Z <sub>оп</sub>		2.912			
Опір опускної ланки	ΔP <sub>оп</sub>	$\Delta P_{оп} = z_{оп} \cdot \frac{(W_{оп})^2 \cdot \rho'}{2}$	1742.5	6970.2	15682	27880
Приведений коефіцієнт тертя труб панелі	λ <sub>пан</sub>	Рис. 2-3 (стр 14),[2]	0.38			
Орієнтовна довжина економайзерної ділянки	l <sub>ек</sub>	З ескізу та з урахуванням h <sub>ек</sub>	1.500			
Коефіцієнти місцевих опорів на економайзерній ділянці	ξ <sub>вх</sub>	стор. 179 [2] Таблиця XXIII	0.7			
	ξ <sub>вих</sub>		1.1			
	ξ <sub>згин</sub>		0.27			
	Z <sub>ек</sub>		2.64			
Опір панелі	ΔP <sub>ек</sub>	$Z_{ек} \cdot \frac{W_{рпан}^2}{2 \cdot W_0}$	166.9	667.5	1501.8	2669.8
Крайні значення тиску на економайзерній ділянці	P <sub>1</sub>	$p_6 - \Delta P_{ек} \cdot 10^{-6}$	4.5098 3	4.5093 33	4.5084 98	4.5073 30
	P <sub>2</sub>	$p_6 + \Delta P_{ек} \cdot 10^{-6}$	4.5101 67	4.5106 67	4.5115 02	4.5126 70

TK81.465.0003.156 ПЗ

Арк.

57



Продовження таблиці 3.1

1	2	3	4	5	6	7
Ентальпії води на кривій насичення на економайзерній ділянці	$i_1$	стор. 179 [2] Таблиця XXIII	1123.078	1123.044	1122.986	1122.906
	$i_2$	стор. 179 [2] Таблиця XXIII	1122.8	1122.91	1122.97	1123.05
Зміна ентальпії води на 1 метр висоти	$di/dP$	$\frac{\partial i}{\partial P} \approx \frac{i(P+\Delta P) - i(P-\Delta P)}{\Delta P}$	-0.591	-0.096	-0.0052	0.0267
Висота початкової необігріваної ділянки труби	$h_{до}$	З ескізу	0.689			
Висота опускних труб контура	$h_{оп}$	З ескізу	11.25			
Висота економайзерної ділянки (точки закипання)	$h_{ек}$	$h_{до} + \frac{\frac{\partial i}{\partial P} \cdot g \cdot \rho' \cdot [h_{оп} - h_{до} - \frac{\Delta P_{оп}}{g \cdot \rho'}]}{\frac{Q_{уч} \cdot h^I}{G_{ц}} + \frac{\partial i}{\partial P} \cdot g \cdot \rho'}$	1.756	1.757	-2.341	1.245
Довжина економайзерної ділянки	$l_{ек}$	З ескізу та з урахуванням $h_{ек}$	2.807	2.807	-1.291	2.296
Довжина водовмісткої частини панелі	$l_{ввм}$	$l_{пс} = l_{ек} + l_{до}$	3.495	3.496	-0.602	2.984
Довжина труб панелі	$l_{пан}$	З ескізу	11.9			
Довжина паровмісткої частини панелі	$l_{пвм}$	З ескізу	8.405	8.404	12.502	8.916
Паропродуктивність по ділянкам	$D_1$	$D_1 = \frac{Q_1 - Q_{ек}}{r}$ $D_2 = \frac{Q_2}{r}$ $D_3 = \frac{Q_3}{r}$ $D_4 = \frac{Q_4}{r}$	0.5303			
	$D_2$		0.2861			
	$D_3$		0.1981			
	$D_4$		0.2243			
Паропродуктивність контура	$D_к$	$D_1 + D_2 + D_3 + D_4$	1.2387			

Для знаходження дійсної витрати робочого тіла в кип'ятильних трубах будемо графік ( рисунок 3.1) :

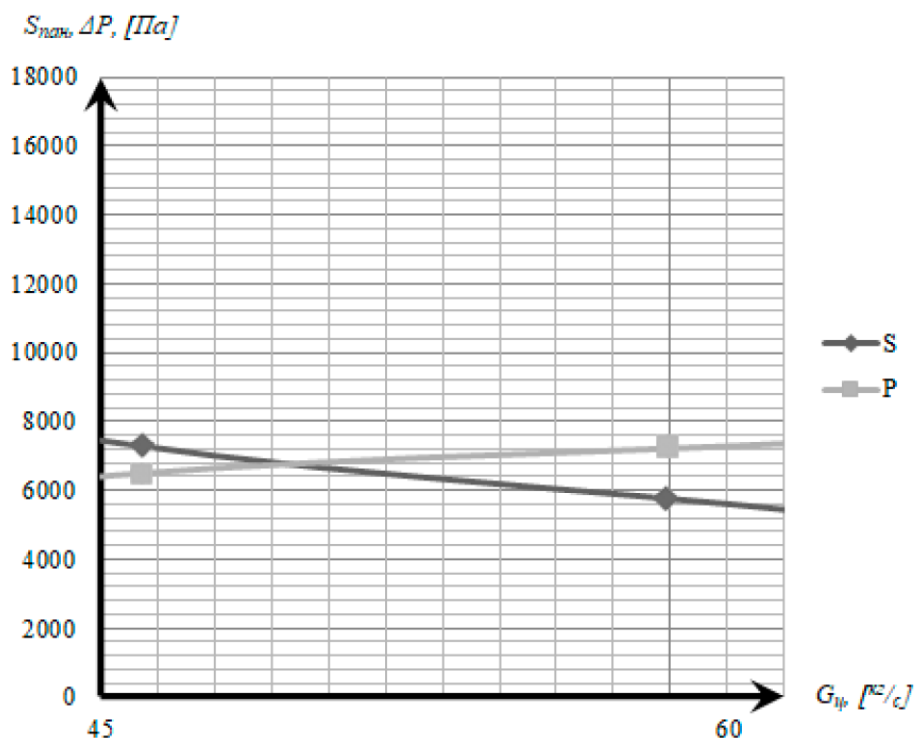


Рис. 3.1 - Залежність опору опускної частини контуру і корисного напору підйомного звена від швидкості води на вході в опускні труби.

З діаграми контуру природної циркуляції на рис. 3.2 дійсна швидкість циркуляції контуру  $W_0 = 0,485$  м/с.

Продовження таблиці 3.2

1	2	3	4	5	6	7
Середній масовий паровміст	$x_1$	$\bar{x}_1 = \frac{0,5D_1}{G_{ц}}$	0.0183	0.0091	0.0061	0.0045
	$x_2$		0.0465	0.0232	0.0155	0.0116
	$x_3$		0.0632	0.0316	0.0210	0.0158
	$x_4$	$\bar{x}_2 = \frac{0,5D_1 + D_2}{G_{ц}}$ $\bar{x}_3 = \frac{0,5D_1 + D_2 + D_3}{G_{ц}}$ $\bar{x}_4 = \frac{0,5D_1 + D_2 + D_3 + D_4}{G_{ц}}$	0.0778	0.0389	0.0259	0.0194
Середня швидкість суміші по ділянкам	$W_{сум1}$	$\bar{W}_{см1} = W_0 \cdot \left[ 1 + \bar{x}_1 \cdot \left( \frac{\rho''}{\rho'} - 1 \right) \right]$	0.3928	0.7928	1.1928	1.5928
	$W_{сум2}$		0.3819	0.7819	1.1819	1.5819
	$W_{сум3}$	$\bar{W}_{см2} = W_0 \cdot \left[ 1 + \bar{x}_2 \cdot \left( \frac{\rho''}{\rho'} - 1 \right) \right]$ $\bar{W}_{см3} = W_0 \cdot \left[ 1 + \bar{x}_3 \cdot \left( \frac{\rho''}{\rho'} - 1 \right) \right]$ $\bar{W}_{см4} = W_0 \cdot \left[ 1 + \bar{x}_4 \cdot \left( \frac{\rho''}{\rho'} - 1 \right) \right]$	0.3754	0.7754	1.1754	1.5754
	$W_{сум4}$		0.3697	0.7697	1.1697	1.5697

1	2	3	4	5	6	7
Коефіцієнт пропорційності	C <sub>1</sub>	C <sub>1</sub>	0.503	0.63	0.69	0.75
	C <sub>2</sub>	C <sub>2</sub>	0.498	0.627	0.687	0.749
	C <sub>3</sub>	C <sub>3</sub>	0.493	0.623	0.683	0.748
	C <sub>4</sub>	C <sub>4</sub>	0.488	0.62	0.68	0.746
Середній об'ємний паровміст	β <sub>1</sub>	$\beta_1 = \frac{1}{1 + \frac{1 - \bar{x}_1 \cdot \rho''}{\bar{x}_1 \cdot \rho'}}$	0.3991	0.2475	0.1794	0.1407
	β <sub>2</sub>	$\beta_1 = \frac{1}{1 + \frac{1 - \bar{x}_1 \cdot \rho''}{\bar{x}_1 \cdot \rho'}}$	0.6345	0.4587	0.3592	0.2952
	β <sub>3</sub>	$\beta_1 = \frac{1}{1 + \frac{1 - \bar{x}_1 \cdot \rho''}{\bar{x}_1 \cdot \rho'}}$	0.7061	0.5375	0.4339	0.3638
	β <sub>4</sub>	$\beta_1 = \frac{1}{1 + \frac{1 - \bar{x}_1 \cdot \rho''}{\bar{x}_1 \cdot \rho'}}$	0.7502	0.5904	0.4866	0.4139
Середній напір паровмісту по ділянках	φ <sub>1</sub>	$\bar{\varphi}_1 = C_1 \cdot \beta_1$	0.2007	0.1559	0.1238	0.1055
	φ <sub>2</sub>	$\bar{\varphi}_2 = C_2 \cdot \beta_2$	0.3160	0.2876	0.2468	0.2211
	φ <sub>3</sub>	$\bar{\varphi}_3 = C_3 \cdot \beta_3$	0.3481	0.3348	0.2963	0.2721
	φ <sub>4</sub>	$\bar{\varphi}_4 = C_4 \cdot \beta_4$	0.3661	0.3660	0.3309	0.3088
Рухомий напір по ділянкам	S <sub>рух1</sub>	S <sub>дв1</sub> = $\bar{\varphi}_1 \cdot h_1 \cdot g \cdot (\rho' - \rho'')$	3802.8	2954.5	2345.3	1999.1
	S <sub>рух2</sub>	S <sub>дв2</sub> = $\bar{\varphi}_2 \cdot h_2 \cdot g \cdot (\rho' - \rho'')$	4223.9	3844.7	3298.7	2955.2
	S <sub>рух3</sub>	S <sub>дв3</sub> = $\bar{\varphi}_3 \cdot h_3 \cdot g \cdot (\rho' - \rho'')$	4653.1	4476.0	3961.3	3637.2
	S <sub>рух4</sub>	S <sub>дв4</sub> = $\bar{\varphi}_4 \cdot h_4 \cdot g \cdot (\rho' - \rho'')$	4932.7	4931.6	4458.7	4160.6
Рухомий напір панелі	S <sub>рух.пан</sub>	$\sum S_{дв.i}$	17612.5	16206.7	14064.0	12752.1
Середній паровміст в панелі	x	$\bar{x}_{пан} = \frac{\sum_{i=1} \bar{x}_i \cdot l_i}{\sum_{i=1} l_i}$	0.048164	0.024082	0.016055	0.012041
Коефіцієнт	ψ	f(W <sub>ср</sub> )	1.6	1.6	1.6	1.6
Втрати на тертя паромісткої частини панелі	ΔP <sup>тер.пм</sup>	$\lambda_0 \frac{l_{нс}}{d} \cdot \frac{(W_0)^2 \rho'}{2} \left[ 1 + \sqrt{x} \left( \frac{\rho''}{\rho'} - 1 \right) \right]$	740.1	1883.9	5104.5	5710.1
Коефіцієнт місцевого опору паромісткої частини	ξ <sub>пвм</sub>	Задаємося	1.2			
Втрати тиску на місцеві опори паромісткої частини панелі	ΔP <sup>м.пм</sup>	$\sum \xi_m \cdot \frac{(W_0)^2 \rho'}{2} \left[ 1 + \sqrt{x} \left( \frac{\rho''}{\rho'} - 1 \right) \right]$	202.2	556.2	1061.8	1719.2
Корисний напір в панелі	S <sub>пан</sub>	S <sub>р.п</sub> - ΔP <sup>т.пм</sup> - ΔP <sup>м.пм</sup>	16670	13766.6	7897.7	5322.8
Сума втрат	ΔP	ΔP <sup>тер.пм</sup> + ΔP <sup>м.пм</sup>	942.4	2440.1	6166.3	7429.3

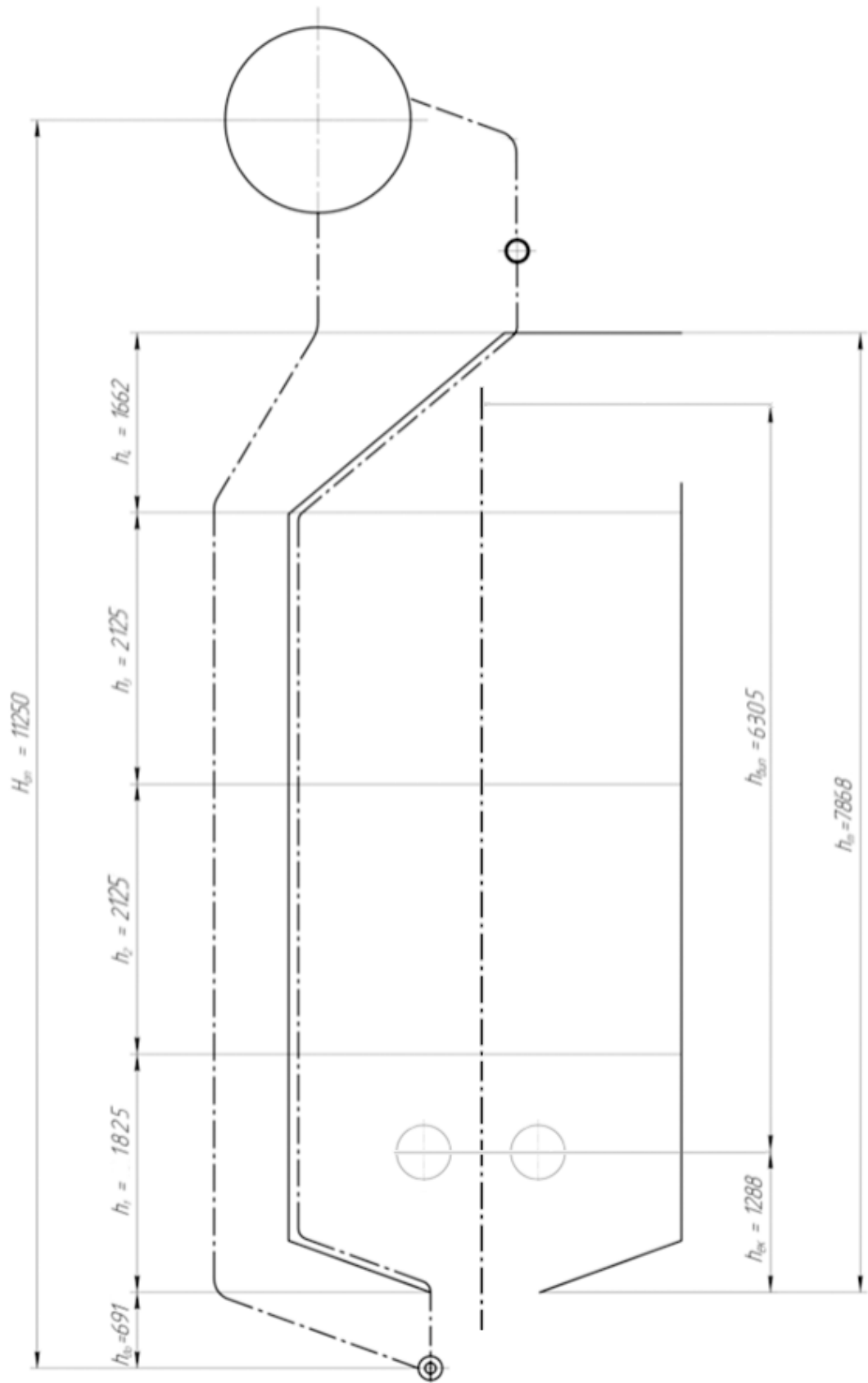


Рис. 3.2 – Контур циркуляції парового котла.

					<b>TK81.465.0003.156 ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

### 3.3 Визначення надійності природної циркуляції в контурі

При розрахованій швидкості циркуляції корисний напір у панелі

$$S_{\text{розр}} = 7429,3 \text{ Па}$$

З урахуванням дійсної швидкості на вході у контур:

$$D_1 = \frac{Q_1}{r} = 0,53, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$D_2 = \frac{Q_2}{r} = 0,28, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$D_3 = \frac{Q_3}{r} = 0,19, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$D_4 = \frac{Q_4}{r} = 0,22, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Середня наведена швидкість пари на ділянці:

$$\bar{W}'_{01} = \frac{0,5 \cdot D_1}{\rho'' \cdot F_{\text{пан}}} = \frac{0,5 \cdot 0,53}{22,19 \cdot 0,04} = 0,26 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$\bar{W}'_{02} = \frac{0,5 \cdot D_2}{\rho'' \cdot F_{\text{пан}}} = \frac{0,5 \cdot 0,28}{22,19 \cdot 0,04} = 0,96 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$\bar{W}'_{03} = \frac{0,5 \cdot D_3}{\rho'' \cdot F_{\text{пан}}} = \frac{0,5 \cdot 0,19}{22,19 \cdot 0,04} = 0,9 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$\bar{W}'_{04} = \frac{0,5 \cdot D_4}{\rho'' \cdot F_{\text{пан}}} = \frac{0,5 \cdot 0,22}{22,19 \cdot 0,04} = 1,1 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Середня наведена швидкість пари в панелі:

$$\bar{W}''_0 = \frac{h_1 \cdot \bar{W}'_{01} + \dots + h_i \cdot \bar{W}'_{0i}}{\sum h - h_{00}} = \frac{2,520 \cdot 0,26 + 1,778 \cdot 0,96 + 1,778 \cdot 0,9 + 1,792 \cdot 1,1}{7,869 - 0,689} = 0,755 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

					<b>TK81.465.0003.156 ПЗ</b>	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт конструктивної нетотожності:

$$\bar{W}_{\text{omp}}'' = \eta_T \cdot \eta_K \cdot \bar{W}_0'' = 0,5 \cdot 1 \cdot 0,755 = 0,377 \frac{\text{М}}{\text{с}},$$
$$\bar{\varphi}_{\text{зост}} = 0,45[2].$$

Коефіцієнт нерівномірного обігріву для найменш обігрітої труби:

$$\eta_T = 0,5.$$

Коефіцієнт конструктивної нетотожності:

$$\eta_K = 1.$$

Корисний напір застою:

$$S_{\text{заст}} = h \cdot \bar{\varphi}_{\text{заст}} \cdot g \cdot (\rho' - \rho'') =$$
$$= (7,869 - 0,689) \cdot 0,45 \cdot 9,78 \cdot (790,07 - 22,19) = 24286,28 \text{ Па}$$

Відношення:  $\frac{S_{\text{заст}}}{S_{\text{расч}}} = \frac{24286,28}{7429,3} = 1,45 \Rightarrow$  застою циркуляції не буде.

Згідно розрахунків зображено контур циркуляції парового котла на рисунку 3.1.

					TK81.465.0003.156 ПЗ	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 4 Аеродинамічний розрахунок

### 4.1 Розрахунок газової сторони

### 4.2 Вихідні дані для аеродинамічного розрахунку котельного агрегату

Таблиця 4.1 – Основні дані для аеродинамічного розрахунку

Ділянка газового тракту	Фестон	Пароперегрівач	Економайзер	Повітропідігрівач
Типорозмір труб, d, мм	60	32	28	40
Розташування труб	Шахове			Коридорне
Поперечний крок між труб, $S_1$	243	75	70	50
Поздовжній крок між труб, $S_2$	300	56	50	33
Діагональний крок труб $S'_2=(S_1^2/4+S_2^2)^{0.5}$	323.7	67.4	61.0	7,14
$\varphi = (S_1-d)/(S'_2-d)$	0.69	1.21	1.27	1.57
$\psi = (S_1-d)/(S_2-d)$	0.762	1.791	1.909	$\infty$
Динамічний тиск $h_d$ , мм.вод.ст	0.80	1.47	0.95	1.65
Довжина труб, що омиваються повздовжньо, м	-	-	-	6,04
Число рядів по ходу газів, $z_2$	3	28	38	-
Середня температура для димових газів, $\theta$ , °C	1041	802	448	186
Середня швидкість димових газів, $W_r$ , м/с	6.30	9.26	5.77	4,69
Поправочний коефіцієнт K		1.2	1	1.1

#### 4.2 Опір фестона та стельового пароперегрівача

Фестон складається з розрідженого пучка труб з числом рядів – 4 та зі швидкістю не більш ніж 10 м/с. Такий пучок має незначний аеродинамічний опір, і тому він не враховується в розрахунку тяги.

#### 4.3 Опір конвективного пароперегрівача

Таблиця 4.2 – Опір конвективного пароперегрівача

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Опір першого ряду труб шахового пучка	$\Delta h_{гр}$	Па	$f(W_a; \vartheta)$ ; Графік 7, стор.192 [9]	0.66
Поправка на відносні кроки	$C_s$	1	$f(\sigma_1; \sigma_2)$ ; Графік 7, стор.193 [9]	1.27
Поправка на діаметр	$C_d$	1	$f(d)$ ; Графік 7, стор.193 [9]	1.01
Опір конвективного пароперегрівача	$\Delta h_{п.п}$	Па	$\tilde{N}_s \cdot C_d \cdot \Delta h_{гр} \cdot (Z_2 + 1)$	24.55

#### 4.4 Опір водяного економайзера

Таблиця 4.3 – Опір водяного економайзера

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Опір першого ряду труб шахового пучка	$\Delta h_{гр}$	Па	$f(W_a; \vartheta)$ ; Графік 7, стор. 192 [9]	0.36
Поправка на відносні кроки	$C_s$	1	$f(\sigma_1; \sigma_2)$ ; Графік 7, стор. 193 [9]	1.19
Поправка на діаметр	$C_d$	1	$f(d)$ ; Графік 7, стор. 193 [9]	1.04
Опір водяного економайзера	$\Delta h_{в.е}$	Па	$C_s \cdot C_d \cdot \Delta h_{гр} \cdot (Z_2 + 1)$	17.376



#### 4.5 Опір повітропідігрівника

Таблиця 4.4 – Опір повітропідігрівника

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Втрати тиску на тертя				
Втрата тиску в трубах	$\Delta h'_{гр}$	1	$f(W_a; \vartheta)$ ; Графік 4, стор. 188 [9]	1.83
Поправочний коефіцієнт на шорсткість труб	$C_{ш}$	1	$f(d_{ai})$ ; Графік 4, стор. 188 [9]	1.44
Опір тертя	$\Delta h_{тр}$	Па	$C_{ш} \cdot \Delta h'_{тр} \cdot l$	15,91
Місцеві втрати тиску				
Відношення меншого перерізу до більшого	$\frac{F_M}{F_6}$	1	$\frac{0,785 \cdot d_{вн}^2}{S_1 \cdot S_2}$	0,652
Коефіцієнт опору входу	$\xi_{вх}$	1	$f\left(\frac{F_M}{F_6}\right) = 0.498$ Графік 11, стор. 196 [9]	0.25
Коефіцієнт опору виходу	$\xi_{вих}$	1	$f\left(\frac{F_M}{F_6}\right) = 0.498$ Графік 11, стор. 196 [9]	0.275
Опір входу-виходу	$\Delta h_{вх+вих}$	Па	$2 \cdot (\xi_{вх} + \xi_{вих}) \cdot h_A$	1.73
Опір повітропідігрівника	$\Delta h_{пов.п}$	Па	$K_{пов.п} \cdot (\Delta h_{од} + \Delta h_{вх+вих})$	19,40

#### 4.6 Опір поворотів конвективного та підйомного газоходів

Таблиця 4.5 – Опір поворотів конвективного та підйомного газоходів

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Коефіцієнт опору першого повороту	$\xi_{пов1}$	1	$\xi_{пов1} = f(a = 90^\circ) = 1$	1
Розрахунковий динамічний тиск при повороті	$h_{д.пов1}$	Па	$h_{д.пов1} = \frac{h_{д.ф} + h_{д.п.п}}{2}$	11.11
Опір першого повороту	$\Delta h_{пов1}$	Па	$K \cdot \xi_{пов1} \cdot h_{д.пов1}$	13.332
Динамічний тиск у фестоні	$h_{д.ф}$	Па	3 таблиці 4.1	7,83
Динамічний тиск у пароперегрівачі	$h_{д.п.п}$	Па		14,39
Поправочний коефіцієнт у пароперегрівачі	$K$	1		1,2

Продовження таблиці 4.5

1	2	3	4	5
Коефіцієнт опору другого повороту	$\xi_{пов2}$	1	$\xi_{пов2} = f(a = 90^\circ) = 1$	1
Розрахунковий динамічний тиск другого повороту	$h_{д.пов2}$	Па	$\frac{h_{д.ве} + h_{д.п.п}}{2}$	12,73
Динамічний тиск у водяному економайзері	$h_{д.ве}$	Па	З таблиці 4.1	9,3
Динамічний тиск у повітропідігрівнику	$h_{д.п.п}$	Па		16,15
Поправочний коефіцієнт для повітропідігрівника	K	1		1,1
Опір повороту повітропідігрівника	$\Delta h_{пов.2}$	Па	$K \cdot \xi_{пов2} \cdot h_{д.пов2}$	14

4.6 Сумарний опір газового тракту

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
Сумарний опір	$\sum \Delta h$	Па	$\Delta h_{пп} + \Delta h_{пов.п} + \Delta h_{в.е} + h_{д.пов1} + h_{д.пов2} + h_{д.пов3}$	635.11

4.8 Опір газового тракту парогенератора з урахуванням поправок

Таблиця 4.7 – Опір газового тракту парогенератора з урахуванням поправок

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Поправка на різницю густин димових газів та сухого повітря	$M_p$	1	$\frac{\rho_0}{0,132} \cdot 0,10197$	1,112
Приведена густина димових газів	$\rho_0$	$\frac{кг}{м^3}$	$\frac{1 + 1,306 \cdot a \cdot V^0}{V_{пов.п}^0}$	1,440
Поправка на запиленість димових газів	$\mu_{max}$	1	$\frac{\dot{A}^0 \cdot \dot{a}_{01}}{4,1868 \cdot Q_i^{\dot{d}}}$	0
Поправка на тиск в газовому тракту	$C_{\Delta H}$	1	При висоті місцевості над рівнем моря $H \leq 200 \dot{m}$ ; Для Києва $H \approx 150 \dot{m}$	1
Аеродинамічний опір газового тракту з урахуванням поправок	$\Delta H$	Па	$\sum \Delta h \cdot M_p \cdot (1 + \mu_{max}) \cdot C_{\Delta H}$	706,61

#### 4.9 Самотяга парового котла в межах газового тракту

Таблиця 4.8 – Самотяга парового котла в межах газового тракту

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Середня температура в опускній шахті	$\vartheta_{\text{ср}}^{\text{оп}}$	°С	$\frac{\vartheta_{\text{вх}}^{\text{оп}} + \vartheta_{\text{вих}}^{\text{оп}}}{2}$	616
Температура на вході в опускную шахту	$\vartheta_{\text{вх}}^{\text{оп}}$	°С	$\vartheta'_{\text{оп}} = \vartheta''_{\text{ф}}$	970
Температура на виході в опускній шахті	$\vartheta_{\text{вих}}^{\text{оп}}$	°С	$\vartheta''_{\text{п}} = \vartheta''_{\text{аа}}$	262
Самотяга опускної шахти	$h_{\text{с}}^{\text{оп}}$	Па	$H_{\text{ш.оп}} \cdot g \cdot \left(1,2 - \rho_0 \cdot \frac{273}{273 + \vartheta_{\text{ср.оп}}}\right)$	55.63
Висота опускної шахти	$H_{\text{оп}}$	м	Ескіз котла	7.50
Середня температура в підйомній шахті	$\vartheta_{\text{ср}}^{\text{під}}$	°С	$\frac{\vartheta_{\text{вх}}^{\text{під}} + \vartheta_{\text{вих}}^{\text{під}}}{2}$	186
Температура на вході в підйомну шахту	$\vartheta_{\text{вх}}^{\text{під}}$	°С	$\vartheta'_{\text{вх}} = \vartheta'_{\text{ш}}$	262
Температура на виході з підйомної шахти	$\vartheta_{\text{вих}}^{\text{під}}$	°С	$\vartheta''_{\text{вих}} = \vartheta''_{\text{ш}}$	110
Самотяга підйомної шахти	$h_{\text{с}}^{\text{під}}$	Па	$H_{\text{ш.під}} \cdot g \cdot \left(1,2 - \rho_0 \cdot \frac{273}{273 + \vartheta_{\text{ср.під}}}\right)$	25.21
Висота підйомної шахти	$H_{\text{под}}$	м	Ескіз котла	7.5
Самотяга парового котла в межах газового тракту	$h_{\text{с}}$	Па	$h_{\text{с.оп}} + h_{\text{с.під}}$	80.84

#### 4.10 Вибір димової труби

Таблиця 4.9 – Вибір димової труби

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Висота димової труби	$H_{\text{тр}}$	м	Таблиця III-13, стор. 93 [9]	30
Самотяга димової труби	$\Delta h_{\text{с}}$	Па	$9,8 \cdot 19,09$	187,08
Витрата газів на трубу	$G_{\text{тр}}$	$\frac{\text{м}^3}{\text{год}}$	$V_{\text{г}} \cdot 3600$	68,737
Об'єм димових газів	$V_{\text{г}}$	$\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$	$\hat{A}_{\partial} \cdot [V_{\text{а}}^0 + (a_{\text{аа}} - 1)V^0] \cdot \frac{\vartheta_{\text{аа}} + 273}{273}$	19.09
Витрата палива	$B_{\text{р}}$	кг/с	$B(1-q_4/100)=1,046(1-0/100);$	1.046

Продовження таблиці 4.9

1	2	3	4	5
Швидкість газів на виході з труби	$W_r$	$\frac{\dot{V}}{\dot{n}}$	$0,0118^2 \cdot \frac{G_{тр}}{d_2^2}$	15
Внутрішній діаметр труби на виході в оточуюче середовище (розрахунковий)	$d_2$	м	Приймаємо найменший допустимий діаметр	0.798

4.11 Повний перепад тисків в газовому тракті парового котла

Таблиця 4.10 – Повний перепад тисків в газовому тракті парового котла

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Перепад повних тисків	$\Delta H_n$	Па	$h_m'' + \Delta H + h_c + \Delta h_{mp} - h_{c,mp}$	625.3
Розрідження на виході з топки	$h_{\delta}''$	Па	2-56, стор. 39 [9] Приймаємо 2 мм.вод.ст	19,58
Розрахункова продуктивність димососа	$Q_p$	$\frac{\text{тис. м}^3}{\text{год}}$	$\beta_1 \cdot G_{тр}$	79,66
Коефіцієнт запасу у продуктивності	$\beta_1$	1	$f(D)$ , стор. 36 [9]	1,07
Розрахунковий повний тиск димососа	$H_p$	Па	$\beta_2 \cdot \Delta H_n = 1,05 \cdot 625,3$	656,56
Коефіцієнт запасу по тиску	$\beta_2$	1	$f(\beta_1)$ , стор. 36 [9]	1,05
Питома вага газів при 0 °С	$\rho_0$	$\frac{\text{г}}{\text{л}}$	$f(r_{H_2O} = 0,1709)$ , Графік 22 стор. 122 [9]	1,12
Абсолютна температура газів у димососа	$T$	°F	$\vartheta_{yx} + 273$	398
Абсолютна температура газів по заводським характеристикам димососа	$T_{зов}$	°F	$\vartheta + 273$	473
Перехідний коефіцієнт до номінальних характеристик	$K_p$	1	$\frac{1,293}{\rho_0} \cdot \frac{\dot{T}}{T_{pjd}} \cdot C_3$	1,127
Поправка на зміну тиску в залежності від розташування котла над рівнем моря	$C_{P_{бар}}$	1	$\frac{760}{D_{\text{аа} \delta}}$ – при висоті місцевості над рівнем моря $\dot{I} \leq 200 \dot{I}$	1,16
Приведений повний тиск димососа	$H_p^{\text{прив}}$	Па	$K_p \cdot H_p$	706,61

## 4.12 Вибір димососа

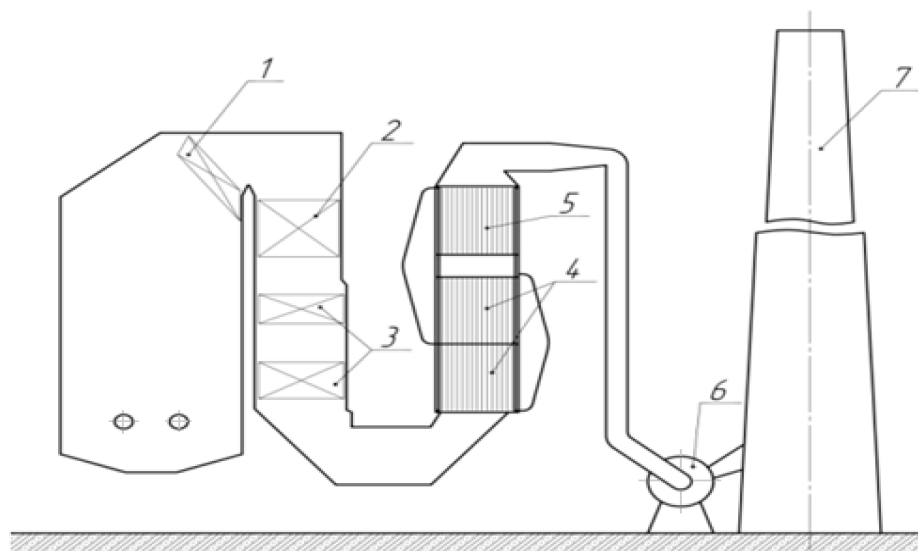
Таблиця 4.11 – Вибір димососа

Потрібні параметри	Марка	Параметри	Короткий опис
задовольняє димосос	ДН – 17	$f(Q_p = 79,66 \frac{m^3}{год},$ $N_p^{прив} = 684,1 \text{ Ґ})$ ([9], VII-32, стор.212)	Центробіжний димосос одностороннього всмоктування  частота $n = 740 \frac{об}{хв}$

## 4.13 Вибір електродвигуна

Таблиця 4.12 – Вибір електродвигуна

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
Потужність двигуна	N	кВт	$N = \frac{Q_p \cdot N_p^{прив}}{\eta} = \frac{79,66 \cdot 684,1}{0,42}$ $\eta$ – ККД двигуна	130



1 – фестон; 2 – пароперегрівач; 3 – водяний економайзер; 4,5 – перша та друга ступені повітропідігрівника; 6 – димосос; 7 – димова труба

Рис. 4.1 – Схема газового тракту.

					<b>TK81.465.0003.156 ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		70

## 4.2 Розрахунок повітряної сторони

### 4.1 Опір повітряного тракту

Таблиця 4.13 – Опір повітряного тракту

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Кількість холодного повітря, що засмоктується вентилятором	$V_{хп}$	$\frac{м^3}{с}$	$V^0 \cdot B_p \cdot (a_T - \Delta a_T - \Delta a_{пов.п}) \cdot \frac{t_{хп} + 273}{273}$	11.208
Середня температура повітря у повітропідігрівачі	$t_{ср}$	$\tilde{N}$	$\frac{t_{гп} + t_{хп}}{2}$	137.5
Коефіцієнт кінематичної в'язкості холодного повітря	$V_{хп}$	$\frac{м^3}{с}$	$f(t_{хп})$ , Таблиця VI, стор. 141 [1]	16.075
Коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря у повітропідігрівачі	$V_{ср}$	$\frac{м^3}{с}$	$f(t_{ср})$ , Таблиця VI, стор. 141 [1]	27.925
Коефіцієнт кінематичної в'язкості гарячого повітря	$V_{гп}$	$\frac{м^3}{с}$	$f(t_{гп})$ , Таблиця VI, стор. 141 [1]	42.1
Витрата гарячого повітря	$V_{гп}$	$\frac{м^3}{с}$	$V^0 \cdot B_p \cdot (a_T - \Delta a_T) \cdot \frac{t_{гп} + 273}{273}$	18.536
Перша ділянка повітряного тракту				
Швидкість повітря	$W$	$\frac{і}{\tilde{н}}$	Приймаємо	6
Діаметр перерізу тракту	$D$	$і$	$\sqrt{\frac{4 \cdot V_{хп}}{W \cdot \pi}}$	1.542
Число Рейнольдса	$Re$	1	$\frac{W \cdot D}{V_{хп}}$	575632
Коефіцієнт опору тертя	$\lambda$	1	$\frac{0,316}{\sqrt[3]{Re}}$	0.01147
Динамічний тиск	$h_d$	Па	$f(W; t_{хп})$ , Рис. VII – 2, стор. 186 [9]	20.56
Довжина першої ділянки	$L$	м	Рисунок 4.2	7
Опір тертя першої ділянки	$\Delta h_{мп1}$	Па	$\lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot h_{ад}$	1.070
Сума коефіцієнтів місцевих опорів першої ділянки	$\sum \xi_m$	11	$\sum \xi_m = \xi_{а\delta} + \xi_{і\tilde{а}}$	0.5
Місцевий опір першої ділянки	$\Delta h_{м1}$	Па	$\sum \xi_i \cdot h_d$	10.28

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

TK81.465.0003.156 ПЗ

Арк.

71

Продовження таблиці 4.13

1	2	3	4	5
Третя ділянка повітряного тракту				
Швидкість повітря	W	$\frac{m}{c}$	Приймаємо	6
Сторона квадрату тракту	A	$\dot{v}$	$\sqrt{\frac{V_{xII}}{W}}$	1.367
Діаметр перерізу тракту	D	$\dot{v}$	A	1.367
Число Рейнольдса	Re	1	$\frac{W \cdot D}{V_{xII}}$	510140
Коефіцієнт опору тертя	$\lambda$	1	$\frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}}$	0.0118
Динамічний тиск	$h_d$	Па	(W; $t_{xII}$ ), Рис. VII – 2, стор. 186 [9]	20.56
Довжина третьої ділянки	L	$\dot{v}$	Рисунок 4.2	3
Опір тертя третьої ділянки	$\Delta h_{тр3}$	Па	$\lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot h_a$	0.534
Сума коефіцієнтів місцевих опорів третьої ділянки	$\sum \xi_M$	1	$\sum \xi_M = \xi_{a\ddot{o}} + \xi_{a\ddot{e}\ddot{o}}$	0,5
Місцевий опір третьої ділянки	$\Delta h_{м3}$	Па	$\sum \xi_i \cdot h_a$	10,28
Четверта ділянка повітряного тракту (повітропідігрівач)				
Швидкість повітря	W	$\frac{m}{c}$	3 теплового розрахунку	4.91
Діаметр труб	d	мм		33
Поперечний крок	$S_1$	мм		43
Поздовжній крок	$S_2$	мм		33
Відносний поперечний крок труб	$\sigma_1$	1		1.303
Кількість труб по ходу повітря	$Z_2$	шт		45
Діагональний крок	$S'_2$	мм	$\sqrt{\frac{1}{4}S_1^2 + S_2^2}$	39.386
Параметр пучка	$\varphi$	1	$\frac{S_1 - d}{S'_2 - d}$	1.566
Коефіцієнт форми шахового пучка	$C_s$	1	$3,2 + 0,66 \cdot (1,7 - \varphi)^{1,5} + \frac{1,44 - \sigma_1}{0,11} \cdot [0,8 + 0,2 \cdot (1,7 - \varphi)^{1,5}]$	4.241
Число Рейнольдса	Re	1	$\frac{W \cdot d}{v_{cp}}$	5800
Коефіцієнт опору, віднесений до одного ряду пучка	$\xi_0$	1	$C_s \cdot Re^{-0,27}$	0.409
Коефіцієнт опору пучка	$\xi_{пуч}$	1	$\xi_0 \cdot (Z_2 + 1)$	18.796

Продовження таблиці 4.13

1	2	3	4	5
Динамічний тиск	$h_d$	Па	$(W; t_{хп}),$ Рис. VII – 2, стор. 186 [9]	8.71
Опір повітропідігрівача	$\Delta h_{пп}$	Па	$\xi_{пуч} \cdot h_d$	163.75
Коефіцієнти, що враховують характеристики поворотів в ходах по повітрю	$K_{\Delta} \xi_0$	1	стор.18 [9]	1,4
	B	1	Графік 16, стор. 200 [9]	2,6
	C	1	Графік 17, стор. 200 [9]	1
Коефіцієнт опору для повороту:	$\xi_{пов.п}$	1	$\xi_{пов.п} = \Delta K \cdot \xi_0 \cdot B \cdot C$	3.64
Втрати тиску на поворотах у повітропідігрівачі	$h_{поа}$	Па	$4 \cdot \xi_{пов.п} \cdot \frac{W^2}{2} \cdot \rho$	146.25
П'ята ділянка тракту				
Швидкість повітря	W	$\frac{м}{с}$	Приймаємо	12
Сторона квадрату тракту	A	$\dot{і}$	$\sqrt{\frac{V_{хп}}{W}}$	1.243
Діаметр перерізу тракту	D	$\dot{і}$	A	1.243
Число Рейнольдса	Re	1	$\frac{W \cdot D}{V_{гп}}$	354252
Коефіцієнт опору тертя	$\lambda$	1	$\frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}}$	0.0129
Динамічний тиск	$h_d$	Па	$(W; t_{хп}),$ Рис. VII – 2, стор. 186 [9]	46.50
Довжина п'ятої ділянки	L	$\dot{і}$	Рисунок 4.2	5.6
Опір тертя п'ятої ділянки	$\Delta h_{тр5}$	Па	$\lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot h_d$	2.714
Сума коефіцієнтів місцевих опорів п'ятої ділянки	$\sum \xi_m$	1	$\sum \xi_m = \xi_{a\delta} + \xi_1 + \xi_2 + \xi_3$ $\xi_1 = 0,5; \xi_2 = 0,8; \xi_3 = 0,8$	2.9
Місцевий опір п'ятої ділянки	$\Delta h_{м5}$	Па	$\sum \xi_i \cdot h_a$	134.84
Шоста ділянка повітряного тракту				
Швидкість повітря	W	$\frac{м}{с}$	Приймаємо	12
Сторона квадрату тракту	A	$\dot{і}$	$\sqrt{\frac{V_{хп}}{W}}$	1.242
Діаметр перерізу тракту	D	$\dot{і}$	A	1.242
Число Рейнольдса	Re	1	$\frac{W \cdot D}{V_{гп}}$	354252
Коефіцієнт опору тертя	$\lambda$	1	$\frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}}$	0.0129



Продовження таблиці 4.13

1	2	3	4	5
Динамічний тиск	$h_d$	Па	$(W; t_{хп}),$ Рис. VII – 2, стор. 186 [9]	46.49
Довжина шостої ділянки	L	і	Рисунок 4.2	1.5
Опір тертя шостої ділянки	$\Delta h_{тр6}$	Па	$2 \cdot \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot h_d$	2.9
Сума коефіцієнтів місцевих опорів шостої ділянки	$\sum \xi_m$	1	$\sum \xi_m = \xi_{a\delta} + \xi_1$ $\xi_{a\delta} = 0,5; \xi_1 = 0,9;$	1.3
Місцевий опір шостої ділянки	$\Delta h_{м6}$	Па	$4 \cdot \sum \xi_i \cdot h_a$	241.78
Сьома ділянка повітряного тракту (пальник)				
Швидкість повітря	W	$\frac{M}{c}$	З теплового розрахунку парового котла, Таблиця 2.8	30
Динамічний тиск	$h_d$	Па	$(W; t_{хп}),$ Рис. VII – 2, стор. 186 [9]	283.87
Коефіцієнт опору пальника	$\xi_{пал}$	1	Табл. VII – 6 стор. 181 [9]	3
Опір пальника	$\Delta h_{пал}$	Па	$\xi_{пал} \cdot h_d$	851.63

4.3 Сумарний опір повітряного тракту

Таблиця 4.14 – Сумарний опір повітряного тракту

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
Сумарний опір	$\sum \Delta h$	Па	$\sum (\Delta h_{тр} + \Delta h_m)$	1730

#### 4.4 Повний тиск повітряного тракту

Таблиця 4.15 – Повний тиск повітряного тракту

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Сумарний опір повітряного тракту	$\Delta H$	Ї а	$\sum \Delta h$	4284,9
Коефіцієнт запасу по продуктивності	$\beta_1$	1	$f(D = 50 \frac{T}{\text{год}})$	1,06
Коефіцієнт запасу по тиску	$\beta_2$	1	$f(\beta_1) \text{ стор.36 [9]}$	1,12
Об'єм повітря теоретично необхідного для горіння	$V^0$	1	Тепловий розрахунок	9,44
Розрахункова витрата палива	$B_p$	1	Тепловий розрахунок	1,046
Необхідна розрахункова продуктивність вентилятора	$Q_p$	$\frac{\text{тис. м}^3}{\text{год}}$	$\beta_1 \cdot V^0 \cdot B_p \cdot 3600$	36,025
Розрахунковий повний тиск вентилятору	$H_p$	Па	$\beta_2 \cdot \Delta H$	1937,6
Приведений тиск для димососа	$H_p^{np}$	Па	$H_p^{np} = H_p$	1937,6

#### 4.5 Вибір вентилятора

Потрібні параметри задовільняє вентилятор ВГДН-12,5.

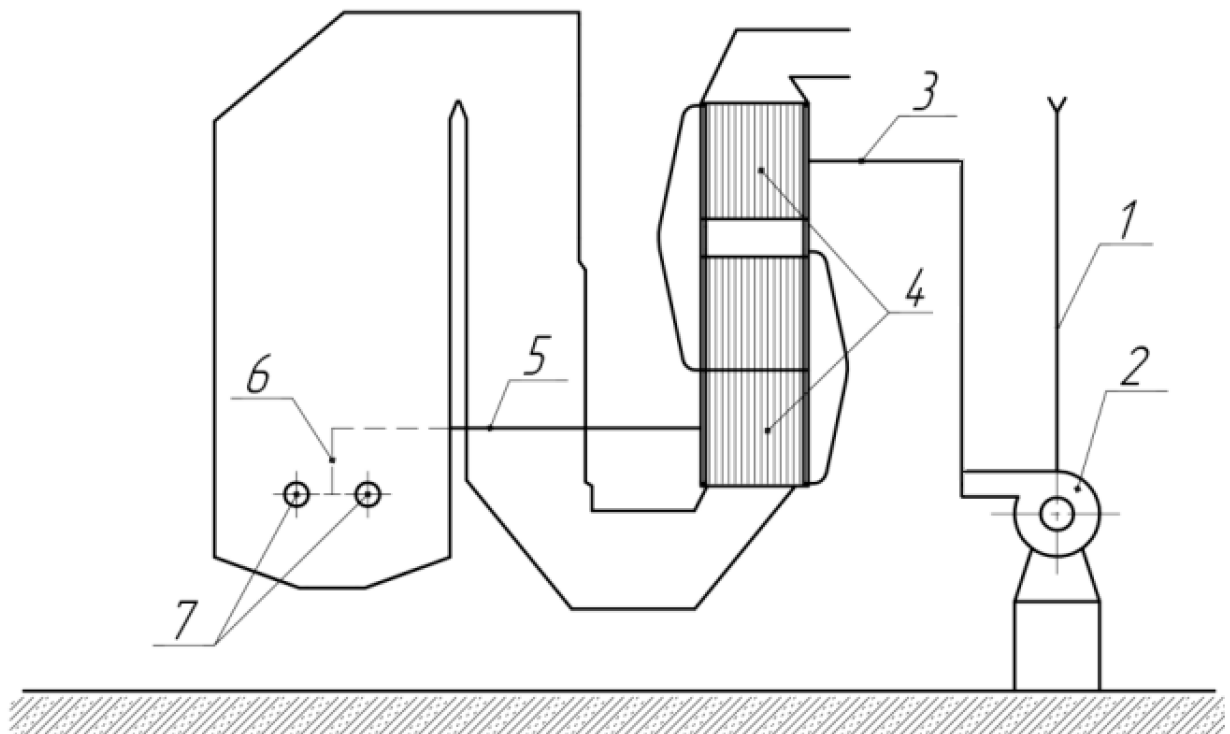
Таблиця 4.16 – Вибір вентилятора

Марка	Параметри	Короткий опис
ВГДН-12,5	$f(Q_p = 36,025 \frac{\text{тис. м}^3}{\text{год}},$ $H_p^{np} = 1937,6 \text{ Па}$ Рис. VII-37, стор.216 [9]	Центробіжний вентилятор одностороннього всмоктування, частота $n = 980 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$

## 4.6 Вибір електродвигуна

Таблиця 4.17 – Вибір електродвигуна

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
Потужність двигуна	N	кВт	$N = \frac{Q_p \cdot H_p^{np}}{\eta} = \frac{36,025 \cdot 1937,6}{0,8}$	87,25



1 – труба підводу свіжого повітря; 2 – вентилятор; 3 – трубопровід повітря до повітропідігрівника; 4 – повітропідігрівник; 5,6 – труби підводу гарячого повітря до пальників; 7 – пальники

Рис. 4.2 – Схема повітряного тракту.

## 5 Розрахунок на міцність елементів парового котла

### 5.1 Розрахунок на міцність стінки барабана

Розрахунок на міцність стінки барабана наведено у таблиці 5.1

Перша група послаблення (отвори для опускних труб та труб живлення циклонів)

Таблиця 5.1 – Розрахунок коефіцієнта міцності для першої групи отворів

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Зовнішній діаметр отворів під опускні труби	$d_1$	мм	Рис. 2, стор. 8 [7]	103
Внутрішній діаметр отворів під опускні труби	$d_2$			92
Умовний діаметр отворів під опускні	$d_1$			$d_2$
Середній діаметр отворів під опускні	$d_{cp}$		$0,5 \cdot (d_1 + d_2) = 0,5 \cdot (103 + 92)$	97,5
Зовнішній діаметр отворів під труби	$d_1$		Рис. 2, стор. 8 [7]	84
Внутрішній діаметр отворів під труби	$d_2$			75
Умовний діаметр отворів під труби живлення циклонів	$d_{п}$			$d_2$
Коефіцієнти міцності у поздовжньому напрямку	$\varphi_1$		1	$\frac{t^1 - d_1}{t^1} = \frac{900 - 92}{900}$
	$\varphi_2$	$\frac{t^2 - d_1}{t^2} = \frac{800 - 92}{800}$		0.885
	$\varphi_3$	$\frac{t^3 - d_1}{t^3} = \frac{800 - 92}{800}$		0.885
	$\varphi_4$	$\frac{t^4 - d_1}{t^4} = \frac{900 - 92}{900}$		0.776
	$\varphi_5$	$\frac{t^5 - d_1}{t^5} = \frac{410 - 83,5}{410}$		0.708

Продовження таблиці 5.1

1	2	3	4	5
Середньоарифметичне значення $\varphi_{cp}$ для сусідніх кроків у поздовжньому напрямку	$\varphi_{cp1}$	1	$\frac{\varphi^1 + \varphi^2}{2} = \frac{0,898 + 0,885}{2}$	0.8915
	$\varphi_{cp2}$		$\frac{\varphi^2 + \varphi^3}{2} = \frac{0,885 + 0,885}{2}$	0.885
	$\varphi_{cp3}$		$\frac{\varphi^3 + \varphi^4}{2} = \frac{0,885 + 0,776}{2}$	0.8305
	$\varphi_{cp4}$		$\frac{\varphi^4 + \varphi^5}{2} = \frac{0,776 + 0,708}{2}$	0.742
Мінімальне значення	$\varphi_{cp\min}$	1	Найменше серед $\varphi_{cp1}, \varphi_{cp2}, \varphi_{cp3}, \varphi_{cp4}$	0.742
Мінімальний крок у поздовжньому напрямку	$t_{\min}$	мм	Найменше серед $t^1, t^2, t^3, t^4$	315
Мінімальний коефіцієнт міцності у поздовжньому напрямку	$\varphi_{1\min}$	1	$\frac{t_{\min} - d_1}{t_{\min}} = \frac{315 - 92}{315}$	0.708
Коефіцієнт міцності для двох суміжних отворів з мінімальним кроком	$\varphi_{1\text{н}61}$		$\frac{2,1 \cdot \varphi_{1\min}}{1 + \varphi_{1\min}} = \frac{2,1 \cdot 0,708}{1 + 0,708}$	0.8705
Можливі значення коефіцієнта міцності у поперечному напрямку	$\varphi'$		$2 \cdot \frac{t_1 - d_{cp}}{t_1} = 2 \cdot \frac{208 - 92}{208}$	1.115
	$\varphi''$		$2 \cdot \frac{t_1 - d_{cp}}{t_1} = 2 \cdot \frac{208 - 97,5}{208}$	1.063
Мінімальне значення коефіцієнта міцності у поперечному напрямку	$\varphi_{2\min}$		Найменше з $\varphi'$ та $\varphi''$	1.063
Коефіцієнт міцності для двох суміжних отворів	$\varphi_{2\text{н}61}$		$\frac{2,1 \cdot \varphi_{2\min}}{1 + \varphi_{2\min}} = \frac{2,1 \cdot 1,063}{1 + 1,063}$	1.082
Середньоарифметичне значення у поперечному напрямку	$\varphi_{cp}$		$\frac{\varphi' + \varphi''}{2} = \frac{1,115 + 1,063}{2}$	1.089
Розрахунковий коефіцієнт у поперечному напрямку	$\varphi_2$		Найменше з $\varphi_{2\text{н}61}$ та $\varphi_{cp}$	1.082
Розрахунковий коефіцієнт міцності у поздовжньому напрямку	$\varphi_1$		Найменше з $\varphi_{cp\min}$ та $\varphi_{1\text{сум}}$	0.742

Друга група послаблення (отвори для паровідвідних труб від виносного циклона до барабана)

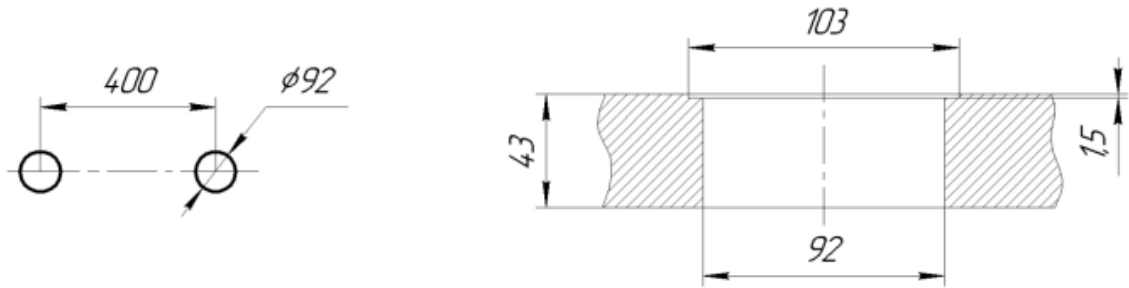


Рис. 5.2 – Друга група послаблюючих отворів.

Таблиця 5.2 – Розрахунок коефіцієнта міцності для другої групи отворів

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Зовнішній діаметр отворів	d1	мм	Рис. 2, стор. 8 [7]	103
Внутрішній діаметр	d2			92
Внутрішній діаметр	d			d2
	φ <sub>min</sub>	1	$\frac{t - d}{t} = \frac{400 - 92}{400}$	0,77
Розрахунковий коефіцієнт міцності другої групи послаблення	φ <sub>p2</sub>	1	$2,1 \cdot \frac{\varphi_{\min}}{1 + \varphi_{\min}} = 2,1 \frac{0,77}{1 + 0,77}$	0,914

Третя група послаблення (отвори для паровідвідних труб від барабана до пароперегрівача)

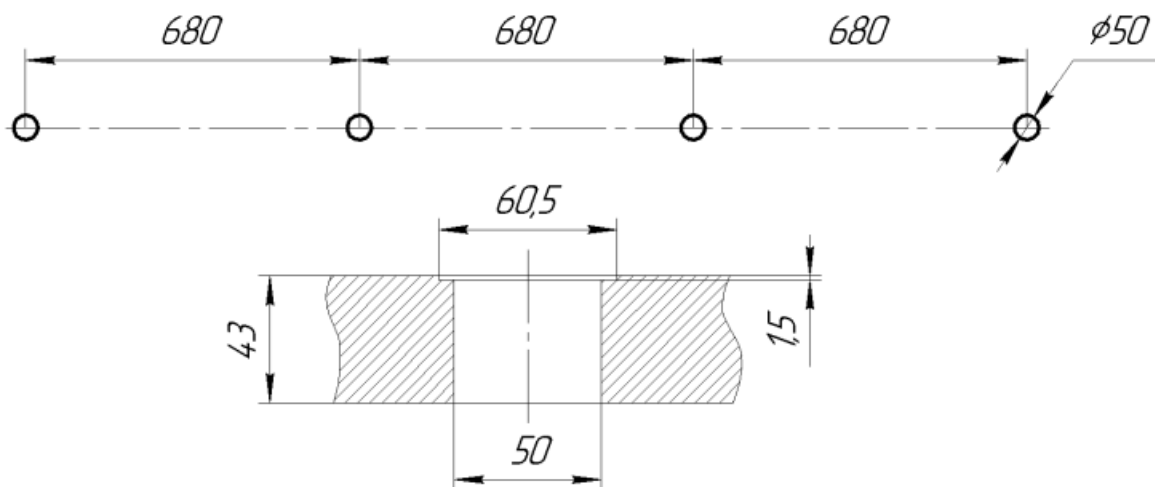


Рис. 5.3 – Третя група послаблюючих отворів.

Таблиця 5.3 – Розрахунок коефіцієнта міцності для третьої групи отворів

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Зовнішній діаметр отворів	d1	мм	Рис. 2, стор. 8 [7]	60.5
Внутрішній діаметр	d2			50
Умовний діаметр	d			d2
Мінімальний крок у поздовжньому напрямку	t	мм	Рис. 2, стор. 8 [7]	680
Мінімальний коефіцієнт міцності у поздовжньому напрямку	$\varphi_{1min}$		$\frac{t - d}{t} = \frac{680 - 50}{680}$	0.926
Розрахунковий коефіцієнт міцності третьої групи послаблення	$\varphi_{p3}$		$2,1 \cdot \frac{\varphi_{min}}{1 + \varphi_{min}} = 2,1 \cdot \frac{0,926}{1 + 0,926}$	1.01

Четверта група послаблення (отвори для труб від економайзера, фестона, бокового та фронтального екранів до барабана)

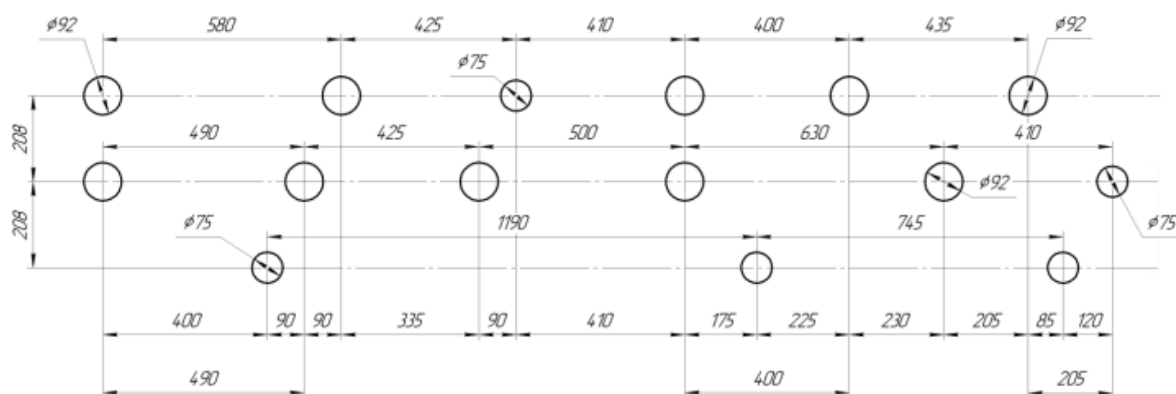


Рис. 5.4 – Четверта група послаблюючих отворів.

Таблиця 5.4 – Розрахунок коефіцієнта міцності для четвертої групи отворів

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Умовний діаметр отворів під труби водяного економайзера	$d^{в.е}$	мм	$d_2^{в.е}$ , Рис. 2, стор. 8 [7]	75
Умовний діаметр отворів під труби третього ряду фестона	$d^{3 рф}$		$d_2^{3 рф}$ , Рис. 2, стор. 8 [7]	75
Умовний діаметр отворів під труби 1- та 2-го рядів фестона	$d^{12 рф}$		$d_2^{12 рф}$ , Рис. 2, стор. 8 [7]	92
Умовний діаметр отворів під труби бокового екрана	$d^{б.е}$		$d_2^{б.е}$ , Рис. 2, стор. 8 [7]	92
Умовний діаметр отворів під труби фронтального екрана	$d^{ф.е}$		$d_2^{ф.е}$ , Рис. 2, стор. 8 [7]	92
Мінімальний коефіцієнт міцності для двох поперечних рядів (з двох отворів)	$\phi_{1min}$		1	$2 \cdot \frac{t_1 - d^{ф.е}}{t_1} = 2 \cdot \frac{208 - 92}{208}$



Продовження таблиці 5.4

1	2	3	4	5
Коефіцієнт міцності для двох поперечних рядів (з двох отворів)	$\varphi_1$	1	$2 \cdot \frac{\varphi_{\min}}{1 + \varphi_{\min}} = 2 \cdot \frac{1.115}{1 + 1.115}$	1,107
Розрахунок першого ряду				
Мінімальний крок у поздовжньому напрямку	$t_{\min}$	мм	Рис. 2, стор. 8 [7]	400
Мінімальний коефіцієнт міцності у поздовжньому напрямку	$\varphi_{1\min}$	1	$\frac{t_{\min} - d^{\phi.e}}{t_{\min}} = \frac{400 - 92}{400}$	0.77
Коефіцієнт міцності для двох суміжних отворів	$\varphi_{1\text{сум}}$	1	$2 \cdot \frac{\varphi_{\min}}{1 + \varphi_{\min}} = 2 \cdot \frac{0,77}{1 + 0,77}$	0.914
Середній діаметр отворів для труб третього ряду фестона та фронтового екрана	$d_{\text{ср}}$	мм	$\frac{d^{3\text{р}\phi} + d^{\phi.e}}{2} = \frac{75 + 92}{2}$	83.5
Коефіцієнти міцності у поздовжньому напрямку	$\varphi_1$	1	$\frac{t^1 - d^{\phi.e}}{t^1} = \frac{580 - 92}{580}$	0.841
	$\varphi_2$		$\frac{t^2 - d^{\phi.e}}{t^2} = \frac{425 - 83,5}{425}$	0.804
	$\varphi_3$		$\frac{t^3 - d^{\phi.e}}{t^3} = \frac{410 - 83,5}{410}$	0.796
	$\varphi_4$		$\frac{t^4 - d^{\phi.e}}{t^4} = \frac{400 - 92}{400}$	0.77
	$\varphi_5$		$\frac{t^5 - d^{\phi.e}}{t^5} = \frac{435 - 92}{315}$	0.789
Середньоарифметичне значення для сусідніх кроків у поздовжньому напрямку	$\varphi_{\text{ср1}}$	1	$\frac{\varphi^1 + \varphi^2}{2} = \frac{0,841 + 0,796}{2}$	0.8225
	$\varphi_{\text{ср2}}$		$\frac{\varphi^2 + \varphi^3}{2} = \frac{0,804 + 0,796}{2}$	0.8
	$\varphi_{\text{ср3}}$		$\frac{\varphi^3 + \varphi^4}{2} = \frac{0,796 + 0,77}{2}$	0.783
	$\varphi_{\text{ср4}}$		$\frac{\varphi^4 + \varphi^5}{2} = \frac{0,77 + 0,789}{2}$	0.7795
мінімальне значення	$\varphi_{\text{ср min}}$	1	Найменше серед $\varphi_{\text{ср1}}, \varphi_{\text{ср2}}, \varphi_{\text{ср3}}, \varphi_{\text{ср4}}$	0.7795
Коефіцієнт міцності першого поздовжнього ряду отворів	$\varphi_2$	1	Найменше з $\varphi_{1\text{н}\phi 1}$ та $\varphi_{\text{ср min}}$	0.7795

Продовження таблиці 5.4

1	2	3	4	5
Розрахунок другого ряду				
Мінімальний крок у поздовжньому напрямку	t <sub>min</sub>	мм	Рис. 2, стор. 8 [7]	410
Середній діаметр отворів для труб 1-го і 2-го рядів фестоно та 3-го ряду фестоно	d <sub>cp</sub>	мм	$\frac{d^{12\text{ рф}} + d^{3\text{ рф}}}{2} = \frac{92 + 75}{2}$	83.5
Мінімальний коефіцієнт міцності у поздовжньому напрямку	φ <sub>1min</sub>	1	$\frac{t_{\min} - d_{cp}}{t_{\min}} = \frac{410 - 83,5}{410}$	0.796
Коефіцієнт міцності для двох суміжних отворів	φ <sub>1cy<sub>м</sub></sub>	1	$2,1 \cdot \frac{\varphi_{1\min}}{1 + \varphi_{1\min}} = 2,1 \cdot \frac{0,796}{1 + 0,796}$	0.931
Коефіцієнти міцності у поздовжньому напрямку	φ <sub>1</sub>	1	$\frac{t^1 - d^{12\text{ } \partial\partial}}{t^1} = \frac{490 - 92}{490}$	0.812
	φ <sub>2</sub>		$\frac{t^2 - d^{12\text{ } \partial\partial}}{t^2} = \frac{425 - 92}{425}$	0.784
	φ <sub>3</sub>		$\frac{t^3 - d^{12\text{ } \partial\partial}}{t^3} = \frac{500 - 92}{500}$	0.816
	φ <sub>4</sub>		$\frac{t^4 - d^{12\text{ } \partial\partial}}{t^4} = \frac{630 - 92}{630}$	0.854
	φ <sub>5</sub>		$\frac{t^5 - d^{12\text{ } \partial\partial}}{t^5} = \frac{410 - 83,5}{410}$	0.796
Середньоарифметичне значення для сусідніх кроків у поздовжньому напрямку	φ <sub>cp1</sub>	1	$\frac{\varphi^1 + \varphi^2}{2} = \frac{0,812 + 0,784}{2}$	0.798
	φ <sub>cp2</sub>		$\frac{\varphi^2 + \varphi^3}{2} = \frac{0,784 + 0,816}{2}$	0.8
	φ <sub>cp3</sub>		$\frac{\varphi^3 + \varphi^4}{2} = \frac{0,816 + 0,854}{2}$	0.835
	φ <sub>cp4</sub>		$\frac{\varphi^4 + \varphi^5}{2} = \frac{0,854 + 0,796}{2}$	0.825
мінімальне значення	φ <sub>ср<sub>т<sub>п</sub></sub></sub>	1	Найменше серед φ <sub>ср1</sub> , φ <sub>ср2</sub> , φ <sub>ср3</sub> , φ <sub>ср4</sub>	0.798
Коефіцієнт міцності першого поздовжнього ряду отворів	φ <sub>з</sub>	1	Найменше з φ <sub>1п<sub>о<sub>і</sub></sub></sub> та φ <sub>ср min</sub>	0.798
Коефіцієнт міцності першого та другого поздовжніх рядів				
Розрахунковий коефіцієнт міцності першого та другого поздовжніх рядів	φ <sub>4</sub>	1	Найменше з φ <sub>2</sub> та φ <sub>з</sub>	0.7795

Продовження таблиці 5.4

1	2	3	4	5
Коефіцієнти міцності в косому напрямку				
Параметр m	m <sub>1</sub>	1	$\frac{d_1}{a'_1} = \frac{208}{490}$	0.4245
	m <sub>2</sub>		$\frac{d_1}{a'_3} = \frac{208}{90}$	2.3111
	m <sub>3</sub>		$\frac{d_1}{a'_4} = \frac{208}{335}$	0.6209
	m <sub>4</sub>		$\frac{d_1}{a'_5} = \frac{208}{90}$	2.3111
	m <sub>5</sub>		$\frac{d_1}{a'_6} = \frac{208}{410}$	0.5073
	m <sub>6</sub>		$\frac{d_1}{a'_8} = \frac{208}{400}$	0.52
	m <sub>7</sub>		$\frac{d_1}{a'_9} = \frac{208}{230}$	0.9043
	m <sub>8</sub>		$\frac{d_1}{a'_{10}} = \frac{208}{205}$	1.0146
	m <sub>9</sub>		$\frac{d_1}{a'_{12}} = \frac{208}{205}$	1.0146
Коефіцієнти міцності в косому напрямку	φ <sub>51</sub>	1	$\frac{1 - \frac{d}{a'_1} \cdot \frac{1}{\sqrt{1+m^2}}}{\sqrt{1+0,75 \cdot \left(\frac{m^2}{1+m^2}\right)^2}} = \frac{1 - \frac{92}{490} \cdot \frac{1}{\sqrt{1+0,4245^2}}}{\sqrt{1+0,75 \cdot \left(\frac{0,4245^2}{1+0,4245^2}\right)^2}}$	0.82
	φ <sub>52</sub>		$\frac{1 - \frac{d}{a'_1} \cdot \frac{1}{\sqrt{1+m^2}}}{\sqrt{1+0,75 \cdot \left(\frac{m^2}{1+m^2}\right)^2}} = \frac{1 - \frac{92}{90} \cdot \frac{1}{\sqrt{1+2,3111^2}}}{\sqrt{1+0,75 \cdot \left(\frac{2,3111^2}{1+2,3111^2}\right)^2}}$	0.48
	φ <sub>53</sub>		$\frac{1 - \frac{d}{a'_1} \cdot \frac{1}{\sqrt{1+m^2}}}{\sqrt{1+0,75 \cdot \left(\frac{m^2}{1+m^2}\right)^2}} = \frac{1 - \frac{92}{335} \cdot \frac{1}{\sqrt{1+0,6209^2}}}{\sqrt{1+0,75 \cdot \left(\frac{0,6209^2}{1+0,6209^2}\right)^2}}$	0.745
	φ <sub>54</sub>		$\frac{1 - \frac{d}{a'_1} \cdot \frac{1}{\sqrt{1+m^2}}}{\sqrt{1+0,75 \cdot \left(\frac{m^2}{1+m^2}\right)^2}} = \frac{1 - \frac{92}{90} \cdot \frac{1}{\sqrt{1+2,3111^2}}}{\sqrt{1+0,75 \cdot \left(\frac{2,3111^2}{1+2,3111^2}\right)^2}}$	0.51
	φ <sub>55</sub>		$\frac{1 - \frac{d}{a'_1} \cdot \frac{1}{\sqrt{1+m^2}}}{\sqrt{1+0,75 \cdot \left(\frac{m^2}{1+m^2}\right)^2}} = \frac{1 - \frac{92}{410} \cdot \frac{1}{\sqrt{1+0,5073^2}}}{\sqrt{1+0,75 \cdot \left(\frac{0,5073^2}{1+0,5073^2}\right)^2}}$	0.806
	φ <sub>56</sub>		$\frac{1 - \frac{d}{a'_1} \cdot \frac{1}{\sqrt{1+m^2}}}{\sqrt{1+0,75 \cdot \left(\frac{m^2}{1+m^2}\right)^2}} = \frac{1 - \frac{92}{400} \cdot \frac{1}{\sqrt{1+0,52^2}}}{\sqrt{1+0,75 \cdot \left(\frac{0,52^2}{1+0,52^2}\right)^2}}$	0.783
	φ <sub>57</sub>		$\frac{1 - \frac{d}{a'_1} \cdot \frac{1}{\sqrt{1+m^2}}}{\sqrt{1+0,75 \cdot \left(\frac{m^2}{1+m^2}\right)^2}} = \frac{1 - \frac{92}{230} \cdot \frac{1}{\sqrt{1+0,9043^2}}}{\sqrt{1+0,75 \cdot \left(\frac{0,9043^2}{1+0,9043^2}\right)^2}}$	0.655

	φ <sub>58</sub>		$\frac{1 - \frac{d}{a_1} \cdot \frac{1}{\sqrt{1+m^2}}}{\sqrt{1+0,75 \cdot \left(\frac{m^2}{1+m^2}\right)^2}} = \frac{1 - \frac{92}{205} \cdot \frac{1}{\sqrt{1+1,0146^2}}}{\sqrt{1+0,75 \cdot \left(\frac{1,0146^2}{1+1,0146^2}\right)^2}}$	0.627
	φ <sub>59</sub>		$\frac{1 - \frac{d}{a_1} \cdot \frac{1}{\sqrt{1+m^2}}}{\sqrt{1+0,75 \cdot \left(\frac{m^2}{1+m^2}\right)^2}} = \frac{1 - \frac{92}{205} \cdot \frac{1}{\sqrt{1+1,0146^2}}}{\sqrt{1+0,75 \cdot \left(\frac{1,0146^2}{1+1,0146^2}\right)^2}}$	0.654
Середні значення коефіцієнта міцності в косому напрямку для кожних двох сусідніх проекцій косих кроків	φ <sub>ср1</sub>	1	$\frac{\varphi_{51} + \varphi_{52}}{2} = \frac{0,82 + 0,48}{2}$	0.65
	φ <sub>ср2</sub>		$\frac{\varphi_{52} + \varphi_{53}}{2} = \frac{0,48 + 0,745}{2}$	0.613
	φ <sub>ср3</sub>		$\frac{\varphi_{53} + \varphi_{54}}{2} = \frac{0,745 + 0,51}{2}$	0.628
	φ <sub>ср4</sub>		$\frac{\varphi_{54} + \varphi_{55}}{2} = \frac{0,51 + 0,806}{2}$	0.658
	φ <sub>ср5</sub>		$\frac{\varphi_{55} + \varphi_{56}}{2} = \frac{0,806 + 0,783}{2}$	0.795
	φ <sub>ср6</sub>		$\frac{\varphi_{56} + \varphi_{57}}{2} = \frac{0,783 + 0,655}{2}$	0.719
	φ <sub>ср7</sub>		$\frac{\varphi_{57} + \varphi_{58}}{2} = \frac{0,655 + 0,627}{2}$	0.641
	φ <sub>ср8</sub>		$\frac{\varphi_{58} + \varphi_{59}}{2} = \frac{0,627 + 0,654}{2}$	0.641
мінімальне значення φ <sub>ср</sub>	φ <sub>срmin</sub>	1	Найменше серед φ <sub>ср1</sub> – φ <sub>ср8</sub>	0.613
мінімальне значення φ <sub>5</sub>	φ <sub>5min</sub>	1	Найменше серед φ <sub>51</sub> – φ <sub>59</sub>	0.48
Розрахункове значення φ для двох суміжних отворів в косому напрямку	φ <sub>сум</sub>	1	$\frac{2,1 \cdot \varphi_{5min}}{1 + \varphi_{5min}} = \frac{2,1 \cdot 0,48}{1 + 0,48}$	0.681
Розрахунковий коефіцієнт міцності зубчатого ряду між 1-м та 2-м поздовжніми рядами отворів	φ' <sub>р4</sub>	1	Найменше серед φ <sub>1</sub> , φ <sub>4</sub> , φ <sub>ср min</sub> , φ <sub>п'обі</sub>	0.613

Оскільки третій ряд складається з отворів, що мають менший діаметр і розташовані між собою на більшій відстані, ніж отвори першого ряду, то коефіцієнт міцності між 2-м та 3-ім поздовжніми рядами є більшим за коефіцієнт міцності між 1-м та 2-м поздовжніми рядами. Тому в якості розрахункового коефіцієнта міцності четвертої групи послаблення приймаємо φ'<sub>р4</sub>.

Розрахунок товщини стінки барабана Розрахунок товщини стінки барабана  
представлено у таблиці 5.5

Таблиця 5.5 – Розрахунок товщини стінки барабана

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Розрахунковий коефіцієнт міцності барабана	$\varphi$	1	Найменше серед $\varphi_{p1}, \varphi_{p2}, \varphi_{p3}, \varphi_{p4}$	0.613
Розрахунковий тиск	P	МПа	$P_{\dot{a}}$	4.62
Розрахункова температура стінки барабана	$t_{ст}$	°C	f(P), Таблица XXIII Удельные объёмы и энтальпии СНП и воды на кривой	256
Номінальне допустиме напруження матеріалу	$\sigma_{доп}^*$	МПа	f( $t_{ст}$ ), сталь 20К	130.6
Коефіцієнт, що враховує умови роботи матеріалу	$\eta$	1	1 (для курсових проектів)	1
Допустиме напруження матеріалу	$\sigma_{доп}$	МПа	$\eta \cdot \sigma_{доп}^* = 1 \cdot 130,6$	130.6
Розрахункова товщина стінки барабана без надбавки С	S – C	мм	$\frac{P \cdot D_{вн}}{2 \cdot \varphi \cdot \sigma_{доп} - P} = \frac{4,4 \cdot 1500}{2 \cdot 0,613 \cdot 130,6 - 4,4}$	44.57
Надбавка на товщину барабана	C	мм	Товщина сталюого листа для барабана перевищує 20 мм, тому C = 0	0
Товщина стінки барабана	S	мм	Приймаємо	45

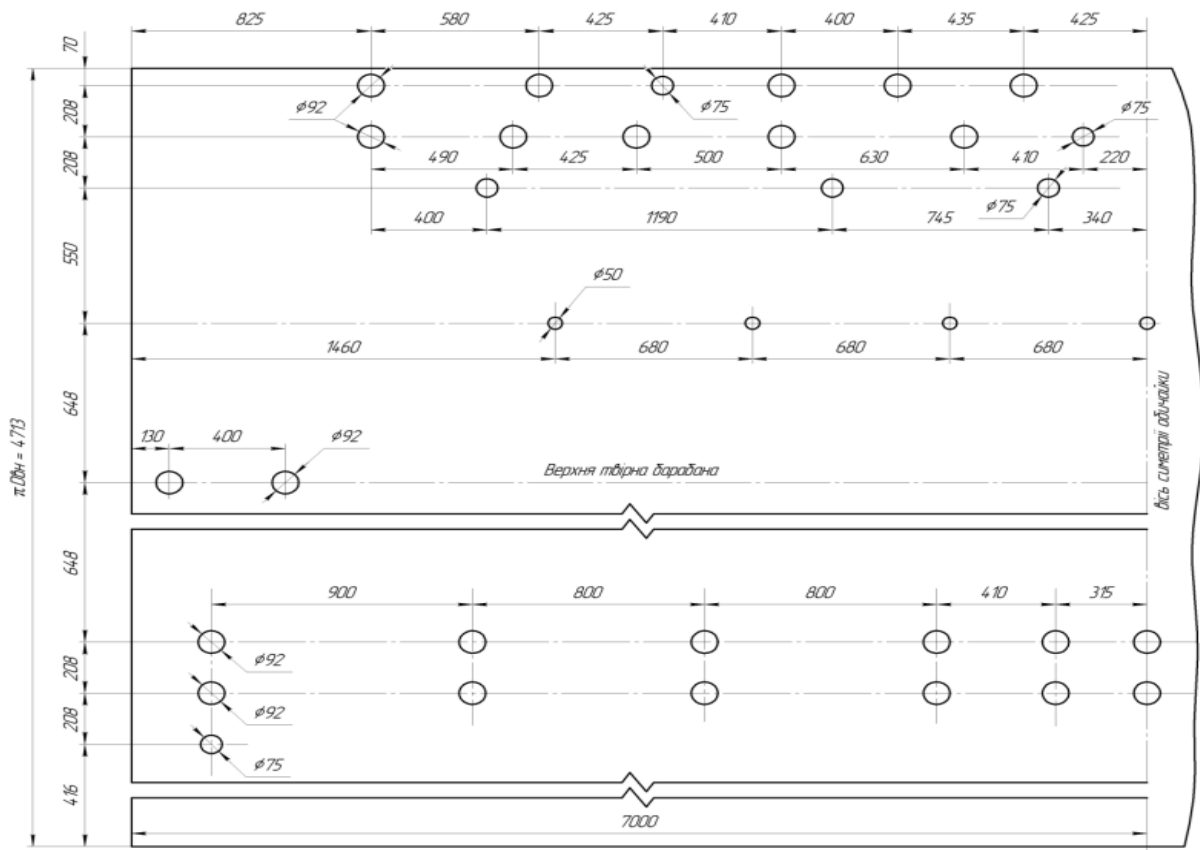


Рис. 5.5 – Розгортка барабана.

5.2 Розрахунок на міцність еліптичного днища барабана Розрахунок на міцність еліптичного днища барабана наведено у таблиці 5.6 , а еліптичні днища зображено на рисунку 5.6

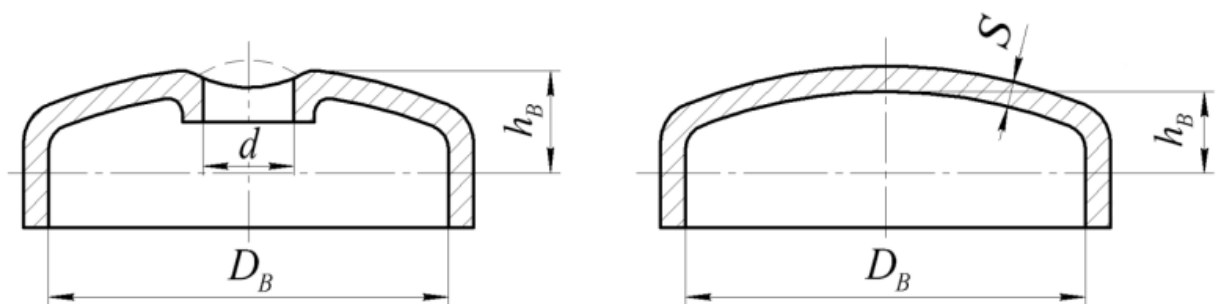


Рис. 5.6 – Еліптичні днища.

					<b>TK81.465.0003.156 ПЗ</b>	Арк.
						87
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.6 – Розрахунок на міцність еліптичного днища барабана

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Попередньо прийнята товщина стінки днища з отворами	S – C	мм	Приймаємо	45
Розрахунковий коефіцієнт міцності днища без отворів	φ	1	1	1
Розрахунковий коефіцієнт міцності з отворами	φ <sub>отв</sub>	1	$\frac{2}{1,25A + 1,5} = \frac{2}{1,25 \cdot 1,732 + 1,5}$	0.546
Параметр А	A		$\frac{d}{\sqrt{D_B \cdot (S - C)}} = \frac{450}{\sqrt{1500 \cdot 45}}$	1.732
Діаметр отвору	d	мм	Ескіз котла	450
Висота днища	h <sub>B</sub>	мм	Ескіз котла	400
Номінальне допустиме напруження матеріалу	σ <sub>доп</sub> *	МПа	f(t <sub>ст</sub> ), сталь 20К	130.6
Коефіцієнт, що враховує умови роботи матеріалу	η	1	1 (для курсових проектів)	1
Допустиме напруження матеріалу	σ <sub>доп</sub>	МПа	η · σ <sub>доп</sub> * = 1 · 130,6	130.6
Розрахунковий тиск	P	МПа	P <sub>б</sub>	4.62
Розрахункова товщина стінки днища без отворів	S – C	мм	$\frac{P \cdot D}{4 \cdot \varphi_{отв} \cdot \sigma_{доп} - P} \cdot \frac{D}{2 \cdot h} = \frac{4,4 \cdot 1500}{4 \cdot 1 \cdot 130,6 - 4,4} \cdot \frac{1500}{2 \cdot 400}$	25.1
Розрахункова товщина стінки днища з отворами	(S – C) <sub>отв</sub>		$\frac{P \cdot D}{4 \cdot \varphi_{отв} \cdot \sigma_{доп} - P} \cdot \frac{D}{2 \cdot h} = \frac{4,4 \cdot 1500}{4 \cdot 0,546 \cdot 130,6 - 4,4} \cdot \frac{1500}{2 \cdot 400}$	16.31
Прибавка на товщину колектора	C		Товщина стінки днища барабана перевищує 20 мм, тому C = 0	0
Товщина стінки днища без отворів	S		(S – C) + C = 23,89 + 0	25.1
Товщина стінки днища з отворами	S		(S – C) <sub>отв</sub> + C = 44,07 + 0	46.31
Товщина стінки днища без отворів	S		Приймаємо	26
Товщина стінки днища з отворами	S		Приймаємо	47

TK81.465.0003.156 ПЗ

Арк.

88

5.3 Розрахунок на міцність стінки труби пароперегрівача Розрахунок на міцність стінки труби пароперегрівача наведено у таблиці 5.7

Таблиця 5.7 – Розрахунок на міцність стінки труби пароперегрівача

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Температурний напір пароперегрівача	$\Delta t$	$^{\circ}\text{C}$	Таблиця 2.16	563.44
Коефіцієнт теплопередачі для пароперегрівача	K	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$		130.36
Максимальне питоме теплосприйняття в розрахунковому перерізі труби	$q_{\text{max}}$	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$	$1,25 \cdot K \cdot \Delta t = 1,25 \cdot 67,49 \cdot 530,1$	90343.55
Ентальпія пари на вході до пароперегрівача	$i'_{\text{п.п.1}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$i''_{\text{с.п}}$	2827.7
Поверхня нагріву пароперегрівача	H	$\text{м}^2$	2.7 Розрахунок пароперегрівача	150.88
Ентальпія пари на виході у розрахунковому перерізі труби	$i''$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$i'_{\text{п.п.1}} + \frac{q_{\text{max}} \cdot H}{D}$	3850.1
Середній тиск у пароперегрівачі	P	Мпа	2.7 Розрахунок пароперегрівача	4.305
Температура робочого тіла в розрахунковому перерізі труби	$t_{\text{ср}}$	$^{\circ}\text{C}$	$f(P; i'')$ , Таблиця XXV, стор. 189 [1]	358.79
Перевищення температури пари над середньою в розрахунковому перерізі	$\delta_t$	$^{\circ}\text{C}$	п. 8 – 03 [1]	0



Продовження таблиці 5.7

1	2	3	4	5
Коефіцієнт теплопровідності металу стінки	$\lambda_m$	$\frac{Вт}{м \cdot К}$	$f(t_{cp})$ , Сталь Х18Н10Т, Таблиця 8-1, стор. 80 [1]	20.6
Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до пари	$a_2$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	Таблиця 2.17	417.15
Коефіцієнт відношення діаметрів	$\beta$	1	$\frac{d}{d_{вн}} = \frac{32}{26}$	1.23
Критерій	$Bi$	1	$\frac{a_2 \cdot d_{пн}}{2 \cdot \lambda_m} = \frac{338,25 \cdot 0,026}{2 \cdot 20,6}$	0.263
Коефіцієнт розтікання тепла	$\mu$	1	$f(Bi; \beta)$ , Номограма 24, стор. 244 [1]	0.82
Температура стінки металу труби	$t_{ст}$	°C	$t_{cp} + \delta t + \beta \cdot \mu \cdot q_{max} \cdot \left( \frac{\delta}{\lambda_i} \cdot \frac{1}{1+\beta} + \frac{1}{a_2} \right) =$ $= 435,5 + 0 + 1,23 \cdot 0,82 \cdot 44005 \cdot$ $\cdot \left( \frac{0,003}{21,8} \cdot \frac{1}{1 + 1,23} + \frac{1}{338,25} \right)$	583.2
Номінальне допустиме напруження матеріалу	$\sigma_{доп}^*$	МПа	$f(t_{cm})$ , Сталь Х18Н10Т, Таблиця 10- 1, стор. 160 [8]	76.4
Коефіцієнт, що враховує умови роботи матеріалу	$\eta$	1	Для труб пароперегрівача	1
Допустиме напруження матеріалу	$\sigma_{доп}$	МПа	$\eta \cdot \sigma_{доп}^* = 1 \cdot 76,4$	76.4
Розрахункова товщина стінки труби без урахування прибавки	$S - C$	мм	$\frac{P \cdot D}{4 \cdot \varphi_{отв} \cdot \sigma_{доп} - P} = \frac{4,2 \cdot 26}{2 \cdot 01 \cdot 76,4 - 4,2}$	0.75
Прибавка до товщини стінки труби	$C$	мм	$S - C < 20$ мм	0.5
Мінімальна товщина стінки труби	$S$	мм	$(S - C) + C = 0,66 + 0,5$ $S_{mp} = 3$	1.25

#### 5.4 Розрахунок на міцність стінки вихідної камери пароперегрівача

Розрахунок на міцність стінки вихідної камери пароперегрівача представлено у таблиці 5.8

Таблиця 5.8 – Розрахунок на міцність стінки вихідної камери пароперегрівача

Величина	Позна-чення	Одини-ця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Умовний діаметр отвору для трубки пароперегрівача	$d_y$	мм	$d + 0,5 = 23 + 0,5$	32,5
Поперечний крок	$S_1$	мм	Таблиця 2.15	150
Поздовжній крок	$S_2$	мм		56
Температура стінки вихідної камери	$t_{ст}$	°С	$t_{п}$	435
Номінальне допустиме напруження матеріалу	$\sigma_{аіі}^*$	МПа	$f(t_{см})$ , Сталь20, Таблиця 10-1, стор. 160 [8]	108
Коефіцієнт, що враховує умови роботи матеріалу	$\eta$	1	Для вихідної камери	1
Допустиме напруження матеріалу	$\sigma_{доп}^*$	МПа	$\eta \cdot \sigma_{аіі}^* = 1 \cdot 108$	108
Коефіцієнт міцності у поперечному напрямку	$\varphi_1$	1	$\frac{S_1 - d_y}{S_1} = \frac{75 - 32,5}{75}$	0,78
Коефіцієнт міцності у поздовжньому напрямку	$\varphi_2$	1	$\frac{S_2 - d_y}{S_2} = \frac{56 - 32,5}{56}$	0,42
Коефіцієнт міцності	$\varphi$	1	Найменше з $\varphi_1$ та $\varphi_2$	0,42
Розрахунковий тиск	$P$	МПа	$P_{п}$	4,2
Внутрішній діаметр камери	$D_{вн}$	мм	Прототип котла	241
Розрахункова товщина стінки камери без урахування прибавки	$S - C$	мм	$\frac{D \cdot D_{аіі}}{2 \cdot \sigma_{аіі}^* \cdot \varphi - P} = \frac{4 \cdot 241}{2 \cdot 108 \cdot 0,42 - 4}$	11,7
Прибавка до товщини камери	$C$	мм	$S - C < 20$ мм	0,5
Товщина стінки камери	$S$	мм	$(S - C) + C = 11,7 + 0,5$	12,2

б Двоступеневе випаровування, причини утворення відкладень та способи їх усунення.

### 6.1 Причини утворення відкладень в пароводяному тракті котла.

Відкладення утворюються за рахунок домішок у воді, що проходячи циркуляцію в контурах підьомних труб випаровуються. Відкладення появляються після досягнення межі розчинності домішок у воді. Ріст відкладень прямопропорційний розчинності домішок.

Суть появи відкладеннь полягає в тому, що при контакті тіплоносія, тобїж котлової води, з поверхгями нагрїву відбувається процес кристалізації або за рахунок абсорбції чи хвичайного механїчного заципу. Абсорбція являє собою процес поглинання пари та газів поверхнею нагрїву чи верхнім шаром рїдини. Від кількості невідфїльтрованих домішок, температур потоку та поверхонь нагрїву залежить величина утворених домішок. Кристалізаційним процес складається з двох стадїй. Перш за все появляється центр зародження кристалїчних відкладень, а потїм їх нарїст. Цей нарїст визначають двома способами: дифузїєю частин та введення їх у визначене положення кристалїв.

Відкладення в пароводяному тракті являються найбїльшими складностями. Найчастїше вони утворюються у високотемпературних зонах котла, що обумовлене пїдвищенням температури та значного пїдвищення термїчного опору муталу.

Тип котла впливає на характер утворення відкладеннь. В даннїй роботї розглянутий барабанний котел.

Найгїрше та, нажаль, найчасстїше відкладення зустрїчаються на внутрїшнїх поверхнях труб, що спричиняє корозїю, перегрїв участків металу та падїння ккд котла. Також відкладення можуть спричинити неполадки трубопропду та призвести до невідкладность ремонту або заміни його частин навколо яких

					TK81.465.0003.156 ПЗ	Арк.
						92
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

існують нерушійні зони поверхонь, що піддаються діям сил електричної взаємодії Вандерваальса.

При наднормовому перенасиченні робочого тіла домішками мінеральних солей дифузія речовини на поверхні кристалічних відкладень виступає в ролі лімітової стадії в той час як роль процесу кристалізації росте з падіння перенасиченності.

Корозія металу також негативно впливає на ріст кількості утворених відкладень.

В барабанних котлах при докритичному тиску росте доля залізооксидних відкладень. Оксиди заліза потрапляючи в робоче тіло перетворюються на магетит  $Fe_3O_4$ , що являє собою основу залізооксидних відкладень. В шламових відкладеннях також утворюються інші форми оксидів  $Fe_2O_3$ .

Розчинність магнетиту зменшується з ростом температур, значна частина оксидів заліза знаходиться не в істинно розчиненому стані, а в дисперсному. Тому відкладення можуть утворюватися не тільки за рахунок якості робочого тіла чи його солевмісту, а також за рахунок кристалізації та електричних процесів, що проходять в цих зонах. Електричний заряд переноситься за рахунок дисперсійних частинок, що осідають на поверхні нагріву утворюючи відкладення.

Карбонатні відкладення утворюються в зонах нагріву води з домішками та її випаровування на поверхнях теплообмінних апаратів. Причиною появи карбонатних відкладень являється надвисока концентрація магнію та кальцію розчинених у воді разом з іншими мінеральними солями. Жорсткість води виростає з ростом цих солей.

До шламу відносяться випадаючі речовини у виді рухомого осадку, що мають можливість утворювати вторинну накипь, прикипаючи до поверхонь труб. Надлишкова концентрація солей виступає основною причиною утворення шламу. Випаровування робочого тіла та подача живильної води з більш високим солевмістом створюють комфортні умови для утворення шламу.

На швидкість утворення відкладень впливає:

					TK81.465.0003.156 ПЗ	Арк.
						93
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Концентрація домішок залежить від кристалізації речовини на стінці. Різниця  $C_{\text{п}} C_{\text{ст}}$  впливає на інтенсивність наросту відкладень на стінці, де  $C_{\text{п}}$  – це середня концентрація домішок в потоці. Зі збільшенням  $C_{\text{п}}$  швидкість росту відкладень, а через них і температури виростають.

- Вплив дифузійних процесів залежить від індивідуальних якостей домішок, в'язкості розчину, розміру домішок та температура поправочного коефіцієнту.

- Щільність теплового потоку впливає на утворення відкладень за рахунок збільшення температури стінки та рідини в солі перед стінкою, коефіцієнт дифузії збільшується, зменшується товщина в'язкого підслою, збільшується значення градієнтів температури та концентрації домішок, що призводить до росту швидкості прилягання наростів відкладень до стінки. Все це призводить до швидкого росту відкладень на поверхнях нагріву.

- Швидкість потоку в свою чергу призводить до посилення турбулентності потоку та, відповідно, росту швидкості появи відкладень. Але з іншого боку висока швидкість потоку призводить до підвищення швидкості змивання відкладень та зменшення їх кількості на стінках. Тому зберігається тенденція, що висока швидкість потоку позитивно впливає на винос відкладень та шламу.

Внутрішні відкладення класифікують по чотирьом групам – цезалізооксидні, лужноземельні, відкладення сполук міді, силікатні відкладення.

- Відкладення сполук міді. Оксиди міді появляються у живильній воді в результаті корозії латуневих труб конденсатора або деталей насоса до складу яких входить мідь. В лужноземельній котловій воді мідь знаходиться в розчиненому стані у виді комплексних з'єднань. Ці з'єднання руйнуються та утворюють іони міді, які відновлюються на поверхні труб з високими тепловими навантаженнями. В результаті цього появляються нарости міді, навколо яких відкладаються оксиди заліза та інші речовини.

- Лужноземельні відкладення. До складу лужноземельних відкладень входять суміші кальцію та магнію, що попадають в живильну воду шляхом

					<b>TK81.465.0003.156 ПЗ</b>	Арк.
						94
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

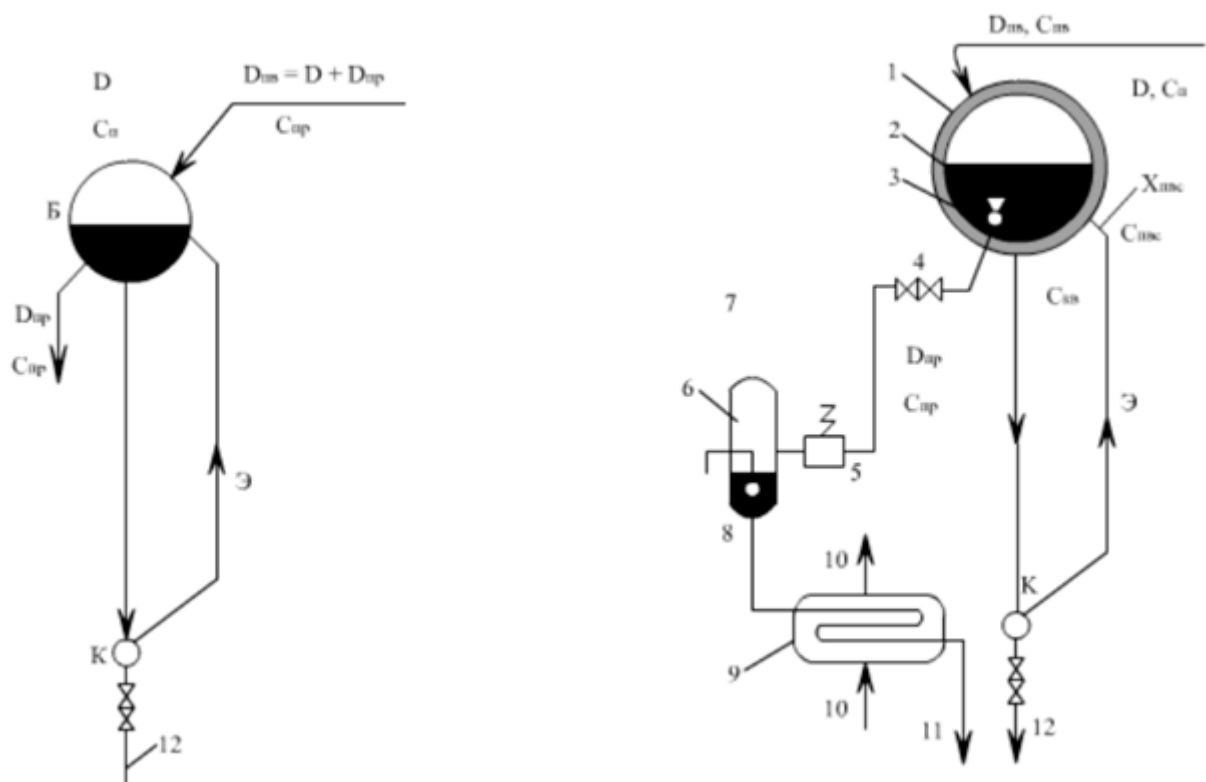
поновлення води або присмоків зі сторони конденсатора. Найчастіше в котловій воді зустрічаються такі елементи як: силікат кальцію ( $CaSiO_3$ ), сульфат кальцію ( $CaSO_4$ ), карбонат кальцію ( $CaCO_3$ ), хлорид кальцію ( $CaCl_2$ ). Інтенсивність відкладення кальцію та магнію відповідно залежать від концентрації  $Ca_{2+}$  та аніонів розчинності.

Є можливими накипи різного типу, що залежить від складу домінуючих домішок. Розрізняють так домішки, що провокують накип: сульфат кальцію ( $CaSO_4$ ), карбонат кальцію ( $CaCO_3$ ) та фосфатні кислони ( $Ca_3(PO_4)_2$ ). Карбонатні відкладення нарастають у формі щільних кристалевих накипів на поверхнях нагріву, де відсутнє кипіння.

- Залізолкисидні відкладення складаються з оксидів заліза ( $Fe_2O_3$ ,  $Fe_3O_4$ ), фосфатів заліза ( $Fe_3(PO_4)_2$ ), ферофосфатів натрію ( $NaFePO_4$ ). Найчастіше зустрічаються в котлах високого тиску, а саме в трубах солевих відділів. Основною причиною утворення залізооксидних відкладень є внесення молекул заліза разом з живильною водою. Утворення цих відкладень потребує високої концентрації фосфатів заліза.
- Силікатні відкладення утворюють накип, до мінерального складу якого входять не тільки катіони магнію та кальцію як в попередніх прикладах відкладень, але також з катіонами алюмінію, заліза та натрію.

Для зниження утворення відкладень та регулювання концентрації солей у воді та насиченій парі в пороводяному тракті котла застосовують продувку або видалення частини котлової води, що має більший вміст домішок.

					TK81.465.0003.156 ПЗ	Арк.
						95
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



1 – барабан котла; 2 – точки відбіру неперервної продувки; 3 – збірний колектор неперервної продувки; 4 – запірні канали; 5 – клапани регулювання продувки; 6 - розширювач; 7 – відвід пари в деаератор; 8 – відвід продувної води; 9 – поверхневий теплообмінник; 10 – теплоспускаюча вода; 11 – дренаж охолодженої продувної води; 12 – періодична продувка та дренаж котла.

Рис. 6.1 - Схема, що слугує прикладом проведення продувки.

В барабаних котлах застосовують такі методи попередження утворення накипу та відкладень:

- Обробка внутрішньої котлової води;
- Глибоке пом'якшення живильної води;
- Усунення присмоків охолоджуючої води;
- Запобігання забрудненню живильної води.

Присмоки являють собою постійну проблему яка враховується у відсотковому значенні та приймається в залежності від кількості пари. На практиці величина жорсткості використовується найчастіше для усунення присмоків у котлі.

Для знешкодження накипоутворення застосовують корекційну або внутрішньокотлову обробку води. Корекційна обробка води створює умови для котлової води коли накипаючі відкладення видаляються формою неприкипаючого шламу. Цього досягають постійним підтриманням в котловій воді концентрації іонів  $CO_3^{2-}$  та  $OH^-$  або  $PO_4^{2-}$  та  $OH^-$ , лужний та фосфатний режими відповідно.

Процес видалення відкладень з поверхни нагріву проводять двома різними способами (хімічним та механічним). У тих випадках коли цього недостатньо для видалення шламу, то застосовують комбіновану доочистку.

Суть механічної очистки полягає у застосуванні накипоочищувальних головок різноманітної конструкції для видалення накипу/відкладень. Механічна орчистка застосовується на парових котлах низького тиску, оскільки потребує повної зупинки котлоагрегату на тривалий термін у зв`язку з технічними складнощами такого методу.

На зміну механічній очистки прийшла більш розповсюджена та простіша у своєму використанні хімічно очистка відкладень органічними солями та іншими мінералами.

Метод хімічної очистки полягає в тому, що мінерали вступають у взаємодію зі шламом та розчиняють його. Це дає можливість розчинити раніш нерозчинні солі у звичаній воді та видалити їх промиванням. Таке промивання проводиться застосовуючи мінеральні кислоти, такі як: фосфорна, сірчата чи соляні кислоти вмістом 2-6 %.

Для котлоагрегатів з відкладеннями оксидів заліза застосовубть органічні кислоти. Також органічні кислоти знаходять своє застосування у тих випадках, коли мінеральне очищення являється неможливим через чутливість матеріалу до мінеральних солей. До органічних кислот входять: лимонна, оцтовата щавлева кислоти.

Також при утворенні відкладень/накипів велике значення грає якість води. Для контролю якості та вмісту котлової води застосовують контроль «водно-хімічного режиму».

					<b>TK81.465.0003.156 ПЗ</b>	Арк.
						97
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



## 6.2 Поняття “водно-хімічного режиму” в барабанному котлі

Водон-хімічним режимом називають організування фізико-хімічних процесів, що проходять в межах барабану, що забезпечує обмеження корозії матеріалів конструкції та попереджують утворення накипу та інших відкладень. Це позитивно впливає на економію робочого тіла та чистоти пари.

В барабанному котлі водно-хімічний режим забезпечує надійність, безпечність та економічність тепломеханічного обладнання. Водно-хімічний режим виконує функцію попередження утворення накипу, зниження утворень корозійних відкладень, підтримання мінерального складу робочого тіла та чистоти пари.

В барабанних котлах зачасту використовують пом'якшену воду, що має в основному солі натрію в своєму складі. В результаті присмоків охолоджувальної води в конденсатор потрапляють мінеральні домішки кальцію та магнію, що утворюють кристалічні відкладення через низьку власну розчинність. Під час випаровування робочого тіла та утворення пари випадає солевий/кристалевий осад, при чому чим більший перепад температур тим більша ймовірність випадку осаду на цій ділянці. Домішки магнію та кальцію додатково можуть утворювати нарости шламу, що в залежності до свого складу може прикипати до поверхонь нагріву створюючи корозійні утворення. Відкладення шламу регулюють безперервною або періодичною продувкою.

Водно-хімічний режим застосовують для підтримання хімічного складу теплоносія та забезпечення чистоти пари, що в свою чергу повинне створити умови при яких утворення відкладів солей та інших внутрішніх відкладень буде зведена до мінімуму. Завдяки водно-хімічному режиму можливим стає попередження утворень накипів та появи корозії разом з перегрівом пошкоджених ділянок.

Контроль температур здійснюють за допомогою термопар, що вварюються в зонах підвищених температур екранних труб. За відсутності контролю

					<b>TK81.465.0003.156 ПЗ</b>	Арк.
						98
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

температур металу застосовують вирізку вибіркових контрольних ділянок. Контрольні ділянки вибираються з урахуванням своєрідності котла, його конструкції (розміщення пальників), циркуляції та типу застосованого палива, особливостями режиму топки.

Завданням водно-хімічного режиму є:

- Зниження утворень корозії та ерозії матеріалу труб.
- Підтримання встановленого мінерального балансу домішок в робочому тілі.
- Запобігання утворенню накипів та шламу з солевими відкладеннями в котлі, тракті живильної води та проточної частини турбіни.
- Забезпечення задоної чистоти пари.

Загальні положення та вимоги до водно-хімічного режиму для котлоагрегатів.

Водно-хімічний режим повинен підтримувати цілісність елементів котла та живильного тракту не допускаючи їх пошкоджень внаслідок утворення відкладешь та шламу на внутрішніх поверхнях трубопроводу. Підтримувати контроль лужності котлової води та не допускати її росту до небезпечних меж.

Спосіб обробки живильної води вибирається проектною організацією.

Для котлів за паропродуктивністю менше 0,7 тонн на годину товщина відкладеннь не повинна сягати величини вище ніж 0,5 мм.

					TK81.465.0003.156 ПЗ	Арк.
						99
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### 6.3 Особливості водно-хімічного режиму

Способи організації водяного режиму поділяють на два типи фізико-хімічний та -механічний режими. До хімічного відносять обробку котлової та живильної води мінеральними або, в залежності від матеріалу трубопроводу, органічними кислотами. До механічного належать випаровування та промивка пари або, при необхідності, застосування обох методів.

За допомоги корекційної обробки фосфатами живильної води котлоагрегатів з багатократною циркуляцією створюють умови при яких є можливим виведення шламу внутрішньої частини трьохпроводу хімічним методом за допомоги продувки. В котлоагрегатах з багатократною циркуляцією продувка сумішей, що розчинні у воді буде найраціональнішою. На ТЕС застосовують пристрої самоконтролю солевмісту та іншими комплектами автоматичного контролю змін складу котлової води.

Оскільки повністю позбавитися від корозії на поверхнях нагріву неможливо, то оптимальний водно-хімічний режим надає змогу забезпечити надійність та неперервну експлуатацію обладнання без необхідних зупинок на додаткову очистку на тривалий час. Це досягається за рахунок обмеження внутрішніх відкладень, що визивають підвищення температури стінок труб. Зменшуючи кількість відкладень в проточних частинах турбіни отримують підвищення потужності блоку та подовження терміну експлуатації трубопроводу. Зменшення кількості накипу призводить до зменшення перепад температур та запобігає цим утворення корозії.

Водно-хімічний режим напряму впливає на швидкість утворення відкладень. Це насамперед якість живильної та котлової води та робочі параметри середовища.

Оцінку стану водно-хімічного режиму можна дати по результатам контролю показників якості живильної та котлової води. Об'єм та періодичність цього контролю залежить від місцевих умов експлуатації. Кінцеву оцінку стану водно-хімічного режиму за конкретний період отримують по зміні

					<b>TK81.465.0003.156 ПЗ</b>	Арк.
						100
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

температури металу поверхонь нагріву та забрудненню внутрішньої поверхні трубопроводу.

Для екранних труб вварюють спеціальні температурні вставки зі встроєними термопарами для контролю параметрів температур. Показники термопар виводяться на екрани реєструючого пристрою.

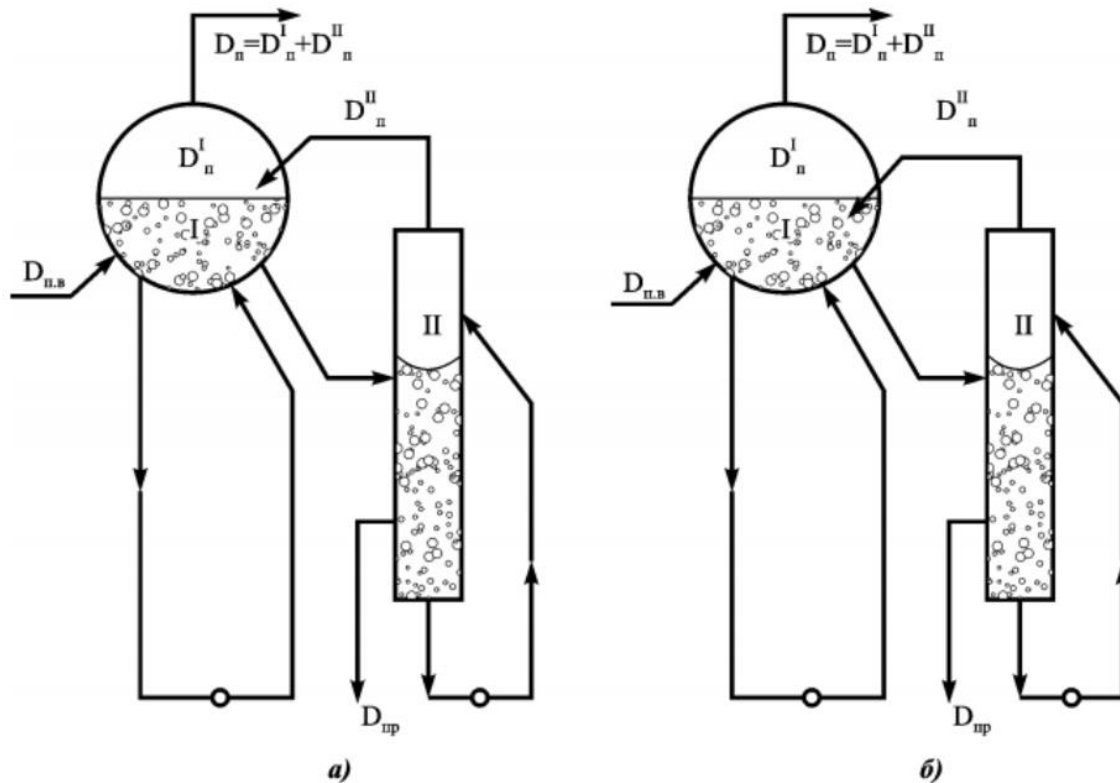


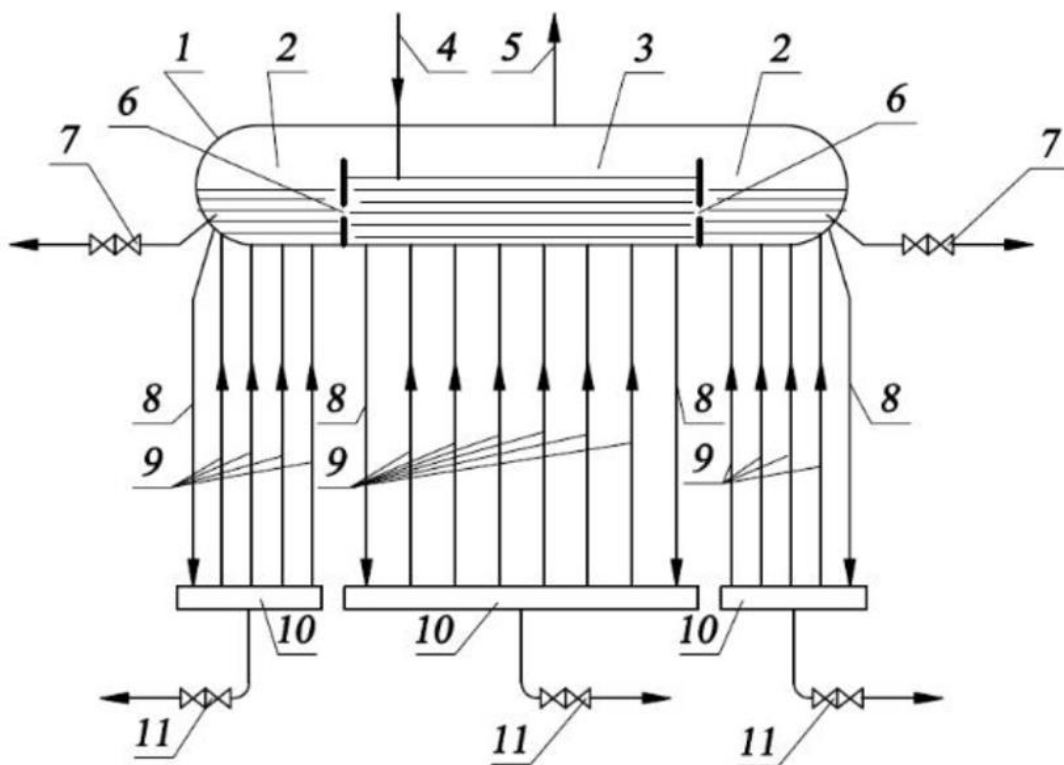
Рис. 6.2 - Схема двоступеневого випаровування та сепарації пари солевого відсіку у виносному циклоні при подачі пари з нього в паровий об'єм барабану (а) або водяного об'єму чистого відсіку (б)

Завдяки тангенцальному підводу пароводяної суміші до вертикального циліндричного корпусу циклона в якому відбувається падіння кінетичної енергії пароводяної суміші. Живильна вода подається до солевого відсіку барабану з якого проводять живлення солевих відсіків у виносних циклонах для двоступеневої та в барабані для трьоступеневої схеми відповідно.

Результатом такої організації ступеневого випаровування окремих контурів парогенератора є контроль солевмісту, лужності та кремнієвмісту живильної

					<b>TK81.465.0003.156 ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		101

води. Ці характеристики ростуть від першої до останньої ступеней . Відносна продувка кожної ступені в такому випадку стає суттєвою навідміну від невеликої продувки парогенератора в цілому. При цьому доля виносу кремнієвої кислоти зменшується через високу гідратну лужність котлової води.



1 – барабан котла; 2- солевий відсік барабана котла; 3 – чистий відсік барабану котла; 4 – подача живильної води; 5 – відведення насиченої пари; 6 – водоперепускний отвір; 7 – безперервна продувка солевих відсіків; 8 – опускні труби циркуляційних контурів екранів; 9 – підйомні труби циркуляційного контуру; 10 – нижні колектори екранів; 11 – періодичне продування нижніх колекторів екранів.

Рис. 6.3 - Приклад організації ступеневого випаровування

					<b>TK81.465.0003.156 ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		102

Котлоагрегати зі ступеневим випаровуванням являють собою звичайний парогенератор з природньою циркуляцією, який встановлений в барабані та колекторах перегородками розділений на декілько самостійних зон контурів циркуляції. Теоретично парогенератор можливо розділити на довільну кількість ступеней, але зачасту обмежуються дво- або трьоступеневими схемами.

При двоступеневому випаровуванні частина парогенератора, до якої подають живильну воду називають чистим відсіком, тобто першою ступеню випаровування. Відповідно робоче тіло з надлишковим солемістом подається до солевих відсіків, що являють собою другу ступінь випаровування.

Двоступеневе випаровування відрізняється від трьоступеневого тим, що в трьоступеневій схемі застосовують чистий та солевий відсік як перші дві ступені.

Барабан в котлі, якщо присутній, потребує клопіткого догляду так само як і відмінної якості перегрітої пари. Від системи сепарації барабану залежить чистота насиченої пари, що відбирається з нього. Сепараційні пристрої в барабанах застосовуються для осушення насиченої пари. У барабані задіяні такі пристрої як: плівкові/жалюзійні сепаратори, циклони ітераційні/внутрішньобарабанні та осаджувальні або дирчасті листи. Барабанний котел обслуговують за допомогою продування з видаленням накопичувального шлаку та різноманітних мінеральних солей. Також здійснюють контроль внутрішньобарабанної води. Цей контроль відбувається за рахунок введення важких елементів, що виводяться разом з надлишком Ca і Mg продувкою. Найкращим способом видалення надлишку важких мінералів з барабанної води є спосіб фосфатування при якому в зону опускних труб вводиться п'яти відсотковий розчин  $Na_3PO_4$ , що виводиться таким самим способом, продувкою барабану.

Також продувка барабану залежить від солемісту та зменшується відповідно до солемісту живильної води.

					<b>TK81.465.0003.156 ПЗ</b>	Арк.
						103
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продувка має також і недоліки – це втрата барабанної води та можливість повернення води з надлишковим солемістом назад у чистий відсік при недостатній циркуляції. Для запобігань цих втрат застосовують ступеневе випаровування з виносними циклонами.

Хорошою альтернативою продувці виступає якраз двоступеневе випаровування з виносними циклонами, що виступають в ролі сепараційних відділів. Для того щоб позбутися перетоку води з більшим солемістом у виносних циклонах обирають заздалегідь об'єми та різницю рівнів. Це надає перевагу для котлів з низькою продуктивністю солевого відсіку.

### 6.5 Ступеневе випаровування в барабані котла та солевий баланс

Ступеневе випаровування являє собою хорошу та більш економну альтернативу продувці, оскільки дозволяє використовувати воду більш низької якості, що робить водопідготовку менш затратною, та дозволяє отримати пару навіть вищої якості. Ефективність ступеневого випаровування можливо збільшити, якщо збільшити кількість ступенів. Найпоширенішими варіантами ступеневого випаровування являються двоступеневе та трьоступеневе випаровування. В двоступеневій схемі можливим є виніс другої ступені у циклон за межами барабану аналогічно до трьоступеневого випаровування, де дві перші ступені зосереджені в барабані.

Суть ступеневого випаровування в розділенні об'єму барабану на секції з різним солемістом котлової води, що досягається за допомоги стінок між поверхнями нагріву. При такій схемі застосовують відпір пари з секцій в яких солеміст води являється меншим та продувку де цей рівень стоїть вище норми.

					<b>TK81.465.0003.156 ПЗ</b>	Арк.
						104
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

## 6.6 Суть організації ступеневого випаровування

Організація водяного режиму парогенератора при ступеновому випаровуванні має перевагу перед котлоагрегатами без ступеневого випаровування в тому, що більша частина пари утворюється у відсіках з меншою долею солемісту робочого тіла. Така пара має вищу чистоту чим при використанні періодичної чи постійної продувки.

За допомогою продувки зменшують солеміст в барабані але в той час втрачають теплоту разом з водою, що витрачається на продувку. Ступеневе випаровування дозволяє запобігти надлишковій втраті барабанної води та ефективно позбутися домішок.

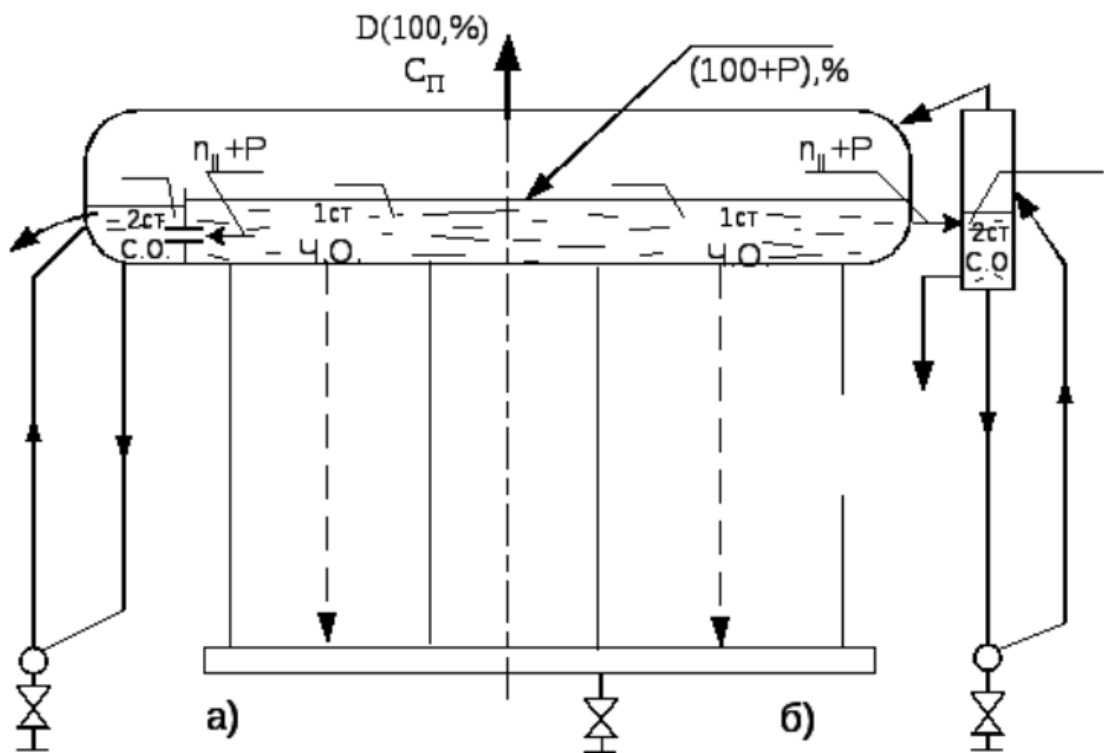


Рис. 6.4 – Приклад застосування двох схем двоступеневого випаровування а) з сольовими відсіками в торцях барабана, б) з сольовими відсіками у виносних циклонах.



де:  $n_I$  – паропроодуктивність чистого відсіку, %;

$n_{II}$  – паропроодуктивність солевого відсіку, % ( $n_I + n_{II} = 100\%$ ).

Переток котлової води відбувається за рахунок різниць рівнів.

Рівняння солевого балансу для першої (6.1) та другої (6.2) ступені

$$(100 + P) \cdot C_{ПВ} = n_I \cdot C_{ПІ} + (n_{II} + P) \cdot C_{КВІ} \quad (6.1)$$

$$100 \cdot C_{ПВ} = 21 \cdot C_{КВІ} \rightarrow C_{КВІ} = \frac{101}{21} \cdot C_{ПВ} \rightarrow C_{КВІ} = 4,8 \cdot C_{ПВ}$$

$$C_{ПІ} = K_P \cdot C_{КВІ}$$

$$(n_{II} + P) \cdot C_{КВІ} = n_{II} \cdot C_{ПІІ} + P \cdot C_{КВН} \quad (6.2)$$

$$21 \cdot C_{КВІ} = C_{КВН}$$

$$C_{КВН} = C_{ПР} = 21 \cdot C_{КВІ} = 101 \cdot C_{ПВ}$$

Результат показує, що за прийнятих допущень солеміст продувочної води не залежить від кількості ступеней, а визначається величиною продувки (P).

На практиці показано, що в парогенераторах, що оснащені схемами ступеневого випаровування мають вищу якість пари з меншим соле- та кремнієвмістом. При цьому підвищується вивід з парогенератора домішок з водою після продувки та, відповідно, зменшується виніс цих домішок насиченою порою.

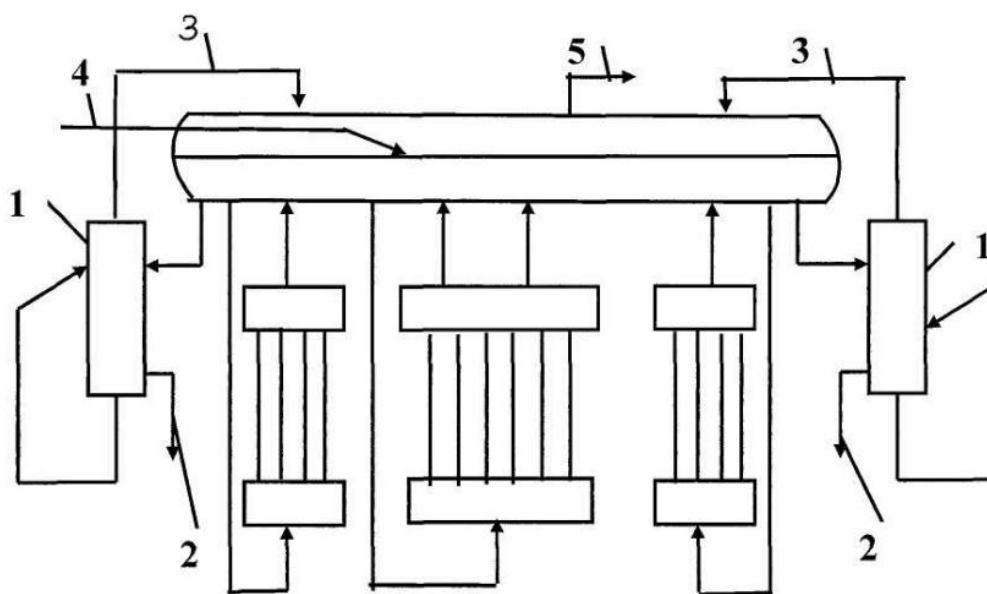
Відношення концентрації котлової води в другій ступені випаровування та чистого відсіку називають кратністю концентрації “к” та чим вище це відношення ти величина ефективності ступеневого випаровування вища. Також коефіцієнт “к” впливає на економічність самої схеми. На практиці це значення варіюється в межах 3-10 так як при  $k > 10$  відбувається неминуче утворення високої концентрації фосфатів та окисів заліза в котловій воді, що є небезпечним для поверхонь нагріву через утворення накипів.

Суттєвий вплив на якість котлової води складає зворотній перетік котлової води з солевих відсіків в чистий через водопропускну трубку, по якій

					<b>TK81.465.0003.156 ПЗ</b>	Арк.
						106
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

проходить продувка ізчистого відсіку в солевий чи навпаки перекид котлової води з солевого в чистий при її набуханні та вспінені. Подібні зворотні претоки та перекиди котлової води призводять до зниження солевої концентрації між ступенями тобж зменшують саму ефективність ступеневого випаровування. Для запобігання цього застосовують спеціальні пристрої для контролю перекиду та виключенню ймовірності зворотного перетоку котлової води.

Організація водяного режиму парогенератора з використанням схем ступеневого випаровування дозволяє значним чином підвищити мінеральний склад робочого тіла та концентрацію домішок не втрачаючи якості пари. Це в свою чергу впливає на зменшення необхідності продувки парогенератора, а також зменшити вимоги до водно-хімічного режиму живильної води.



1 -виносний циклон (друга ступінь випаровування), 2-безперервне продування з циклону, 3- чиста пара з циклону, 4-подача живильної води у барабан (перша ступінь випаровування), 5 - чиста пара до пароперегрівача

Рис. 6.4 – Приклад ступеневого випаровування з двома виносними циклонами.

## 7. Охорона праці

Персонал ТЕЦ працює в умовах підвищеної небезпеки (наявність значної кількості шкідливих та небезпечних виробничих факторів, які можуть негативно впливати на здоров'я та працездатність людини), що свідчить про необхідність постійного підвищення ефективності роботи існуючої на ТЕЦ системи управління охороною праці (СУОП).

СУОП повинна забезпечити при експлуатації ТЕЦ виконання діючих у сфері охорони праці організаційно-технічних, соціально-економічних, лікувально-профілактичних та санітарно-гігієнічних заходів та засобів, спрямованих на збереження життя та здоров'я людини та створення комфортних та безпечних умов праці на виробництві.

Тема дипломного проекту «Котел паровий ГМ 50-1». Це енергетичний котел, що працює на природному газі, з  $D=48$  т/год пари з параметрами робочого тіла  $t_{пп} = 435$  °С;  $P_{пп}=4,2$  МПа. У цьому розділі проекту розроблені необхідні технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації парового котла, а також відповідні заходи з виробничої санітарії, гігієни праці і пожежної безпеки та профілактики

### 7.1 Технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації спроектованого котлового обладнання

Технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації спроектованого котлового обладнання

Котел стаціонарний встановлений в приміщенні котельного цеху, що відповідає вимогам [11-13].

Котел з його допоміжним устаткуванням є величезним комплексом різноманітного устаткування, яке необхідно постійно обслуговувати. При цьому персоналу необхідно забезпечити найбільш зручний, безпечний та

					<b>TK81.465.0003.156 ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ док.ум.	Підпис	Дата		108

“повний” доступ до цього устаткування: підвести сходи, спорудити майданчики тощо.

Згідно з проектом всі отвори в майданчиках закриті і захищені, і добре освітлені, нагорі котла також встановлені огорожі. Проходи в котельній мають вільну висоту не менше 2 м. Для зручності і безпечного обслуговування котла встановлені постійні майданчики і сходи з поручнями заввишки не менше 0,9 м з суцільною обшивкою по низу не менше 100 мм. Перехідні майданчики і сходи мають поручні з обох боків. Майданчики завдовжки більше 5 м мають не менше двох сходів, розташованих в протилежних кінцях [11].

Також необхідно встановити мінімальний (порядка 30 кгс/м<sup>2</sup>) тиск повітря перед пальниками. Виключити вибивання або сильну розрядку. [12]

На котельні таких розмірів прилади і арматура виконана дистанційно. Гарячі поверхні котла теплоізовані.

Протягом зміни черговий персонал підтримує надійний і найбільш економічний режим роботи котла і допоміжного устаткування відповідно до інструкцій, режимних карт і оперативних вимог.

Встановлене на станції устаткування і трубопроводи вибрані за умови забезпечення необхідних з точки зору безпеки експлуатації характеристик міцності як при номінальних режимах роботи обладнання так і при аварійних.

Для забезпечення безпечної експлуатації устаткування котельного відділення проектом передбачені наступні рішення (загальні вимоги регламентуються [11]):

У деаераторному відділенні для обслуговування устаткування передбачена установка сходів висотою не більше 1,5 м і кутом нахилу до горизонталі не більш 75°. [11].

Кожен КА забезпечений 4-ма імпульсними запобіжними клапанами на трубопроводах гострої пари сумарною пропускною спроможністю, рівній максимальній продуктивності котла. Вихлоп з клапанів виведений на дах

					<b>TK81.465.0003.156 ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		109

котельного відділення і місця недоступні для персоналу. Тиск початку відкриття клапана  $P_{н.о}=1,1P_{роб}$  [13].

Для визначення тиску пари встановлений реєструючий манометр (клас точності 0,1) за пароперегрівачем, що крім того показують манометри встановлені в наступних місцях:

- на живильній лінії перед органом регулюючим живлення котла водою
- на всмоктуючій і напірній лінії циркуляційних насосів [11].

Термопари встановлені на кожному паропроводі до ГПЗ, на вхідній частині змійовиків кожної секції пароперегрівача, до і після пароохолоджувача; кожна термопара підключена до реєструючого приладу [11].

На живильному трубопроводі встановлена замочна засувка і зворотний клапан, що запобігає виходу води в живильний трубопровід [11].

Живильний трубопровід має повітряники для випуску повітря з верхніх точок і дренажі для випуску води з нижніх точок. Безперервна продувка котла здійснюється з виносних циклонів. Періодична продувка здійснюється з нижніх камер топкових екранів через приварені дренажні лінії.

Вся регулююча і запірна арматура має дистанційний привід.

Ручна арматура, при відкритті якої необхідно докладати великі зусилля, має обвідні лінії або редуктора.

КА оснащений водовказівними пристроями: рівні води в барабанах. Для регулювання тиску мазуту перед пальниками встановлений мазутний клапан.

Всі робочі і резервні форсунки повинні бути промарковані.

Для миттєвого припинення подачі палива (газу або мазуту), котел оснащують швидкодіючими магнітними клапанами (БМК), що швидко діють, на газо- або мазутопроводі. Елементи устаткування (напівмуфти, вали агрегатів, і тому подібне) закриті кожухами або захищені.

Елементи КА, трубопроводів з температурою зовнішньої поверхні стінки вище  $15^{\circ}\text{C}$ , в місцях доступних для персоналу, покриті теплоізоляцією.

					<b>TK81.465.0003.156 ПЗ</b>	Арк.
						110
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Барабани і камери котла ізолюються. Верхній барабан ізолюється тільки по зовнішній поверхні.

У конструкції КА передбачена можливість термічного розширення його елементів – екранних труб, пароперегрівачів і тому подібне, за рахунок кріплення їх до стелі і до стінок котла за допомогою пружинних кріпильних деталей, а також роликів опор для переміщення в горизонтальній площині.

КА забезпечений автоматичними регуляторами.

КА також забезпечений вибуховими клапанами розташованими в його хвостовій частині.

Конструкцією КА передбачена автоматична система захисту і блокувань що спрацьовують на зупинку КА.

Передбачена установка автоматичної звукової сигналізації.

Для очищення поверхонь нагріву від відкладень передбачено дробовий механізм чищення пароперегрівача і повітропідігрівача і парове обдування водяного економайзера.

Для механізації ремонтних робіт передбачені вантажопідйомні механізми і наземний транспорт; для обслуговування устаткування розташованої поза зоною дії мостових кранів використовуються механічні і ручні механізми [13].

Для транспортування устаткування, вантажів, обслуговуючого персоналу до зон виробництва робіт, розташованих на різних відмітках котельного відділення, передбачена установка ліфтів (пасажирських і вантажопасажирських) і підйомників, при цьому забезпечується можливість під'їзду транспорту з вантажем до входів в ліфти, а також в'їзд до кабін ліфтів ручних візків і електрокара.

Всі посудини, що працюють під тиском, мають запобіжні клапани, їх вихлоп виведений на дах.

Ряд відповідальних посудин, що працюють під тиском, мають також захисні лінії по воді – злив надлишку конденсату в безнапірний циркуляційний водовід

					<b>TK81.465.0003.156 ПЗ</b>	Арк.
						111
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 7.2 Електробезпека

Проектування електроустановок виконане відповідно до [12], будівництво і монтаж з дотриманням вимог [13], експлуатація згідно [13].

Видача електричної потужності в енергосистему здійснюється по лініях 6 кВ з відкритого розподільного пристрою. Блокові трансформатори і трансформатори власних потреб розташовані вздовж фасадної стіни машинного залу.

У пусковій котельного відділення розміщено наступне електроустаткування:

- електроспоживачі на напругу 380/220В, що живляться від мережі з глухозаземленою нейтраллю та системою захисного заземлення типу TN або TT (двигуни засувки і так далі);

- електродвигуни на напругу 6,3 кВ, що живляться від мережі з ізолюваною нейтраллю та системою захисного заземлення типу IT (мережевий електронасос).

Обране за проектом електротехнічне устаткування, апаратура, кабелі і дроти, розподільні пристрої всіх видів і напруги за своїми номінальними параметрами задовольняють діючим вимогам безпеки як при нормальних, так і при аварійних режимах роботи (коротких замиканнях, перенапруженнях, перевантаженнях).

За небезпекою електротравматизму котельне відділення відноситься до 3-ої категорії приміщень ("особливо небезпечні"), оскільки присутні два чинники небезпеки: струмопровідна підлога і можливість одночасного дотику до струмопровідних елементів корпусів електроспоживачів і до металоконструкцій будівлі та технологічного обладнання, які мають контакт із землею.

Згідно ДСТУ 7237:2011 застосовуються наступні технічні рішення щодо запобігання електротравматизму під час переходу напруги на нормально неструмовідні елементи електроустаткування:

					<b>TK81.465.0003.156 ПЗ</b>	Арк.
						112
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- захисне заземлення (типи IT, TT та TN) ; (нема вже занулення)
- захисне відключення та блокування.

Застосовані заходи з електробезпеки забезпечують величину напруги на корпусах електрообладнання при його аварійному режимі роботи  $U_{K.max} < U_{доп}$  (ПУЕ-2017).

Дотримано усіх вимог щодо забезпечення допустимого еквівалентного опору заземлюючих пристроїв ( $\leq 10 \dots 4 \text{ Ом}$ ).

Забезпечена необхідна кратність струму КЗ до струму спрацювання запобіжних пристроїв (1,25 – для автоматів максимального струмового захисту та від 3 до 5 – для плавких запобіжників) залежно від типу запобіжного приладу.

Згідно з вимогами ПУЕ-2017 забезпечена необхідна цілісність нульового дроту і достатня його провідність [11,12,13].

На окремих ділянках електромережі додатково використовується повторне заземлення нульового дроту.

Всередині котельного цеху по периметру приміщення виконаний контур захисного заземлення, до якого підключається все електроустаткування.

Внутрішній контур заземлення в двох місцях підключається до існуючого зовнішнього контура заземлення [12].

ЕУ забезпечені запобіжниками, що забезпечують розрив ланцюга живлення при коротких замиканнях або перевантаженні мережі.

При проведенні ремонтних і монтажних робіт на ЕУ персоналом повинні бути використані засоби індивідуального захисту (гумові рукавиці, інструменти з ізольованими ручками, і так далі) [11,12].

Захист від блискавки будівель котельних здійснюється на димовій трубі у відповідності до вимог ДСТУ Б В.2.5-38-2008 «Улаштування блискавко захисту будівель та споруд».

					<b>TK81.465.0003.156 ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		113



### 7.3 Технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці і виробничої санітарії

До основних виробничих факторів, що визначають санітарно-гігієнічні умови праці, можна віднести:

- мікроклімат робочої зони;
- склад повітря робочої зони;
- освітлення робочих місць;
- виробничий шум та вібрації.

Найбільш небезпечними з перелічених вище факторів є виробничий шум та вібрації, а також наявність в повітрі робочої зони шкідливих речовин.

#### 7.3.1 Склад повітря робочої зони

Забруднення повітря робочої зони регламентується гранично допустимими концентраціями (ГДК) в мг/м<sup>3</sup>. Гранично допустимі концентрації нормуються відповідно до [13].

Повітря робочої зони не насичене шкідливими парами або газами. Склад повітряного середовища максимально наближений до природного складу повітря: кисню – 20,9 %, озону – 7,81%, вуглекислого газу – 0,03 %, аргону – 0,9 %.

За ступенем негативної дії на організм людини шкідливі речовини відносяться до IV класу, тобто мало небезпечні (ГДК > 10 мг/м<sup>3</sup>).

Леткі з'єднання, що виділяються мазутом, а також його продукти згорання є токсичними і можуть викликати подразнення слизової оболонки очей і дихальних шляхів, а також отруєння. Тому особливе значення має підтримка чистоти повітряного середовища у виробничих приміщеннях.

					TK81.465.0003.156 ПЗ	Арк.
						114
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Повинна бути виключена можливість протікання мазуту на трубопроводах, арматурі, в технологічних з'єднаннях і ін. Пролитий мазут та мастила повинні бути зібрані негайно.

Так як продукти згорання сірчастого мазуту містять до 0,25% сірчастого ангідриду, то при роботі топки під тиском і вибиванні димових газів в приміщення необхідно уникати перебування виробничого персоналу в загазованій зоні, а також ретельно фіксувати в журналі дефектів нещільності газоповітряного тракту, топки, конвективної шахти

Для забезпечення необхідного складу повітря робочої зони проектом передбачено: припливна та витяжна механічна вентиляція, а також сигналізація щодо перевищення загазованості у котельному приміщенні.

### 7.3.2 Виробничий шум

Характеристикою шуму на робочому місці є рівень звукового тиску  $L_p$  (дБ) або рівень звуку  $L_A$ - (дБА).

Гранично допустимі рівні звуку на робочих місцях в приміщеннях КТЦ 75 дБА, а на ЦТЩ – 65 дБА.

Забороняється навіть короточасне перебування в зонах з рівнем звукового тиску 135 дБ. Допустимі рівні звукового тиску і рівні звуку для постійного широкосмугового шуму вказані в таблиці 7.1.

					<b>TK81.465.0003.156 ПЗ</b>	Арк.
						115
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 7.1 – Допустимі рівні звукового тиску і рівні звуку для постійного широкопasmового шуму

Характер роботи	Допустимі рівні звукового тиску (дБ) в стандартизованих октавних смугах частот із середньгеометричними значеннями частот (Гц)									Допустимий рівень звуку, дБА
	32	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Робота біля ПК	103	91	83	77	73	70	68	66	64	75
Щитова	96	83	74	68	63	60	57	55	54	65

Проектом передбачаються наступні заходи щодо захисту виробничого персоналу від шуму [12, 13]:

1. технічні засоби боротьби з шумом шляхом балансування і регулювання шумоутворюючих машин та механізмів;
2. установка технологічного обладнання з рівнем звукового тиску, що не перевищує допустимі норми;
3. використання теплової ізоляції в покривному шарі устаткування і трубопроводів в якості шумопоглинаючого матеріалу.

Для зниження шумів усередині приміщення котельної застосовуються наступні заходи:

1. відокремлення приміщень для управління технологічним устаткуванням;
2. дистанційне керування;
3. розташування шумоутворюючого устаткування в ізольованих приміщеннях.

При необхідності в машзалах котельних працівники зобов'язані користуватися ЗІЗ (протишумовими засобами захисту: навушники протишумові, вкладиші протишумові “Беруші”, протишумові заглушки).

### 7.3.3 Виробничі вібрації

Згідно діючих «Правил будови і безпечної експлуатації трубопроводів парі та гарячої води» нормуються допустимі величини віброшвидкості (м/с) або віброприскорення (м/с<sup>2</sup>), або логарифм віброшвидкості,  $10 \lg V_L V =$ , дБ ( $V_1$  – середньоквадратичне значення віброшвидкості за повний період часу, м/с;  $80 V_5 10^{-5} = \cdot$  м/с – вихідне значення віброшвидкості). Допустимі параметри вібрацій залежать від виду вібрацій, частоти, напряму і часу дії впродовж зміни.

Джерелами вібрації є: електричні машини, насоси, димососи, вентилятори, КА і ін. устаткування.

У приміщенні котельної допустимі значення нормованого параметра для загальної вібрації в діапазоні октавних смуг із середньгеометричними частотами від 8 до 1000 Гц складають: 108 дБА,  $L_V$  факт=80дБА.

Для зменшення дії вібрації передбачено:

- установка насосів, приводів на індивідуальних фундаментах із застосуванням матеріалів, що гасять вібрації [13];
- розміщення операторської в окремому ізольованому приміщенні.

### 7.4 Пожежна безпека та профілактика

Згідно [11], котельне приміщення відноситься до категорії Г за пожежонебезпекою та має ступінь вогнестійкості III.

Електрообладнання котельної, яке в процесі роботи може стати причиною загоряння встановлені в ізольованих металевих шафах (щити управління).

Кабелі живлення і електричні кола систем управління прокладені окремо і знаходяться в захисних коробах і трубах.

Для захисту від короткого замикання, на ланцюгах живлення щита управління встановлені автоматичні запобіжні пристрої.

					<b>TK81.465.0003.156 ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		117

Також у котельному приміщенні для попередження вибухів і пожеж встановлена автоматична сигналізація щодо вмісту в повітрі робочої зони природного, доменного і коксового газів

Також додатково встановлена автоматична система пожежної сигналізації.

Проведення зварювальних робіт при ремонті або реконструкції устаткування в приміщенні теплосилових цехів допускається тільки на деталях, які не можуть бути винесені в спеціальні приміщення. При виконанні зварювальних робіт усередині резервуарів, барабанів, баків і інших ємкостей або бункерів необхідно забезпечити надійну вентиляцію робочих місць.

Одночасне виконання електрозварювальних і газозварювальних робіт усередині резервуарів, барабанів, баків, бункерів і інших ємкостей забороняється.

Застосовані в котельні технічні рішення системи протипожежного захисту направлені на обмеження розповсюдження пожежі, захисту людей і матеріальних цінностей від пожежі.

У котельному приміщенні передбачено декілька евакуаційних виходів. Вихідні двері з котельного приміщення відкриваються назовні від натиснення руки і не мають замків з котельній.

Також проектом передбачено забезпечення котельної первинними засобами пожежогасіння, які використовуються для локалізації і ліквідації пожеж в їх початковій стадії розвитку:

- вогнегасниками хімічно-пінними ВХП-10 - 8шт.;
- вогнегасниками вуглекислотними ВВ-5 - 3 шт.

Для вказівки місцезнаходження первинних засобів пожежогасіння пожежних гідрантів встановлені вказівні знаки згідно ГОСТ 12.4.009-83 і ДСТУ 3675-98 та ISO 3941-2007.

При виникненні пожежі черговий, не залишаючи робочого місця і підсиливши нагляд за устаткуванням повинен:

					<b>TK81.465.0003.156 ПЗ</b>	<i>Арк.</i>
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		118

- негайно повідомити начальника зміни;
- гасити пожежу своїми силами, не чекаючи пожежної команди;
- стежити за тим, щоб пожежа не розповсюдилася на устаткування;
- якщо пожежа спричинить зміну режиму роботи основного устаткування, необхідно зупинити блок.

При гасінні пожежі користуватися вогнегасниками, піском, водою. Приймати заходи для захисту технологічного устаткування котельні. У разі гасінні пожежі класу «Е» (гасіння пожежі в ЕУ під напругою) користуватися лише порошковими та вуглекислотними вогнегасниками.

Мінімальний час евакуації виробничого персоналу при пожежі, ширина виходів та проходів задовольняє вимогам ДБН В.1.1–007–2016.

В робочих приміщеннях котельні виконані всі необхідні вимоги з пожежної безпеки та профілактики з урахуванням діючих вимог НАПБ В.01.34- 2005 – «Правила ПБ в компаніях та в організаціях енергетичної галузі України».

					<b>TK81.465.0003.156 ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		119

## Висновки

В дипломному проекті проведені розрахунки котлоагрегату на базі серійного котла Е-50-4-435 Г. По заданим вихідним даним були проведені тепловий, гідравлічний, аеродинамічний розрахунок та розрахунок на міцність.

В тепловому розрахунку визначені:

- робоча витрата палива  $B_p = 1,046 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ ;

- економічність котла  $\eta_k = 94,52\%$  .

При розрахунку топки були дотримані основні вимоги:

- допустиме теплове навантаження топки по умовам горіння

$$q_{v \max} = 220 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3};$$

- температура продуктів згорання на виході із топки  $\vartheta_T'' = 1072^\circ\text{C}$  та її значення розходиться з попередньо заданою величиною у межах  $30^\circ\text{C}$  .

Для заданої температури перегрітої пари  $t_{n.n.} = 435^\circ\text{C}$  виконаний розрахунок пароперегрівача. Пароперегрівач встановлений у конвективній шахті за фестоном і призначений для підвищення температури пари, виконаний із паралельно включених по парі вигнутих в одній площині труб (змійовиків). Розташування труб – шахове. Число рядів труб поперек ходу газів  $z_2 = 14$ .

Водяний економайзер та повітропідігрівник та встановлені у вертикальних конвективних шахтах і призначені для зниження температури газів, що відходять, тобто для підвищення ефективності використання виділеної в топці теплоти. Гаряче повітря, яке подається в топку, покращує процес займання та горіння палива, підвищує температуру продуктів згорання, що сприяє зниженню втрат від хімічного та механічного недопалу.

Була визначена розрахункова нев'язка теплового балансу, яка складає 0,047%. Це говорить про те, що розподіл теплових навантажень по поверхням нагріву виконано вірно.

					<b>TK81.465.0003.156 ПЗ</b>	Арк.
						120
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В ході аеродинамічного розрахунку були визначені значення опорів газового та повітряного трактів, що дало змогу вибрати димовий насос та вентилятор, котрі задовільняють вимогам транспортування димових газів та повітря. Газовий тракт обслуговується димовим насосом ДН-17 при необхідній потужності двигуна. Для перекачки повітря використовується вентилятор одностороннього всмоктування ВГДН-12,5 з електродвигуном.

Розрахунок на міцність надав можливість визначитися з товщиною стінки барабана та його днищ (відповідно 44 та 47 мм), вихідно камери пароперегрівача (12 мм) та впевнитися в тому, що труби пароперегрівача витримують навантаження при роботі.

В індивідуальному завданні було розглянуте питання водно-хімічного режиму та очистки котлової води, показані причини появи відкладень та накипу разом з прикладами технологій їх усунень. Запропонована проста технологія постійної або періодичної продувки, та більш складна схема двоступеневого випаровування з застосуванням виносного циклону, що дає можливість зменшити втрати робочого тіла під час продувки та запобігти перетокам робочого тіла.

					<b>TK81.465.0003.156 ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		121



## Список літератури

1. Тепловой расчет котлов (нормативный метод). ВТИ и ЦКТИ – НПО ЦКТИ, СПб, 1998р. – 256с.
- 2.Компоновка и тепловой расчёт парового котла: Учеб. пособие для вузов/ Ю.М. Липов, Ю.Ф. Самойлов, Т.В. Виленский. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 208 с.
3. Тепловой расчёт промышленных парогенераторов: Учеб. пособие для вузов/ Под ред. В.И. Частухина. – Киев: Вища школа. Головное изд-во, 1980. – 184 с.
4. Методические указания к курсовому проекту парогенератора для студентов специальностей 0305, 0308 (расчёт топки)/ Подобед О.П. – Киев: КПИ, 1990. – 38 с.
- 5.Конструирование и тепловой расчёт фестона и пароперегревателя паровых котлов. Методические указания к курсовой работе №2 по курсу «Паровые котлы» для студентов специальности 0520 «Парогенераторостроение»/ Сост. Ю.Г. Дашкиев. – Киев: КПИ, 1985. – 36 с.
- 6.Лебедев И.К. Гидродинамика паровых котлов: Учеб. пособие для вузов. - М.: Энергоатомиздат, 1987 – 240 с.
7. Методические указания к курсовому проекту парогенератора для студентов специальностей 0520, 0308, 0305, расчёт конвективных поверхностей/Подобед О.П. – Киев: КПИ, 1981.
9. Аэродинамический расчёт котельных установок (Нормативный метод). Под. ред. С.И. Мочана. Изд. 3-е. Л., «Энергия», 1977 -230
10. Методичний посібник з розробки розділу „Охорона праці” в дипломних проектах і роботах студентів ТЕФ за освітньо-кваліфікаційним рівнем „бакалавр”. доцент, к.т.н. С.Ф. Каштанов.
11. НПАОП 40.1-1.02-01 «Правила безпечної експлуатації тепломеханічного обладнання електростанцій і теплових мереж».

					TK81.465.0003.156 ПЗ	Арк.
						122
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

12. НПАОП 0.00-1.08-94 «Правила будови і безпечної експлуатації парових та водогрійних котлів».

13. НПАОП 0.00-1.26-96 «Правила будови і безпечної експлуатації парових котлів з тиском пари не більше 0.07 МПа (0.7 кгс/см<sup>2</sup>) та водогрійних котлів з температурою нагріву води не більше 1150 С».

					TK81.465.0003.156 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		123