

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Електротехнічний факультет

(повне найменування інституту, назва факультету)

Кафедра «Електричні машини»

(повна назва кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проєкту

бакалавр

(ступінь вищої освіти)

на тему: «Розрахунок котельної установки Е-25-14ГМ з установкою чавунного водяного економайзера»

Виконав: студент IV курсу, групи Е-250сп
Спеціальності 144 «Теплоенергетика»

(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)
«Промислова і комунальна теплоенергетика»

Андрій ПЕНДАК

(ім'я та прізвище)

Керівник Алла КУЗЬМЕНКО

(ім'я та прізвище)

Рецензент Ірина НАЗАРЕНКО

(ім'я та прізвище)

2023

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет “Запорізька політехніка”
(повне найменування закладу вищої освіти)

Факультет «Електротехнічний»

Кафедра «Електричні машини»

Ступінь вищої освіти «бакалавр»

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»

(код і найменування)

Освітня програма (спеціалізація) «Промислова і комунальна теплоенергетика»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри «Електричні машини»

_____ проф., д.т.н. Дмитро ЯРИМБАШ

“ ____ ” _____ 2023 року

З А В Д А Н Н Я

НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ СТУДЕНТА

Пендак Андрія Миколайовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

Тема проєкту «Розрахунок котельної установки Е-25-14ГМ з установкою чавунного водяного економайзера»

1. Керівник проєкту (роботи) Кузьменко Алла Анатоліївна, старший викладач
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затвержені наказом вищого навчального закладу від 09.05. 2023р. № 128.

2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 01 червня 2023 року.

3. Вихідні дані до проєкту (роботи): котельна установка Е-25-14ГМ.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити). 1. Аналіз об'єкту проєктування. 2. Розрахунок горіння палива - природного газу з газопроводу Газлі-Коган. 3. Розрахунок та вибір пальникових пристроїв. 4. Конструктивні та теплові розрахунки поверхонь нагрівання котельної установки Е-25-14ГМ з внесенням необхідних змін в конструкціях елементів котельної установки: топкової камери, пароперегрівача, котельного пучку, повітропідігрівача. водяного економайзера. 5. Аналіз використання триступінчастої схеми випаровування в паровій котельній установці Е – 25 – 14 ГМ.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

1. Креслення поздовжнього та поперечного перерізів котельної установки Е-25-14ГМ – 2 листа. 2. Креслення пальникового пристрою ГМГ-5,5/7- 1 лист. 3. Креслення чавунного водяного економайзера - 1 лист.

6. Консультанти розділів проєкту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Прийняв виконане завдання
Загальний	Кузьменко А.А.,ст.викладач		
Технічний	Кузьменко А.А.,ст.викладач		
Нормоконтроль	Каюков Ю.М. к.т.н, доцент		

7. Дата видачі завдання 20 квітня 2023 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту (роботи)	Строк виконання етапів проєкту (роботи)	Примітка
1	Аналіз об'єкту проєктування	20.04.2023-01.05.2023	
2	Розрахунок горіння палива - природного газу з газопроводу Газлі - Коган	01.05.2023-10.05.2023	
3	Розрахунок та вибір пальникових пристроїв	10.05.2023-12.05.2023	
4	<u>Конструктивні та теплові розрахунки поверхонь нагрівання котельної установки Е-25-14ГМ з внесенням необхідних змін в конструкціях елементів котельної установки: топкової камери, пароперегрівача, котельного пучку, повітропідігрівача. водяного економайзера</u>	12.05.2023 29.05.2023	
5	Аналіз використання триступінчастої схеми випаровування в паровій котельній установці Е – 25 – 14 ГМ	29.05.2023 01.06.2023	
6	Оформлення розрахунково-пояснювальної записки, виконання креслень	01.05.2023-01.06.2023	

Студент _____
(підпис)

Андрій ПЕНДАК
(ім'я та прізвище)

Керівник проєкту _____
(підпис)

Алла КУЗЬМЕНКО
(ім'я та прізвище)

РЕФЕРАТ

Розрахунково-пояснювальна записка до дипломного проекту на тему «Розрахунок котельної установки Е-25-14ГМ з установкою чавунного водяного економайзера» вміщує: 74 сторінки, 5 таблиць, 3 рисунка, 20 посилань.

Мета роботи – розрахунок котельної установки Е-25-14ГМ.

Метод дослідження – розрахунково-графічний з використанням стандартних методик.

В першу чергу з'ясовуються режим спалювання палива в топці, кількість повітря, необхідного для повного хімічного згорання, кількість продуктів згорання і теплоти, що виділяється при спалюванні палива в топці.

Виконуються розрахунки теплового балансу котельної установки, визначення коефіцієнту корисної дії котельної установки і необхідної витрати палива. Проводяться розрахунки всіх поверхонь нагрівання з необхідними реконструкціями. Проводиться конструктивний і тепловий розрахунок встановленого чавунного економайзера, визначаються його тип і характеристики. Зводиться загальний баланс котельної установки з визначенням загальної нев'язки, що повинна становити не більше 0,5%.

КОТЕЛЬНА УСТАНОВКА, ТОПКА, ПАЛЬНИК, ПАРОПЕРЕГРІВАЧ,
КОТЕЛЬНИЙ ПУЧОК, ПОВІТРОПІДГРІВАЧ, ВОДЯНИЙ ЕКОНОМАЙЗЕР,
КОЕФІЦІЄНТ КОРИСНОЇ ДІЇ, ВИТРАТА, ПАЛИВО, КОНВЕКЦІЯ

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1 Розрахунок палива ,тепловий баланс котельної установки,визначення витрати палива.....	8
1.1 Характеристики якості палива.....	8
1.2 Теплота, що використовується корисно, і витрата палива котельною установкою.....	14
1.3 Розрахунок пальникових пристроїв.....	15
2.Розрахунок котельної установки Е-25-14 ГМ з установкою чавунного водяного економайзера.....	18
2.1Розрахунок топки.....	18
2.2Розрахунок пароперегрівача.....	23
2.3Розрахунок котельного пучку	28
2.4Розрахунок водяного економайзера.....	32
2.5Розрахунок повітропідігрівача.....	37
2.6Розрахунок нев'язки теплового балансу котельної установки.....	46
2.7 Використання триступінчастої схеми випаровування в паровій котельній установці Е – 25 – 14 ГМ.....	48
ВИСНОВКИ.....	53
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ.....	55

ВСТУП

Котельня установка Е-25-14 ГМ має топкову камеру об'ємом 74 м^3 , повністю екрановану трубами $d=60 \times 3 \text{ мм}$, з кроком їх во всіх екранах 90 мм ; складається з чотирьох транспортабельних блоків. На бокових стінах топки встановлені газомазутні пальники.

Пароперегрівач виконано з коридорним розташуванням труб $d=28 \times 3 \text{ мм}$. Регулювання температури перегріву пари виконується завдяки поверхневому пароохолоджувачу, встановленому зі сторони насиченої пари.

Наступним по ходу газів встановлений котельний пучок, виконаний з труб $d=60 \times 3 \text{ мм}$, розташований поміж верхнього і нижнього барабанів. Опускні труби випарного пучку розміщені в площині вісей барабанів. В верхньому барабані перед входним перетином опускних труб встановлений короб для запобігання закручення води і утворення воронки на вході в опускні труби. Схема випаровування триступінчаста: перший і другий ступені розміщені в верхньому барабані (відповідно в середній його частині та по торцях), третій ступінь винесено в виносні циклони $d=377 \text{ мм}$.

Наступним встановлений повітропідігрівач – трубчастий, одноходовий (по газам і повітрю), з вертикальним розташуванням труб $d=40 \times 1,6 \text{ мм}$; поперечний крок -55 мм , повздовжній – 50 мм . Наступним планується встановити чавунний економайзер. Тип та його характеристики будуть обрані після відповідних розрахунків.

Котельня установка – теплообмінний пристрій, в якому теплота від гарячих продуктів згоряння палива передається воді. В результаті цього в парових котельних установках вода перетворюється на пару. Робочий процес в котельній установці протікає наступним чином – паливо (газ) з газорозподільного пункту подається по газовому трубопроводу на пальники, які встановлені в топці котельної установки, де паливо згоряє. В результаті горіння палива утворюються димові гази - гарячі продукти згоряння. Димові

гази з топки надходять в газоходи котельної установки, утворювані обмурівкою і спеціальними перегородками, де встановлені пучки труб.

В котельній установці Е-25-14ГМ при русі газу омивають пароперегрівач, котельний пучок, далі газу рухаються в повітропідігрівач і віддають свою теплоту повітрю, яке подається в топку котельної установки (для покращення процесу горіння) та економайзер, де вони також охолоджуються внаслідок передачі теплоти воді (для часткового підігріву поживної води), що надходить в котел. Потім значно охолоджені димові газу при допомозі димососа видаляються через димову трубу в атмосферу.

Вода з джерела водопостачання по поживному трубопроводу подається насосом в водяний економайзер, звідки після підігріву надходить у верхній барабан котельної установки. Заповнення барабана котельної установки водою контролюється по водовказівному склу, встановленому на барабані.

З верхнього барабана котельної установки вода по трубах опускається в нижній барабан, звідки по лівому пучку труб вона знову піднімається у верхній барабан. При цьому вода випаровується, а пара, що утворюється, збирається у верхній частині верхнього барабана. Потім пара надходить у пароперегрівач, де за рахунок теплоти димових газів вона повністю підсушується, і температура її підвищується. З пароперегрівача пара надходить у головний паропровід і звідти до споживача, а після використання конденсується і у вигляді гарячої води (конденсату) повертається назад в котельню.

Вихідні дані:

- паропроductивність $D = 6,94$ кг/с;
- тиск перегрітої пари $P_{nn} = 1,37$ МПа;
- температура перегрітої пари $t_{nn} = 250$ °С;
- тиск в барабані $P_{\sigma} = 1,47$ МПа;
- температура поживної води $t_{ng} = 100$ °С;
- величина продування $P_{np} = 3\%$;
- температура відхідних газів $\nu_{yx} = 160$ °С.

1 РОЗРАХУНКИ ПАЛИВА. ТЕПЛОВИЙ БАЛАНС КОТЕЛЬНОЇ УСТАНОВКИ. ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТИ ПАЛИВА

1.1 Характеристика якості палива

1.1.1 Паливо – природний газ з газопроводу Газлі-Коган.

Середній елементарний склад сухої маси палива, %:

- CH_4 – 95,4;
- C_2H_6 – 2,6;
- C_3H_8 – 0,3;
- C_4H_{10} – 0,2;
- C_5H_{12} – 0,2;
- N_2 – 1,1;
- CO_2 – 0,2.

1.1.2 Вологість робочого палива, $г/м^3$

$$d_2=10.$$

1.1.3 Теплота згоряння паливних компонентів, $\frac{кДж}{м^3}$

$$\begin{aligned} Q_n^c &= 0,01 \cdot (CH_4 \cdot Q_{CH_4} + C_2H_6 \cdot Q_{C_2H_6} + \\ &+ C_3H_8 \cdot Q_{C_3H_8} + C_4H_{10} \cdot Q_{C_4H_{10}} + C_5H_{12} \cdot Q_{C_5H_{12}} = \\ &= 0,01(95,4 \cdot 8555 + 2,6 \cdot 15226 + 0,3 \cdot 21795 + 0,2 \cdot 28338 + \\ &+ 0,2 \cdot 34890) = 8740 \cdot 4,19 = 36620,6. \end{aligned} \quad 1.1.4$$

Об'єм повітря, теоретично необхідного для повного згоряння
палива, $м^3/м^3$

$$\begin{aligned} V_0 &= 0,0476 \cdot [0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S + \Sigma(m + 0,25n)C_mH_n - O_2] = \\ &= 0,0476 \cdot [2 \cdot 95,4 + 3,5 \cdot 2,6 + 5 \cdot 0,3 + 6,5 \cdot 0,2 + 8 \cdot 0,2] = 9,72, \end{aligned}$$

де m – число атомів вуглецю;

n – число атомів водню.

1.1.5 Об'єм продуктів згоряння, що утворюються під час горіння палива з теоретичним об'ємом повітря, м³/м³:

а) триатомних газів

$$\begin{aligned} V_{RO_2} &= 0,01 \cdot (CO_2 + CO + H_2S + \Sigma m C_m H_n) = \\ &= 0,01 \cdot (0,2 + 1 \cdot 95,4 + 2 \cdot 2,6 + 3 \cdot 0,3 + 4 \cdot 0,2 + 5 \cdot 0,2) = 1,035; \end{aligned}$$

б) азоту

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V_e^0 + 0,008 \cdot N^p = 0,79 \cdot 9,72 + 0,01 \cdot 1,1 = 7,7;$$

в) водяних парів

$$\begin{aligned} V_{H_2O}^0 &= 0,01 \cdot (H_2S + H_2 + \Sigma 0,5n \cdot C_m H_n + 0,12 d_{z.m.l}) + 0,016 V_0 = \\ &= 0,01 \cdot (2 \cdot 95,4 + 3 \cdot 2,6 + 4 \cdot 0,3 + 5 \cdot 0,2 + 12 \cdot 0,2) + 0,016 \cdot 9,734 = 2,033. \end{aligned}$$

1.1.6 Об'єм водяних парів з урахуванням надлишкового повітря, м³/м³

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161(\alpha - 1) \cdot V_0;$$

$$V_{H_2O_{\text{топ}}} = 2,033 + 0,0161 \cdot (1,125 - 1) \cdot 9,72 = 2,052;$$

$$V_{H_2O_{\text{п.п}}} = 2,033 + 0,0161 \cdot (1,165 - 1) \cdot 9,72 = 2,058;$$

$$V_{H_2O_{\text{к.п}}} = 2,033 + 0,0161 \cdot (1,23 - 1) \cdot 9,72 = 2,068;$$

$$V_{H_2O_{\text{в.п}}} = 2,033 + 0,0161 \cdot (1,31 - 1) \cdot 9,72 = 2,082;$$

$$V_{H_2O_{\text{в.е}}} = 2,033 + 0,0161 \cdot (1,31 - 1) \cdot 9,72 = 2,094.$$

1.1.7 Об'єм продуктів згоряння, які утворені при горінні палива з надлишком повітря, м³/м³

$$V_{\text{г}}^0 = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 + V_{\text{H}_2} + (\alpha_{\text{сп}} - 1) \cdot V_{\text{B}}^0;$$

$$V_{\text{г}}^{\text{T}} = 1,035 + 7,70 + 2,033 + (1,25-1) \cdot 9,72 = 11,98;$$

$$V_{\text{г}}^{\text{п.п}} = 1,035 + 7,7 + 2,033 + (1,165-1) \cdot 9,72 = 12,37;$$

$$V_{\text{г}}^{\text{к.п}} = 1,035 + 7,7 + 2,033 + (1,23-1) \cdot 9,72 = 13;$$

$$V_{\text{г}}^{\text{в.п}} = 1,035 + 7,7 + 2,033 + (1,31-1) \cdot 9,72 = 13,78;$$

$$V_{\text{г}}^{\text{в.с}} = 1,035 + 7,7 + 2,033 + (1,39-1) \cdot 9,72 = 14,55.$$

1.1.8 Об'ємні долі водяних парів і триатомних газів у продуктах згоряння у вигляді відношення

$$r_{(\text{H}_2\text{O})} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{V_{\text{г}}};$$

$$r_{(\text{H}_2\text{O})}^{\text{T}} = \frac{2,052}{11,983} = 0,171;$$

$$r_{(\text{H}_2\text{O})}^{\text{п.п}} = \frac{2,058}{12,372} = 0,166;$$

$$r_{(\text{H}_2\text{O})}^{\text{к.п}} = \frac{2,068}{13} = 0,159;$$

$$r_{(\text{H}_2\text{O})}^{\text{в.п}} = \frac{2,082}{13,781} = 0,151;$$

$$r_{(\text{H}_2\text{O})}^{\text{в.с}} = \frac{2,094}{14,558} = 0,143.$$

$$r_{(\text{RO}_2)} = \frac{V_{\text{RO}_2}}{V_{\text{г}}};$$

$$r_{(\text{RO}_2)}^{\text{T}} = \frac{1,035}{11,983} = 0,086;$$

$$\Gamma_{(RO_2)}^{\text{III}} = \frac{1,035}{12,372} = 0,083;$$

$$\Gamma_{(RO_2)}^{\text{II}} = \frac{1,035}{13} = 0,079;$$

$$\Gamma_{(RO_2)}^{\text{I}} = \frac{1,035}{13,781} = 0,075;$$

$$\Gamma_{(RO_2)}^{\text{BK}} = \frac{1,035}{14,558} = 0,071.$$

1.1.9 Надлишок повітря в кінці топки

$$\alpha_m = 1,1.$$

Знайдені об'єми продуктів згоряння, об'ємні доли триатомних газів і інші характеристики продуктів згоряння в поверхнях нагрівання котельної установки заносимо до таблиці 1.1. До таблиці 1.2 заносимо значення ентальпій повітря та продуктів згоряння по поверхнях нагрівання котельної установки .

Таблиця 1.1 - Присоси повітря і об'єми продуктів згорання у газоходах котельної установки

Назва величини	Топка	Паропере- грівач	Котельний пучок	Повітро- підігрівач	Водяний економізатор
Коефіцієнт надлишку повітря перед поверхнею нагрівання, α'	1,1	1,15	1,18	1,28	1,34
Присос повітря в поверхню нагрівання, $\Delta\alpha$	0,05	0,03	0,1	0,06	0,1
Коефіцієнт надлишку повітря за поверхнею нагрівання, α''	1,15	1,18	1,28	1,34	1,44
Коефіцієнт надлишку повітря середній, $\alpha_{ср}$	1,125	1,165	1,23	1,31	1,39
Дійсний об'єм водяних парів, $V_{H_2O, \frac{M^3}{M^3}}$	2,052	2,058	2,068	2,081	2,094
Дійсний сумарний об'єм продуктів згорання, $V_{з, \frac{M^3}{M^3}}$	11,983	12,372	13	13,781	14,558
Об'ємна доля триатомних газів, r_{RO2}	0,086	0,083	0,079	0,075	0,071
Об'ємна доля водяних парів, r_{H_2O}	0,171	0,166	0,159	0,151	0,143

Таблиця 1.2 - Ентальпії теоретичного об'єму повітря і продуктів згорання

Температура, °C	$V^0=9,72$ M^3/M^3	$V_{RO_2}=$ $=1,035$ M^3/M^3	$\alpha''_{\tau}=1,15$	$\alpha''_{\text{пш}}=$ $=1,18$	$\alpha''_{\text{кп}}=$ $=1,28$	$\alpha''_{\text{вп}}=$ $=1,34$	$\alpha''_{\text{вс}}=$ $=1,44$
	$I_{\text{пов}}^0=V^0 \cdot (c\vartheta)_{\text{пов}},$ $\text{кДж}/\text{M}^3$	$I_{\tau}=V_{RO_2} \cdot (c\vartheta)_{RO_2} + V_{N_2} \cdot (c\vartheta)_{N_2} + V_{H_2O}^0 \cdot (c\vartheta)_{H_2O},$ $\text{кДж}/\text{M}^3$	$I''_{\tau}=I_{\tau}^0 + (\alpha''_{\tau} - 1) \cdot I_{\text{пов}}^0,$ $\text{кДж}/\text{M}^3$	$I''_{\text{пш}}=I_{\tau}^0 + (\alpha''_{\text{пш}} - 1) \cdot I_{\text{пов}}^0,$ $\text{кДж}/\text{M}^3$	$I''_{\text{кп}}=I_{\tau}^0 + (\alpha''_{\text{кп}} - 1) \cdot I_{\text{пов}}^0,$ $\text{кДж}/\text{M}^3$	$I''_{\text{вп}}=I_{\tau}^0 + (\alpha''_{\text{вп}} - 1) \cdot I_{\text{пов}}^0,$ $\text{кДж}/\text{M}^3$	$I''_{\text{вс}}=I_{\tau}^0 + (\alpha''_{\text{вс}} - 1) \cdot I_{\text{пов}}^0,$ $\text{кДж}/\text{M}^3$
100	1283	1482,9					2047,4
200	2585	2989,5				3868,4	4126,9
300	3917	4838,3			5735,1	6170,1	
400	5268	6129,6			7604,6	7920,7	
500	6648	7757,9		8954,5	9619,3	10018,2	
600	8067	9421,5		10873,6	11680	12164,3	
700	9515	11510,4		13222,7	14174,		
800	10983	12893,4		14870,7	15969		
900	12451	14688,7	16556,4	16929,9	18175		
1000	13957	16519,8	18613,4	19032,1			
1100	15503	18355,1	20680,4	21145,5			
1200	17078	20195,1	22756,7	23269,1			
1300	18796	22090,5	24905,9				
1400	20178	24023,1	27049,8				
1500	21763	25939,2	29203,7				
1600	23357	27886,9	31390,5				
1700	24941	29848,1	33589,3				
1800	26525	31827,1	35805,9				
1900	28158	33827,1	38049,7				
2000	29782	35816,9	40284,2				
2100	31483	37831,3	42553,8				
2200	33038	39851,7	44807,4				

1.1.10 Теплота згоряння палива нижча, кДж/м³

$$Q_n^c = 36620,6.$$

1.1.11 Фізична теплота палива, кДж/м³

$$Q_{пл}=0.$$

1.1.12 Теплота, що вносять у котельну установку при підігріві у калориферах, кДж/м³

$$Q_{нов.} = 0.$$

1.1.13 Наявна теплота одиниці об'єму палива, кДж/м³

$$Q_p^p = Q_n^c = 36620,6.$$

1.1.14 Втрати теплоти від механічного недопалу, %

$$q_4=0.$$

1.1.15 Втрати теплоти від хімічного недопалу, %

$$q_3=0,5.$$

1.1.16 Прийнята температура холодного повітря, °С

$$t_{х.в}=30.$$

1.1.17 Ентальпія холодного повітря, кДж/м³

$$I_{30} = I_0 + \frac{(I_{100} - I_0)}{100 - 0} \cdot (30 - 0) = 0 + \frac{1283}{100} \cdot 30 = 384,9.$$

1.1.18 Температура відхідних газів, °С

$$t_{yx} = 160.$$

1.1.19 Ентальпія згоряння при цій температурі, кДж/м³

$$I_{160} = I_{100} + \frac{I_{200} - I_{100}}{200 - 100} \cdot (160 - 100) = 2047,4 + \frac{4126,9 - 2047,4}{200 - 100} \cdot (160 - 100) = 3295,1.$$

1.1.20 Втрати теплоти з відхідними газами, %

$$q_2 = \frac{(I_{yx} - \alpha_{yx} \cdot I_{xg}^0)(100 - q_4)}{Q_n^c} = \frac{(3295,1 - 1,44 \cdot 384,9) \cdot (100 - 0)}{36620,6} = 7,48.$$

1.1.21 Втрати теплоти до навколишнього середовища, %

$$q_5 = 1,2.$$

1.1.22 Втрати теплоти із водою, що використовується для охолодження балок, %

$$q_6 = 0.$$

1.1.23 Сума теплових втрат, %

$$\sum q_{\text{пот}} = q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 = 7,48 + 0,5 + 1,2 = 9,18.$$

1.1.24 Коефіцієнт корисної дії котельної установки, %

$$\eta_{\text{ка}} = 100 - \sum q_{\text{ном}} = 100 - 9,18 = 90,82.$$

1.2 Теплота, що використовується корисно і витрата палива котельною установкою

1.2.1 Ентальпія перегрітої пари при параметрах, кДж/кг

$$P_{n.n} = 1,37 \text{ МПа};$$

$$t_{n.n} = 250 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$h_{n.n} = 2942,8 + \frac{2923,4 - 2942,8}{1,5 - 1} \cdot (0,37) = 2928,44.$$

1.2.2 Ентальпія поживної води при параметрах, кДж/кг

$$P_{n.с} = 1,47 \text{ МПа};$$

$$t_{n.с} = 100 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$P_{n.с} = 1,47 \cdot 1,08 = 1,59 \text{ МПа};$$

$$h_{n.с} = 419,7 + \frac{420,1 - 419,7}{0,5} \cdot (0,48) = 420,17.$$

1.2.3 Витрата котлової води у продування, кг/с

$$D_{np} = P_{np} \cdot \frac{D}{100} = 3 \cdot \frac{6,94}{100} = 0,208.$$

1.2.4 Ентальпія котлової води при тиску в барабані, кДж/кг

$$P_{\sigma} = 1,47 \text{ МПа};$$

$$h_{к.в} = 840,38.$$

1.2.5 Теплота, що використана корисно, кВт

$$\begin{aligned} Q_{кв} &= D \cdot (h_{н.н} - h_{н.в}) + D_{np} \cdot (h_{к.в} - h_{н.в}) = \\ &= 6,94 \cdot (2928,4 - 420,17) + 0,2082 \cdot (840,38 - 420,17) = 17494,9. \end{aligned}$$

1.2.6 Фактична витрата палива котельною установкою, м³/с

$$B = \frac{Q_{ка} \cdot 100}{Q_n^c \cdot \eta_{кв}} = \frac{17494,9 \cdot 100}{36620,6 \cdot 90,82} = 0,526.$$

1.2.7 Розрахункова витрата палива, яке повністю згоріло, м³/с

$$B^p = \frac{B}{100} \cdot (100 - q_4) = \frac{0,526}{100} \cdot (100 - 0) = 0,526.$$

1.3 Розрахунок пальникових пристроїв

1.3.1 Теплопродуктивність пальника, МВт

$$Q_r = 1,45 \cdot \frac{B \cdot Q_n^c}{n} \cdot 10^{-3},$$

де V – витрата палива, $\text{м}^3/\text{с}$;

$Q_{\text{н}}^{\text{с}}$ - теплота згоряння палива, $\text{кДж}/\text{м}^3$;

n - кількість основних пальників, шт.

$$Q_{\text{г}} = 1,45 \cdot \frac{0,526 \cdot 36620,6}{2} \cdot 10^{-3} = 13,97.$$

Розрахована теплопродуктивність одного пальника $Q_{\text{г}}=13,97$ МВт перевищує максимальну теплопродуктивність пальника ГМГ-5,5/7 $Q_{\text{г}}=8,1$ МВт. У зв'язку з чим виникає необхідність встановлення одного додаткового пальника.

1.3.2 Теплопродуктивність пальника, МВт, у разі встановлення додаткового пальника та зменшення коефіцієнту запасу з 1,45 до 1,26, що в межах допущеного

$$Q_{\text{г}} = 1,26 \cdot \frac{0,526 \cdot 36620,6}{2} \cdot 10^{-3} = 8,1.$$

Креслення пальника ГМГ – 5,5/7 представлено на рисунку 1.1.

Основні розміри пальника ГМГ-5,5/7 представлені в таблиці 1.3

Таблиця 1.3 – Габаритні та приєднувальні розміри пальника ГМГ -5,5/7, мм

Тип пальника	D_1	D_2	D_3	L	L_1	L_2	L_3	L_4	h_1	h_2
ГМГ-5,5/7	420	168	432	1291	525	285	495	600	260	427

Таблиця 1.4 - Технічні характеристики пальника ГМГ-5,5/7

Характеристика	Одиниця виміру	Значення
Номінальна теплопродуктивність	МВт	8,1
Діапазон регулювання відносно номінальної теплопродуктивності	%	15...100
Тиск повітря:		
-первинного	даПа	120
-вторинного	даПа	120
Витрата повітря	м ³ /год	10000
В'язкість мазуту перед форсункою	°УВ	3...4
Тиск мазуту при номінальній теплопродуктивності	МПа	3
Тиск газу з теплою згоряння 36МДж/м ³	даПа	300
Тиск пари, що розпилює	МПа	0,1...0,2

У зв'язку з використанням природного газу з газопроводу Газлі- Коган, виникла необхідність встановлення ще одного пальника типу ГМГ-5,5/7 на фронтівій стіні топки на відстані 6,5 м від рівня підлоги.

2 РОЗРАХУНОК КОТЕЛЬНОЇ УСТАНОВКИ Е-25-14ГМ З УСТАНОВКОЮ ЧАВУННОГО ВОДЯНОГО ЕКОНОМАЙЗЕРА

2.1 Розрахунок топки

2.1.1 Ширина активного об'єму топки, м

$$a = 4,03.$$

2.1.2 Глибина активного об'єму топки, м

$$b = 2,44.$$

2.1.3 Кут нахилу найвищого рівня стелі, град.

$$\alpha_{\text{пот}} = 14.$$

2.1.4 Висота фронтального екрану, м

$$h_{\text{ф.е}} = 8,21.$$

2.1.5 Висота бокового екрану, м

$$h_{\text{б.е}} = 7,5555.$$

2.1.6 Кут нахилу заднього екрану, град.

$$\alpha_2 = 16.$$

2.1.7 Висота заднього екрану, м

$$h_{з.е}=7,3.$$

2.1.8 Екранні поверхні в топці виконані з труб, мм

$$d= 60.$$

2.1.9 Крок труб у задньому, фронтальному та бічних екранах, мм

$$S=90.$$

2.1.10 Відстань між вісями труб та площинами стін, мм

$$e =100.$$

2.1.11 Кількість труб у задньому та фронтальному екранах, шт.

$$n_{з.е}=43.$$

2.1.12 Кількість труб в кожному з бічних екранів, шт.

$$n_{б.е}=26.$$

2.1.13 Відносний крок труб екранів

$$S_e/d=90/60=1,5.$$

2.1.14 Відносна відстань висей труб від площин стін

$$e/d=100/60=1,67.$$

2.1.15 Площа поверхонь, які обмежують активний об'єм, м²:

а) по фронтній стіні

$$F_{\phi.c}=(h_{\phi.e}+\frac{h_{\text{пот}}}{\sin \alpha 1})\cdot a=(8,21+\frac{0,548}{\sin 14})\cdot 4,03=42,21;$$

б) по бічній стіні

$$F_{\delta.c}=h_{\delta.e}\cdot e=7,5555\cdot 2,44=18,435;$$

в) по задній стіні

$$F_{з.с}=(\frac{h_{\text{пот}}}{\sin \alpha 2}+h_{зе})\cdot a=(\frac{0,657}{\sin 16}+7,3)\cdot 4,03=39,03.$$

2.1.16 Сумарна площа поверхонь, які обмежують активний об'єм топки, м²

$$F_{cm}=F_{\phi.cm}+F_{з.cm}+2F_{\delta.ок}=42,194+39,03+2\cdot 18,435=118,08.$$

2.1.17 Об'єм активного простору топки, м³

$$V_m=F_{\delta.cm}\cdot a=18,435\cdot 4,03=74,29.$$

2.1.18 Кутовий коефіцієнт настінних екранів

$$x_e=0,96.$$

2.1.19 Коефіцієнт забруднення

$$\xi = 0,65.$$

2.1.20 Коефіцієнт теплової ефективності настінних екранів

$$\Psi_e = x_e \cdot \xi = 0,96 \cdot 0,65 = 0,624.$$

2.1.21 Площа поверхонь, що зайняті амбразурами пальників, м²

$$F_z = 3 \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 3 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,42^2}{4} = 0,415.$$

2.1.22 Сумарна ефективна промінесприймаюча поверхня, м²

$$\sum \Psi F_{cm} = (F_{cm} - F_z) \cdot \Psi_e = (118,08 - 0,415) \cdot 0,624 = 73,42.$$

2.1.23 Середнє значення коефіцієнта теплової ефективності

$$\bar{\Psi} = \frac{\sum F_{ст}}{F_{ст}} = \frac{73,42}{118,08} = 0,622.$$

2.1.24 Оптична товщина випромінюючого шару топкового середовища, м

$$S = 3,6 \frac{V_T}{F_{ст}} = 3,6 \cdot \frac{74,29}{118,08} = 2,26.$$

2.1.25 Присоси повітря в топку та систему пилоприготування

$$\Delta \alpha_T = 0,05;$$

$$\Delta \alpha_{п.п.у} = 0.$$

2.1.26 Температура холодного повітря, °C

$$t_{x.n} = 30.$$

2.1.27 Ентальпія повітря при цій температурі, кДж/м³

$$I_{x.n} = 384,9.$$

2.1.28 Температура гарячого повітря, °C

$$\vartheta_{г.п} = 200.$$

2.1.29 Ентальпія при цій температурі, кДж/м³

$$I_{г.п} = 2585.$$

2.1.30 Кількість теплоти, що вноситься в топку разом з повітрям, кДж/м³

$$\begin{aligned} Q_{нов} &= (\alpha_{г} - \Delta\alpha_{г} - \Delta\alpha_{п.п.у}) \cdot I_{г.п} + (\Delta\alpha_{г} + \Delta\alpha_{п.п.у}) \cdot I_{x.n} = \\ &= (1,1 - 0,05 - 0) \cdot 2585 + (0,05 + 0) \cdot 384,9 = 2733,5. \end{aligned}$$

2.1.31 Рециркуляція продуктів згоряння в топці не передбачена.

2.1.32 Корисне тепловиділення в топці, кДж/м³

$$Q_m = Q_p^p \cdot \frac{100 - q_3}{100} + Q_{нов} = 36620,6 \cdot \frac{100 - 0,5}{100} + 2733,5 = 39170,4.$$

2.1.33 Теоретична температура горіння, яка відповідає корисному тепловиділенню в топці, °С

$$g_a = 1900 + \frac{2000 - 1900}{40284,2 - 38049,7} \cdot (39170,4 - 38049,7) = 1950,2.$$

2.1.34 Температура згоряння в кінці топки, °С

$$g_T'' = 1050.$$

2.1.35 Ентальпія продуктів згоряння при цій температурі, кДж/м³

$$I_T'' = 19646,9.$$

2.1.36 Середня сумарна теплоємність продуктів згоряння в інтервалі температур g_T'' до g_a , кДж/(м³·К)

$$VC_{cp} = \frac{Q_T - I_T''}{g_a - g_T''} = \frac{39170,4 - 19646,9}{1950,2 - 1050} = 21,69.$$

2.1.37 Коефіцієнт збереження теплоти

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta_{ky} + q_5} = 1 - \frac{1,2}{90,82 + 1,2} = 0,987.$$

2.1.38 Висота розташування вісей пальників відносно підлоги, м

$$h_r = \frac{2 \cdot h_1 + 1 \cdot h_2}{3} = \frac{2 \cdot 1,9 + 1 \cdot 6,5}{3} = 3,43.$$

2.1.39 Загальна висота топки приймається від середини вихідного вікна з топки до підлоги, м

$$H_m=7,4.$$

2.1.40 Відносний рівень розташування пальників

$$x_\Gamma = \frac{h_\Gamma}{H_\Gamma} = \frac{3,43}{7,4} = 0,464.$$

2.1.41 Поправка, що враховує зміщення максимуму температури в топці відносно рівня розташування пальників

$$\Delta x=0,15.$$

2.1.42 Коефіцієнт, що характеризує відносне положення максимуму температури топкових газів

$$x_T=x_\Gamma+\Delta x= 0,464 + 0,15 = 0,614.$$

2.1.43 Параметр температурного поля

$$M=0,54-0,2x_T=0,54-0,2\cdot 0,614=0,417.$$

2.1.44 Тиск продуктів згоряння в топці приймається, бар

$$P=1.$$

2.1.45 Об'ємна доля водяних парів в продуктах згоряння в топці

$$r_{H_2O}=0,171.$$

2.1.46 Об'ємна доля триатомних газів в продуктах згоряння в топці

$$r_{RO_2}=0,086.$$

2.1.47 Сумарний парціальний тиск, бар

$$P_n=(r_{H_2O}+r_{RO_2})\cdot P=(0,171+0,086)\cdot 1=0,257.$$

2.1.48 Оптична товщина газового потоку полум'я

$$\begin{aligned} \tau_r &= \left(\frac{0,78 + 1,6 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{P_n \cdot S}} - 0,1 \right) \cdot (1 - 0,37 \cdot T_m'' \cdot 10^{-3}) \cdot P_n \cdot S = \\ &= \left(\frac{0,78 + 1,6 \cdot 0,171}{3,16 \cdot \sqrt{0,257 \cdot 2,26}} - 0,1 \right) \cdot (1 - 0,37 \cdot 1323 \cdot 10^{-3}) \cdot 0,257 \cdot 2,26 = 0,213 \end{aligned}$$

2.1.49 Ступінь чорноти факелу напівсвітнього полум'я

$$a_\phi = 1 - e^{-\tau} = 1 - e^{-0,213} = 0,192.$$

2.1.50 Ступінь чорноти топки

$$\begin{aligned} a_m &= \frac{a_\phi}{a_\phi + (1 - a_\phi) \cdot \psi} = \\ &= \frac{0,192}{0,192 + (1 - 0,192) \cdot 0,622} = 0,276. \end{aligned}$$

2.1.51 Випромінювальна спроможність абсолютно чорного тіла, кВт/(м²·К)

$$\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-11}.$$

2.1.52 Розрахункова витрата палива, м³/с

$$B_p=0,526.$$

2.1.53 Температура продуктів згорання на виході з топки, °С

$$g''_m = \frac{T_a}{M \cdot \left(\frac{\sigma_0 \cdot a_r \cdot \psi \cdot F_{ст} \cdot T_a^3}{\varphi \cdot B_p \cdot V C_{cp}} \right)^{0,6} + 1} - 273 =$$

$$= \frac{2223,2}{0,417 \cdot \left(\frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,276 \cdot 0,622 \cdot 118,08 \cdot 2223,2^3}{0,987 \cdot 0,526 \cdot 21,69} \right)^{0,6} + 1} - 273 = 1042.$$

2.1.54 Ентальпія продуктів згорання відповідно температурі 1042 °С, кДж/м³

$$I''=19481,5.$$

2.1.55 Кількість теплоти, яка передана в топці променистим теплообміном, кДж/м³

$$Q_l = \varphi \cdot (Q_m - I''_m) = 0,987 \cdot (39170,4 - 19481,5) = 19432,9.$$

2.1.56 Видиме енерговиділення топки, кВт/м³

$$q_v = \frac{B \cdot Q_p}{V_T} = \frac{0,526 \cdot 36620,6}{74,29} = 259,28 \leq (350 \dots 460)$$

2.2. Розрахунок пароперегрівача

2.2.1 Зовнішній діаметр труб і товщина стінки, мм

$$d_1 \times S = 42 \times 3,5.$$

2.2.2 Поперечний крок, мм

$$S_1 = 125.$$

2.2.3 Число змійовиків, шт.

$$z = 32.$$

2.2.4 Радіус вигину труб, м

$$r = 0,09.$$

2.2.5 Глибина об'єму пароперегрівача, мм

$$\ell_{об} = 540.$$

2.2.6 Розрахунковий крок по ходу газів (по глибині), мм

$$S_2 = \frac{\ell_{об}}{3} = \frac{540}{3} = 180.$$

2.2.7 Площа поверхні пароперегрівача, м²

$$H = 22,86.$$

2.2.8 Довжина зміювика, м

$$\ell = \frac{H}{z \cdot \pi \cdot d} = \frac{22,86}{32 \cdot 3,14 \cdot 0,042} = 5,417.$$

2.2.9 Живий перетин газоходу, м²

$$F_1 = h_1 \cdot a - 32 \cdot d \cdot h_2 = 1,935 \cdot 4,23 - 32 \cdot 0,042 \cdot 1,752 = 5,83.$$

2.2.10 Температура насиченої пари при тиску в барабані $P_6 = 1,47$ МПа, °С

$$t_n = 197.$$

2.2.11 Ентальпія пари на вході в ступінь, кДж/кг

$$P_6 = 1,47 \text{ МПа}$$

$$h_1 = h' + rx = 840,38 + 1949,42 \cdot 0,98 = 2750,81.$$

2.2.12 Ентальпія пари після пароохолоджувача, кДж/кг

$$h_2 = 2750,81 - 60 = 2690,81;$$

2.2.13 Ентальпія перегрітої пари, кДж/кг, при $P_{\text{min}} = 1,37$ МПа, $t_{\text{min}} = 250$ °С

$$h_3 = 2928,44.$$

2.2.14 Кількість теплоти, що сприйнята паром в пароперегрівачі, кДж/кг

$$Q_{\text{не.б}} = \frac{D}{B} \cdot (h_3 - h_2) = \frac{6,94}{0,526} \cdot (2928,44 - 2690,84) = 3133,9.$$

2.2.15 Температура продуктів згоряння після топки, °С

$$\vartheta_T'' = 1042.$$

2.2.16 Ентальпія продуктів згорання після топки, кДж/м³

$$I_{T}'' = 19481,5.$$

2.2.17 Присос повітря в ступені

$$\Delta\alpha_{III} = 0,03.$$

2.2.18 Ентальпія повітря присосів при t=30°С, кДж/м³

$$I_{III}^0 = 384,9.$$

2.2.19 Коефіцієнт збереження теплоти

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta_{ку} + q_5} = 1 - \frac{1,2}{100 + 1,2} = 0,987.$$

2.2.20 Ентальпія продуктів згоряння на виході з пароперегрівача, що розраховується, кДж/м³

$$I_{пе}'' = I_{пе}' - \frac{Q_{пе.б}}{\varphi} + \Delta\alpha \cdot I_{прс}^0 =$$

$$19481,5 - \frac{3133,9}{0,987} + 0,03 \cdot 384,9 = 16317,85.$$

2.2.21 Температура продуктів згорання, що відповідає цієї ентальпії, °С

$$Q''_{ICT} = 800 + \frac{100}{16929,9 - 14870,7} \cdot (16317,85 - 14870,5) = 870,3.$$

2.2.22 Середня температура продуктів згорання в пароперегрівачі, що розраховується, °С

$$g_{cp} = \frac{g' + g''}{2} = \frac{1042 + 870}{2} = 956.$$

2.2.23 Об'єм газів при надлишку повітря в газоході пароперегрівача, м³/м³

$$V_r = 12,372.$$

2.2.24 Середня швидкість газів в пароперегрівачі, м/с

$$W_r = \frac{B \cdot V_r}{F_1} \cdot \left(\frac{273 + g_{cp}}{273} \right) = \frac{0,526 \cdot 12,372}{5,83} \cdot \frac{273 + 956}{273} = 5,025.$$

2.2.25 Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією з поправками до нього, Вт/(м²·К)

$$\alpha_k = \alpha_n \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_\phi = 37 \cdot 1 \cdot 0,92 \cdot 0,96 = 32,68.$$

2.2.26 Середня температура та тиск пари в пароперегрівачі, °С, МПа

$$t_{cp} = \frac{197 + 250}{2} = 223,5;$$

$$P_{cp} = \frac{1,47 + 1,37}{2} = 1,42.$$

2.2.27 Середній питомий об'єм пари в пароперегрівачі, м³/кг

$$v_n = 0,219 + \frac{0,1420 - 0,219}{0,5} \cdot 0,42 = 0,1543.$$

2.2.28 Площа живого перерізу для проходу пари, м²

$$f = Z \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4} = 32 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,035^2}{4} = 0,031.$$

2.2.29 Середня швидкість пари, м/с

$$W_n = \frac{D \cdot v_n}{f} = \frac{0,694 \cdot 0,1543}{0,031} = 34,54.$$

2.2.30 Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до пари, Вт/(м²·К)

$$\alpha_2 = 975 \cdot 0,95 = 926,25.$$

2.2.31 Температура на поверхні забруднених труб, °С

$$t_3 = t_{cp} + 25 = 223,5 + 25 = 248,5.$$

2.2.32 Об'ємні доли водяної пари і сумарна доля водяної пари і триатомних газів при надлишку повітря в пароперегрівачі

$$r_{H_2O} = 0,166;$$

$$r_n = 0,166 + 0,083 = 0,249.$$

2.2.33 Вказуємо тиск прийнятий в газоході, що розраховується, МПа

$$P = 0,1.$$

2.2.34 Парціальний тиск трьохатомних газів і водяної пари, МПа

$$P_n = r_n \cdot P = 0,249 \cdot 0,1 = 0,0249.$$

2.2.35 Товщина випромінюючого газового об'єму в міжтрубному просторі ступені, м

$$S = 0,9 \cdot \left(\frac{4 \cdot S_1 \cdot S_2}{\pi \cdot d^2} - 1 \right) \cdot d = 0,9 \cdot \left(\frac{0,125 \cdot 0,18}{3,14 \cdot 0,042^2} - 1 \right) \cdot 0,042 = 0,576.$$

2.2.36 Оптична щільність потоку продуктів згоряння

$$\begin{aligned} \tau_r &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,166}{3,16 \cdot \sqrt{P_n \cdot S}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{956 + 273}{1000} \right) \cdot P_n \cdot S = \\ &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,166}{3,16 \cdot \sqrt{0,0249 \cdot 0,576}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{956 + 273}{1000} \right) \cdot 0,249 \cdot 0,576 = 0,208 \end{aligned}$$

2.2.37 Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням в міжтрубному просторі, Вт/(м²·К)

$$\alpha_{л.} = \alpha_n \cdot a \cdot a_2 = 145 \cdot 0,99 \cdot 0,2 = 26,96;$$

$$a_2 = 1 - e^{-\tau} = 1 - e^{-0,208} = 0,188.$$

2.2.38 Коефіцієнт випромінювання потоку газів з урахуванням випромінювання об'єму, Вт/(м²·К)

$$\alpha'_{л.} = \alpha_{л.} \cdot \left[1 + A \cdot \left(\frac{T_K}{100} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{\ell_{об}}{\ell_n} \right)^{0,07} \right] = 26,96 \cdot \left[1 + 0,3 \cdot \left(\frac{1315}{100} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{1,7}{0,54} \right)^{0,07} \right] = 43,61;$$

$$T_K = 1042 + 273 \text{ К};$$

$$A = 0,3;$$

$$\begin{aligned}l_{об} &= 1,7\text{м}; \\ l_{II} &= 540\text{мм}.\end{aligned}$$

2.2.39 Температурний напір на вході і виході газів при протитоку, °С

$$\begin{aligned}\Delta t_{\delta} &= \vartheta' - t'' = 1042 - 250 = 792; \\ \Delta t_{\text{м}} &= \vartheta'' - t' = 870 - 197 = 673.\end{aligned}$$

2.2.40 Середній температурний напір при протитоку, °С

$$\Delta t_{\text{нрм}} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{792 - 673}{2,3 \cdot \lg \frac{792}{673}} = 731,7.$$

2.2.41 Визначаємо параметри

$$P = \frac{\tau_{\text{м}}}{\vartheta' - t'} = \frac{53}{1042 - 197} = 0,063; \quad R = \frac{\tau_{\delta}}{\tau_{\text{м}}} = \frac{172}{53} = 3,2;$$

$$\tau_{\delta} = \vartheta' - \vartheta'' = 1042 - 870 = 172; \quad \tau_{\text{м}} = t'' - t' = 250 - 197 = 53.$$

2.2.42 Визначаємо коефіцієнт переходу від протитокової схеми до перехресної

$$\psi = 1.$$

2.2.43 Температурний напір для схеми перехресного току, °С

$$\Delta t = \Delta t_{\text{нрм}} \cdot \psi = 731,7 \cdot 1 = 731,7.$$

2.2.44 Коефіцієнт теплової ефективності

$$\psi=0,8.$$

2.2.45 Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки, Вт/(м²·К)

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_n = 32,68 + 43,61 = 76,29.$$

2.2.46 Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до пари, Вт/(м²·К)

$$\alpha_2 = 926,25.$$

2.2.47 Коефіцієнт теплопередачі в поверхні пароперегрівача, Вт/м²·К

$$k = \psi \cdot \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} = 0,8 \cdot \frac{76,29 \cdot 926,25}{76,29 + 926,25} = 56,39.$$

2.2.48 Кількість теплоти, яка може бути передана за умовами теплопередачі, кДж /м³

$$Q_T = \frac{\kappa \cdot \Delta t \cdot H}{V} = \frac{56,39 \cdot 731,7 \cdot 22,86}{0,526 \cdot 10^3} = 1793,19.$$

2.2.49 Розбіжність результатів визначення теплоти по балансу і по теплопередачі, кДж/м³

$$\Delta Q = Q_o - Q_T = 3133,9 - 1793,19 = 1340,71.$$

2.2.50 Розрахунок додаткової поверхні нагріву пароперегрівача, м²

$$\Delta H = \frac{\Delta Q \cdot B}{\kappa \cdot \Delta t} = \frac{1340,71 \cdot 0,526}{56,39 \cdot 731,7} = 17,09.$$

Не змінюючи кількість змійовиків та діаметр труб, збільшимо довжину змійовиків, м

$$\Delta \ell = \frac{\Delta H}{Z \cdot \pi \cdot d} = \frac{17,09}{32 \cdot 3,14 \cdot 0,042} = 4,04.$$

2.3 Розрахунок котельного пучку

2.3.1 Конструктивні характеристики поверхні, що розраховується:

а) зовнішній діаметр труб, мм

$$d=60;$$

б) кількість рядів центральних труб, шт.

$$Z_{ц.т}=1;$$

в) число рядів гнутих труб в ряду, шт.

$$n=7;$$

г) довжина гнутих труб, м:

$$- \ell_1=2,48;$$

$$- \ell_2=2,12;$$

$$- \ell_3=2,00;$$

$$- \ell_4 = 1,86;$$

$$- \ell_5 = 1,64;$$

$$- \ell_6 = 1,57;$$

$$- \ell_7 = 1,46;$$

д) поздовжній крок гнутих труб, м

$$S_2 = 0,120;$$

є) відносний повздовжній крок, м

$$S_2/d = 0,120/0,06 = 2.$$

2.3.2 Кількість центральних труб, шт.

$$n_{ц.т} = 12.$$

2.3.3 Діаметр центральних труб, м

$$d_{ц.т} = 0,219.$$

2.3.4 Довжина центральних труб, м

$$\ell_{ц.т} = 1,825.$$

2.3.5 Площа поверхні нагріву центральних труб, м²

$$H_{ц.т} = h_{ц.т} \cdot \pi \cdot d_{ц.т} \cdot \ell_{ц.т} = 12 \cdot 3,14 \cdot 0,219 \cdot 1,825 = 15,06.$$

2.3.6 Площа поверхні нагріву котельного пучку, м²

$$H_{кп}=188.$$

2.3.7 Площа поверхні нагріву гнутих труб, м²

$$H_{гг} = H_{кп} - H_{цг} = 188 - 15,06 = 172,94.$$

2.3.8 Площа поверхні нагріву одного блоку гнутих труб, м²

$$\begin{aligned} H_{бл} &= 2 \cdot \pi \cdot d \cdot (\ell_1 + \ell_2 + \ell_3 + \ell_4 + \ell_5 + \ell_6 + \ell_7) = \\ &= 2 \cdot 3,14 \cdot 0,06 \cdot (2,48 + 2,12 + 2 + 1,86 + 1,64 + 1,57 + 1,46) = 4,94. \end{aligned}$$

2.3.9 Кількість блоків гнутих труб, шт.

$$n_{бл} = \frac{H_{гг}}{H_{бл}} = \frac{172,94}{4,94} = 35.$$

2.3.10 Поперечний крок гнутих труб, м

$$S_l=0,2.$$

2.3.11 Відносний поперечний крок гнутих труб

$$\frac{S_l}{d} = \frac{0,2}{0,06} = 3,33.$$

2.3.12 Живий перетин газоходу, м²

$$F_{кп} = h_1 \cdot a - n_{бл} \cdot d \cdot h_1 = 1,643 \cdot 4,23 - 35 \cdot 0,06 \cdot 1,643 = 3,5.$$

2.3.13 Ефективна товщина випромінюючого газового шару, м

$$S_{\text{к.п.}} = 0,9 \cdot d \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{S_1 \cdot S_2}{d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 60 \cdot \left(\frac{4}{3,14} \cdot \frac{200 \cdot 120}{60^2} - 1 \right) = 0,389.$$

2.3.14 Температура газів на вході в пучок, °С

$$\vartheta'_{\text{к.п.}} = \vartheta''_{\text{пп}} = 870.$$

2.3.15 Ентальпія продуктів згорання при цій температурі, кДж/м³

$$I'_{\text{к.п.}} = I''_{\text{пп}} = 16317,85.$$

2.3.16 Температура продуктів згорання на виході з поверхні нагрівання, °С

$$\vartheta''_{\text{к.п.}} = 370.$$

2.3.17 Ентальпія продуктів згорання, відповідна до цієї температури, кДж/м³

$$I_{\text{к.п.}} = 7103,3.$$

2.3.18 Коефіцієнт збереження теплоти

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta_{\text{кв}} + q_5} = 1 - \frac{1,2}{90,82 + 1,2} = 0,987.$$

2.3.19 Теплосприйняття пучка по різниці ентальпій продуктів згорання (по балансу), кДж/м³

$$\begin{aligned} Q_{\text{к.п}} &= \varphi \cdot (I' - I'' + \Delta\alpha \cdot I^{\circ}_{\text{прис}}) = \\ &= 0,987 \cdot (16317,85 - 7103,3 + 0,1 \cdot 384,9) = 9132,7. \end{aligned}$$

2.3.20 Середня температура продуктів згорання в поверхні, що розраховується, °С

$$g_{\text{к.п.ср}} = \frac{g' + g''}{2} = \frac{870 + 370}{2} = 620.$$

2.3.21 Температура кипіння води при тиску в барабані, °С

$$t_{\text{кип}} = 197.$$

2.3.22 Середній температурний напір, °С

$$\Delta t_{\text{к.н.}} = g_{\text{к.п.ср}} - t_{\text{кип}} = 620 - 197 = 423.$$

2.3.23 Об'єм продуктів згорання при надлишку повітря, прийнятому в пучку, м³/м³

$$V_r = 13.$$

2.3.24 Середня швидкість продуктів згорання, м/с

$$W_e = \frac{B_p \cdot V_r \cdot (273 + g_{\text{ср}})}{273 \cdot F} = \frac{0,526 \cdot 13 \cdot (273 + 620)}{273 \cdot 3,5} = 6,3.$$

2.3.25 Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією, Вт/(м²·К)

$$\alpha_{\kappa} = 41 \cdot \frac{4,19}{3,6} = 47,7.$$

2.3.26 Сумарна частка водяних парів і трьохатомних газів у продуктах згоряння в поверхні нагрівання

$$r_{H_2O} = 0,159;$$

$$r_{RO_2} = 0,079;$$

$$r_n = r_{H_2O} + r_{RO_2} = 0,238.$$

2.3.27 Тиск газів в поверхні, МПа

$$p = 0,1.$$

2.3.28 Парціальний тиск трьохатомних газів і водяних парів, МПа

$$p_n = r_n \cdot p = 0,238 \cdot 0,1 = 0,0238.$$

2.3.29 Оптична щільність газового потоку

$$\begin{aligned} r_{\tau} &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{P_n \cdot S}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{\vartheta_{cp} + 273}{1000} \right) = \\ &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,159}{3,16 \cdot \sqrt{0,0238 \cdot 0,389}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{620 + 273}{1000} \right) \cdot 0,0238 \cdot 0,389 = 0,46. \end{aligned}$$

2.3.30 Міра чорноти газового потоку

$$a = 1 - e^{-\tau \varphi} = 1 - e^{-0,46} = 0,368.$$

2.3.31 Температура на зовнішній поверхні труб, °C

$$t_3 = 197 + 25 = 222.$$

2.3.32 Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням, Вт/(м²·К)

$$\alpha_{\text{л}} = \alpha_{\text{н}} \cdot C_{\text{r}} \cdot a = 115 \cdot 0,98 \cdot 0,368 = 41,43.$$

2.3.33 Коефіцієнт використання поверхні нагрівання

$$\xi = 1.$$

2.3.34 Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки, Вт/(м²·К)

$$\alpha_1 = \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}} = 47,7 + 41,43 = 89,13.$$

2.3.35 Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К)

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,8 \cdot 89,13 = 71,3.$$

2.3.36 Теплосприйняття поверхні нагрівання, що розраховується, за умовами теплопередачі, кДж/м³

$$Q_{\text{к.п. т}} = \frac{k \cdot H \cdot \Delta t}{V_{\text{р}} \cdot 10^{-3}} = \frac{71,3 \cdot 188 \cdot 423}{0,526 \cdot 10^3} = 9378,51.$$

2.3.37 Розбіжність між значеннями теплосприйняття, підрахованими по балансу і по теплопередачі, %

$$\Delta q = \frac{9378,51 - 9132,7}{9378,51} \cdot 100\% = 2,62.$$

2.4 Розрахунок водяного економайзера

В економайзері поживна вода підігривається за рахунок охолодження димових газів. У цій поверхні нагрівання сприймається від 10 % до 20 % теплоти палива, що спалюється в котельній установці.

Ступінь підігріву води може бути різною. Якщо вода не догрівається до кипіння, то такі економайзери називаються некиплячими; якщо поряд із підігрівом води утворюється пара, то такі економайзери називаються киплячими. Таким чином, за призначенням економайзери ділять на:

- некиплячі;
- киплячі.

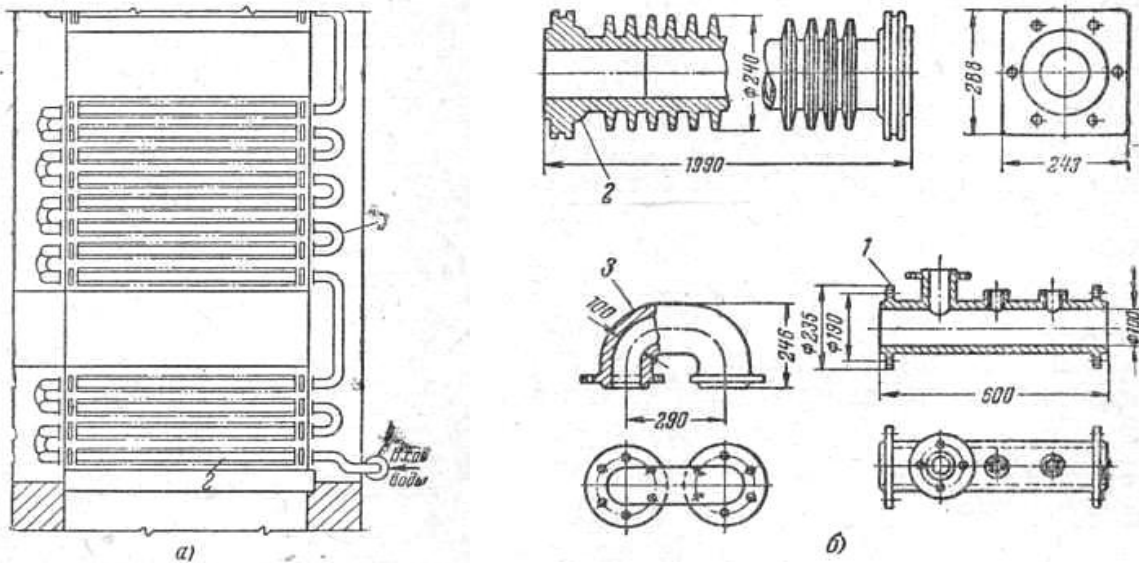
Некиплячі водяні економайзери виконуються у вигляді пакету чавунних ребристих труб з оребренням з газової сторони.

На рисунку 15.1,а показана конструкція чавунно-ребристого економайзера, а на рисунку 15.1,б - його деталі.

Довжина оребреної чавунної труби становить 1,5 м; 2 м або 3 м, діаметр труби 76 x 8 мм, зовнішні ребра квадратні розміром 150 мм x 150 мм. Число труб у пакеті в горизонтальній площині визначається, виходячи зі швидкості продуктів згоряння, зазвичай, (6...9) м/с; кількість горизонтальних рядів водяного економайзера визначається необхідною поверхнею нагрівання.

Чавунні економайзери більш стійкі до зовнішньої та внутрішньої корозії. Їх, як правило, виконують із великим недогріванням води до кипіння. Це обумовлюється тим, що в киплячому економайзері можуть мати місце гідравлічні удари. А вони призводять до руйнування крихких чавунних труб.

У порівнянні зі сталевими трубчастими, чавунні економайзери більш громіздкі і мають велику вагу.



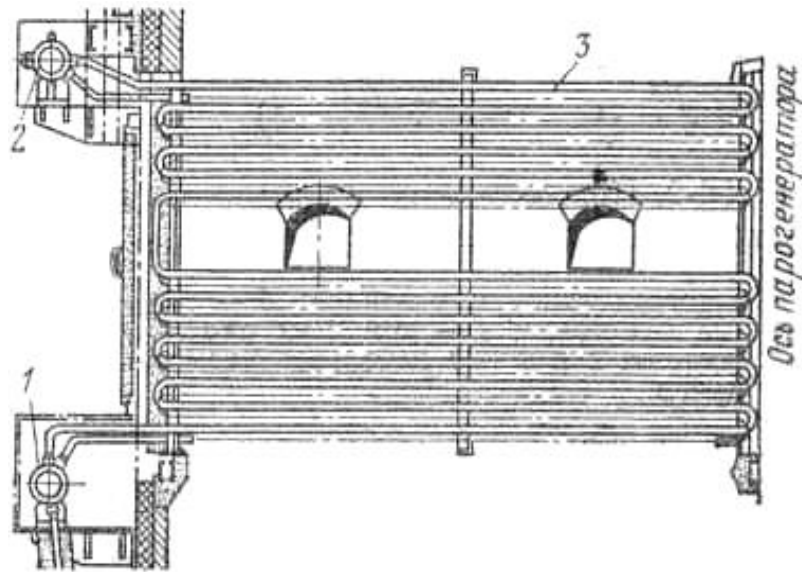
а - загальний вигляд; б - деталі;

1 - вхідний колектор; 2 - ребриста труба; 3 - калач

Рисунок 2.1 - Чавунний економайзер

Киплячі економайзери виконують із сталевих змійникових труб із зовнішнім діаметром $d_n = (28...38)$ мм при товщині стінки $(2,5...3,5)$ мм. Кінці змійовиків економайзера об'єднують колекторами, винесеними з газового обігріву. Іноді колектори, що об'єднують змійовики, розміщують у газоході, де розташований економайзер, і одночасно вони також служать для його опори. До колекторів змійовики приєднують вальцюванням або зварюванням через проміжні штуцери. Вихідний колектор економайзера приєднується до барабану котельної установки кількома водоперепускними трубами.

Трубки економайзера, зазвичай, розташовуються у шаховому порядку, що забезпечує більшу ефективність теплообміну, приблизно на 25 % порівняно з коридорним розташуванням труб, та відповідне зменшення габаритів економайзера. Сталевий гладкотрубний водяний економайзер з паралельним включенням ряду змійовиків зображено на рисунку 2.2.



1 - вхідна камера; 2 - вихідна камера; 3 - змійовики економайзера

Рисунок 2.2 - Водяний економайзер з паралельним включенням ряду змійовиків

2.4.1 Підраховуємо теплоту по теплопередачі, кДж/м³, що підводиться в водяному економайзері, згідно розрахунку нев'язки теплового балансу котельної установки у розмірі допущеної 0,5%

$$\frac{\Delta Q}{Q_p} = 0,5;$$

$$\Delta Q = \frac{0,5}{100} \cdot Q_p = \frac{0,5}{100} \cdot 36620,6 = 183,1;$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{ве}} &= Q_p \cdot \eta_{\text{ку}} - \Delta Q - Q_{\text{л}}^m - Q_{\text{тн}} - Q_{\text{кп}} = \\ &= 36620,6 \cdot 0,9082 - 183,1 - 19432,9 - 1793,19 - 9378,51 = 2470,58. \end{aligned}$$

2.4.2 Тиск поживної води на вході в економайзер, МПа

$$P'_{ек} = 1,08 \cdot 1,47 = 1,59.$$

2.4.3 Температура поживної води, °С

$$t_{ж.в} = 100.$$

2.4.4 Ентальпія поживної води, кДж/кг

$$i_{ж.в} = 420,17.$$

2.4.5 Ентальпія, отримана водою в регуляторі перегріву, кДж/кг

$$\Delta i_{н.о} = 60.$$

2.4.6 Витрата води на продування, кг/с

$$D_{прод} = 0,208.$$

2.4.7 Витрата води через економайзер, кг/с

$$D_{ек} = D + D_{прод} = 6,94 + 0,208 = 7,1.$$

2.4.8 Ентальпія води на вході в економайзер, кДж/кг

$$i' = 480,17.$$

2.4.9 Температура води на вході в економайзер, °С

$$t'_{ек} = 110 + \frac{10}{504,6 - 462,3} \cdot (480,17 - 462,31) = 114.$$

2.4.10 Кількість теплоти, що віддається в економайзері, кДж/м³

$$Q_{ек.б}=2470,58.$$

2.4.11 Ентальпія води на виході з економайзера, кДж/кг

$$i''_{ек} = i' + \frac{Q_{ек.б} \cdot B}{D} = 480,17 + \frac{2470,58 \cdot 0,526}{7,1} = 663,2.$$

2.4.12 Тиск води на виході з економайзера, МПа

$$P''_{ек} = P_{бар} = 1,47.$$

2.4.13 Температура води на виході з економайзера, °С

$$t''=143,$$

що менше за температуру насичення на $197 - 143 = 54$ °С.

2.4.14 Коефіцієнт збереження теплоти

$$\varphi=0,987.$$

2.4.15 Ентальпія холодного повітря, кДж/м³

$$I^0_{х.п}=384,9.$$

2.4.16 Присос повітря в газохід поверхні, що розраховується

$$\Delta\alpha_{в.е}=0,1.$$

2.4.17 Температура продуктів згоряння на виході з економайзера, °С

$$\vartheta''_{ек} = 150.$$

2.4.18 Ентальпія продуктів згоряння на виході з економайзера, кДж/м³

$$I''_{ек} = 3087,15.$$

2.4.19 Ентальпія продуктів згоряння на вході в економайзер, кДж/м³

$$I'_{в.ек} = I''_{вс} + \frac{Q_{ек.б}}{\varphi} - \Delta\alpha \cdot I_{хп}^0 = 3087,15 + \frac{2470,58}{0,987} - 0,1 \cdot 384,9 = 5551,78.$$

2.4.20 Температура продуктів згоряння на вході в економайзер, °С

$$\vartheta'_{вс} = 272.$$

2.4.21 Різниця температур середовищ на вході в економайзер і на виході з нього, °С

$$t'_{ек} = \vartheta' - t''_{ек} = 272 - 143 = 129; \quad \Delta t''_{ек} = \vartheta'' - t'_{ек} = 150 - 114 = 36.$$

2.4.22 Температурний напір в поверхні нагріву економайзера, °С

$$\Delta t_{ек} = \frac{\Delta t'_{ек} - \Delta t''_{ек}}{2,3 \cdot \lg \frac{\Delta t'_{ек}}{\Delta t''_{ек}}} = \frac{129 - 36}{2,3 \cdot \lg \frac{129}{36}} = 72,9.$$

2.4.23 Середня температура продуктів згоряння, °C

$$\vartheta_{\text{ср.ек}} = \frac{272 + 150}{2} = 211.$$

2.4.24 Вибираємо до установки чавунний водяний економайзер типу ВТІ 4 блока .

2.4.25 Кількість труб в ряду, шт.

$$n_{\text{тр}} = 10.$$

2.4.26 Кількість рядів труб, шт.

$$n_{p1} = 5 \text{ - два блоки; } \quad n_{p2} = 6 \text{ - два блоки.}$$

2.4.27 Площа живого перетину для проходу газів однієї труби, м²

$$F_{\text{г.тр}} = 0,12.$$

2.4.28 Площа живого перерізу для проходу газів крізь всі труби, м²

$$F_z = n_{\text{тр}} \cdot F_{z.\text{тр}} = 10 \cdot 0,12 = 1,2.$$

2.4.29 Площа нагрівання з газової сторони однієї труби, м²

$$H_{1\text{тр}} = 2,95.$$

2.4.30 Площа нагріву водяного економайзера, м²

$$H_{\text{в.ек}} = 2 \cdot n_{\text{тр}} \cdot H_{1\text{тр}} \cdot (n_{p1} + n_{p2}) = 2 \cdot 10 \cdot 2,95 \cdot (5 + 6) = 649.$$

2.4.31 Середня швидкість продуктів згоряння, м/с

$$w_{\text{ек}} = \frac{B^p \cdot V^z \cdot (273 + \nu_z^{cp})}{273 \cdot F} = \frac{0,526 \cdot 14,558 \cdot (273 + 211)}{273 \cdot 1,2} = 11,31.$$

2.4.32 Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К)

$$k = k_n \cdot C_v = 26,67 \cdot 1,03 = 27,46.$$

2.4.33 Кількість теплоти, яка може бути передана в поверхні економайзера за умовами теплопередачі, кДж/м³

$$Q_{\text{ек.т}} = \frac{k \cdot H \cdot \Delta t}{B} = \frac{27,46 \cdot 649 \cdot 72,9}{0,526 \cdot 10^3} = 2470,58.$$

2.4.34 Отримана величина порівнюється із значенням теплоти, визначеної балансом, %

$$\Delta Q = \frac{Q_{\text{т}} - Q_{\text{б}}}{Q_{\text{т}}} \cdot 100 = \frac{2470,58 - 2470,58}{2470,58} \cdot 100 = 0$$

2.5 Розрахунок повітропідігрівача

2.5.1 Ширина простору для розміщення повітропідігрівача, м

$$a = 2,374.$$

2.5.2 Глибина простору, м

$$b = 1,350.$$

2.5.3 Число секцій повітропідігрівача, шт.

$$n_c = 3.$$

2.5.4 Діаметр труб і товщина стінок, мм

$$d_{xs}=40 \times 1,6.$$

2.5.5 Поперечний крок труб в секції, мм

$$S_1=55.$$

2.5.6 Відносний поперечний крок

$$s_1/d=55/40=1,375.$$

2.5.7 Поздовжній крок, мм

$$S_2=50.$$

2.5.8 Відносний поздовжній крок

$$S_2/d=50/40=1,25.$$

2.5.9 Ширина секції, мм

$$a_c=770.$$

2.5.10 Глибина секції, м

$$b_c=1350.$$

2.5.11 Кількість труб, що розміщуються в непарних і парних рядах секції,
шт.

$$n_{mp}=15.$$

2.5.12 Число рядів, шт.

$$n=28.$$

2.5.13 Число труб в одній секції, шт.

$$N_c = n_{mp} \cdot n_p = 15 \cdot 28 = 420.$$

2.5.14 Число ходів повітря через повітропідігрівач, шт.

$$m_x = 1.$$

2.5.15 Висота ходу, мм

$$h_x = 1570.$$

2.5.16 Площа поверхні нагріву повітропідігрівача, м²

$$H_{nn} = N_c \cdot n_c \cdot \pi \cdot d \cdot \ell = 420 \cdot 3 \cdot 3,14 \cdot 0,04 \cdot 1,57 = 248,46.$$

2.5.17 Площа живого перерізу для проходу газу в поверхні нагрівання, що розраховується, м²

$$F_{z.v.n} = \frac{\pi d_{вн}^2}{4} \cdot N_c \cdot n_c = \frac{3,14 \cdot 0,0368^2}{4} \cdot 420 \cdot 3 = 1,339.$$

2.5.18 Площа живого перерізу для проходу повітря, м²

$$F_{v.v.n} = a \cdot h_x \cdot n_c \cdot n_{mp} \cdot d = 2,374 \cdot 1,57 \cdot 3 \cdot 15 \cdot 0,04 \cdot 1,57 = 0,903.$$

2.5.19 Температура, °С, і ентальпія продуктів згорання, кДж/м³, на вході в поверхню повітропідігрівача

$$t'_{в.п} = 370;$$

$$I'_{в.н}=7103,3.$$

2.5.20 Температура, °С, і ентальпія продуктів згоряння, кДж/м³, на виході з поверхні повітропідігрівача

$$\vartheta''_{в.п}= 272 ;$$

$$I''_{в.н}=5551,7.$$

2.5.21 Величина присоса повітря в газоході

$$\Delta\alpha_{в.н}=0,06.$$

2.5.22 Температура повітря на вході в повітропідігрівач , °С

$$t'_{в.н}=30.$$

2.5.23 Очікувана температура повітря на виході з повітропідігрівача, °С

$$t''_{в.н.о}=145.$$

2.5.24 Середня очікувана температура повітря, що підігрівається в поверхні нагріву, °С

$$t_{в.н.о}=\frac{30+145}{2}=87,5.$$

2.5.25 Ентальпія теоретичного об'єму повітря при середній температурі, кДж/м³

$$I^o_{прс}=1154,7.$$

2.5.26 Коефіцієнт збереження теплоти

$$\varphi=0,987.$$

2.5.27 Кількість теплоти, що віддається газами в поверхні нагрівання, кДж/м³

$$\begin{aligned} Q_{\text{в.п.б}} &= \varphi \cdot (I' - I'' + \Delta\alpha \cdot I_{\text{прис}}) = \\ &= 0,987 \cdot (7103,3 - 5551,78 + 0,06 \cdot 1154,7) = 1599,73. \end{aligned}$$

2.5.28 Величина надлишку повітря в продуктах згоряння в кінці топки

$$\alpha_m = 1,1.$$

2.5.29 Коефіцієнт надлишку повітря на виході з повітропідігрівача

$$\beta'' = 1,05.$$

2.5.30 Ентальпія повітря на виході з повітропідігрівача ,кДж/м³

$$I''_{\text{в}} = I' + \frac{Q_{\text{в.п.б}}}{\beta'' + 0,5 \cdot \Delta\alpha} = 384,9 + \frac{1599,73}{1,05 + 0,5 \cdot 0,06} = 1866,13.$$

2.5.31 Температура повітря на виході з повітропідігрівача, °С

$$t''_{\text{в.п}} = 145.$$

2.5.32 Середня температура продуктів згоряння в поверхні, що розраховується, °С

$$\vartheta_{\text{в.п}} = \frac{\vartheta'_{\text{вп}} + \vartheta''_{\text{вп}}}{2} = \frac{370 + 272}{2} = 321$$

2.5.33 Об'єм газів при середньому надлишку повітря, м³/м³

$$V_{\text{з.в.п}} = 13,781.$$

2.5.34 Розрахункова витрата палива котельною установкою, м³/с

$$V_p=0,526.$$

2.5.35 Швидкість продуктів згоряння в поверхні, що розраховується, м/с

$$W_{z.v.n} = \frac{B^P \cdot V_r \cdot (273 + \vartheta_{cp})}{273 \cdot F_{гвп}} = \frac{0,526 \cdot 13,781 \cdot (273 + 321)}{273 \cdot 1,339} = 11,78.$$

2.5.36 Коефіцієнт тепловіддачі від продуктів згоряння номограмне, Вт/(м²·К)

$$\alpha_{к.н}=38.$$

2.5.37 Коефіцієнт тепловіддачі від продуктів згоряння до стінки, Вт/(м²·К)

$$\alpha_k = \alpha_n \cdot C_e \cdot C_\phi = 38 \cdot 1 \cdot 1,075 = 40,85.$$

2.5.38 Швидкість повітря в ступені, м/с

$$W_{в.в.н} = \frac{B^P \cdot V_B^0 \cdot \beta \cdot (273 + t_{cp})}{F_{ввп} \cdot 273} = \frac{0,526 \cdot 9,72 \cdot 1,05 \cdot (273 + 87,5)}{0,903 \cdot 273} = 7,85.$$

2.5.39 Номограмне значення коефіцієнта тепловіддачі конвекцією від стінки до повітря, Вт/(м²·К)

$$\alpha_{к.н}=75.$$

2.5.40 Поправочні коефіцієнти

$$C_z = 1;$$

$$C_s = 0,93;$$

$$C_\phi = 1,01.$$

2.5.41 Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до повітря, що нагрівається, Вт/(м²·К)

$$\alpha_2 = \alpha_k = 75 \cdot 1 \cdot 1,01 \cdot 0,93 = 70,448.$$

2.5.42 Коефіцієнт використання поверхні повітропідігрівача

$$\xi = 0,85.$$

2.5.43 Коефіцієнт теплопередачі в поверхні нагрівання повітропідігрівача, Вт/(м²·К)

$$k = \xi \cdot \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} = 0,85 \cdot \frac{40,85 \cdot 70,448}{40,85 + 70,448} = 21,98.$$

2.5.44 Температурні напори на вході в поверхню нагрівання і на виході з неї, °С

$$\Delta t' = \vartheta'_{\text{в.н}} - t''_{\text{в.н}} = 370 - 145 = 225;$$

$$\Delta t'' = \vartheta''_{\text{в.н}} - t'_{\text{в.н}} = 272 - 30 = 242.$$

2.5.45 Температурний напір у повітропідігрівачі при протитоку, °С

$$\Delta t_{\text{нрм}} = \frac{\Delta t'' - \Delta t'}{2,3 \lg \frac{\Delta t''}{\Delta t'}} = \frac{242 - 225}{2,3 \lg \frac{242}{225}} = 234.$$

2.5.46 Різниця температур теплообмінювальних середовищ, °C

$$\tau_M = \vartheta'_{\text{в.п}} - \vartheta''_{\text{в.п}} = 370 - 272 = 98 ;$$

$$\tau_{\text{б}} = t''_{\text{в.п}} - t'_{\text{в.п}} = 143 - 30 = 113.$$

2.5.47 Параметри

$$p = \frac{\tau_M}{\vartheta' - t'} = \frac{98}{370 - 30} = 0,228 ;$$

$$R = \frac{\tau_{\text{б}}}{\tau_M} = \frac{113}{98} = 1,153 .$$

2.5.48 Коефіцієнт перерахунку температурного напору

$$\psi = 1.$$

2.5.49 Температурний напір у повітропідігрівачі, °C

$$\Delta t = \psi \cdot \Delta t_{\text{нрм}} = 1 \cdot 234 = 234.$$

2.5.50 Кількість теплоти, переданої повітрю в поверхні нагрівання повітропідігрівача за умовами теплопередачі, кДж/м³

$$Q_{\text{вп.т}} = \frac{\kappa \cdot \Delta t \cdot H}{B} = \frac{21,98 \cdot 234 \cdot 248,76}{0,526} = 2429,5 .$$

2.5.51 Нев'язка, що підрахована по різниці ентальпій, %

$$\Delta Q = \frac{Q_{\text{вп.т}} - Q_{\text{вп.б}}}{Q_{\text{вп.т}}} = \frac{2429,5 - 1599,73}{2429,5} \cdot 100 = 34,15.$$

У зв'язку з великою нев'язкою пропонуються наступні реконструкції в поверхні нагріву.

2.5.52 Поздовжній крок, мм

$$S_2=75.$$

2.5.53 Відносний поздовжній крок

$$S_2/d=75/40=1,25.$$

2.5.54 Кількість труб, що розміщуються в непарних і парних рядах секції, шт.

$$n_{mp}=14.$$

2.5.55 Число рядів, шт.

$$n_{ряд}=20.$$

2.5.56 Число труб в одній секції, шт.

$$N_c = n_{mp} \cdot n_{ряд} = 14 \cdot 20 = 280.$$

2.5.57 Зменшуємо висоту ходу з 1,57 м до, м

$$h_x=1,43.$$

2.5.58 Площа поверхні нагріву повітропідігрівача, м²

$$H_{\text{м}} = N_c \cdot n_c \cdot \pi \cdot d \cdot h_x = 280 \cdot 3 \cdot 3,14 \cdot 0,04 \cdot 1,43 = 150,66.$$

2.5.59 Площа живого перерізу для проходу газу в поверхні нагрівання, що розраховується, м²

$$F_{г.в.п} = \frac{\pi d_{вн}^2}{4} \cdot N_c \cdot n_c = \frac{3,14 \cdot 0,0368^2}{4} \cdot 280 \cdot 3 = 0,893.$$

2.5.60 Площа живого перерізу для проходу повітря, м²

$$F_{в.в.п} = a \cdot h_x \cdot n_c \cdot n_{тр} \cdot d \cdot h_x = 2,374 \cdot 1,43 \cdot 3 \cdot 14 \cdot 0,04 \cdot 1,43 = 0,992.$$

2.5.61 Швидкість продуктів згоряння в поверхні, що розраховується, м/с

$$W_{г.в.п} = \frac{B^P \cdot V_r \cdot (273 + \vartheta_{cp})}{273 \cdot F_{г.в.п}} = \frac{0,526 \cdot 13,781 \cdot (273 + 321)}{273 \cdot 0,893} = 17,6.$$

2.5.62 Коефіцієнт тепловіддачі номограмний від газів до стінки, Вт/(м²·К)

$$\alpha_{к.н} = 51,2.$$

2.5.63 Коефіцієнт тепловіддачі від продуктів згоряння до стінки, Вт/(м²·К)

$$\alpha_k = \alpha_n \cdot C_\ell \cdot C_\phi = 51,2 \cdot 1 \cdot 1,075 = 55,04.$$

2.5.64 Швидкість повітря в ступені, м/с

$$W_{в.в.п} = \frac{B^P \cdot V_B^0 \cdot \beta \cdot (273 + t_{cp})}{F_{пов} \cdot 273} = \frac{0,526 \cdot 9,72 \cdot 1,05 \cdot (273 + 87,5)}{0,992 \cdot 273} = 7,15.$$

2.5.65 Номограмне значення коефіцієнта тепловіддачі конвекцією від стінки до повітря, Вт/(м²·К)

$$\alpha_{к.н}=61.$$

2.5.66 Поправочні коефіцієнти

$$C_z=1; \quad C_s=0,93; \quad C_\phi=1,01.$$

2.5.67 Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до повітря, що нагрівається, Вт/(м²·К)

$$\alpha_2=\alpha_{к.н}=61 \cdot 1 \cdot 1,01 \cdot 0,93=57,3.$$

2.5.68 Коефіцієнт використання поверхні повітропідігрівача

$$\xi=0,85.$$

2.5.69 Коефіцієнт теплопередачі в поверхні нагрівання повітропідігрівача, Вт/(м²·К)

$$k=\xi \cdot \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} = 0,85 \cdot \frac{55,04 \cdot 57,3}{55,04 + 57,3} = 23,86.$$

2.5.70 Температурні напори на вході в поверхню нагрівання і на виході з неї, °С

$$\Delta t' = \vartheta'_{в.п} - t''_{в.п} = 370 - 145 = 225;$$

$$\Delta t'' = \vartheta''_{в.п} - t'_{в.п} = 272 - 30 = 242.$$

2.5.71 Температурний напір у повітропідігрівачі при протитоку, °С

$$\Delta t_{n,p} = \frac{\Delta t'' - \Delta t'}{2,3lg \frac{\Delta t''}{\Delta t'}} = \frac{242 - 225}{2,3lg \frac{242}{225}} = 234.$$

2.5.72 Різниця температур теплообмінювальних середовищ, °С

$$\tau_m = \vartheta'_{в.п} - \vartheta''_{в.п} = 370 - 272 = 98;$$

$$\tau_{\sigma} = t''_{в.п} - t'_{в.п} = 143 - 30 = 113.$$

2.5.1.73 Параметри

$$p = \frac{\tau_m}{\vartheta' - t'} = \frac{98}{370 - 30} = 0,228;$$

$$R = \frac{\tau_{\sigma}}{\tau_m} = \frac{113}{98} = 1,153.$$

2.5.74 Коефіцієнт перерахунку температурного напору

$$\psi = 1.$$

2.5.75 Температурний напір у повітропідігрівачі, °С

$$\Delta t = \psi \cdot \Delta t_{npm} = 1 \cdot 234 = 234$$

2.5.76 Кількість теплоти, переданої повітрю в поверхні нагрівання повітропідігрівача за умовами теплопередачі, кДж/м³

$$Q_{вп.т} = \frac{\kappa \cdot \Delta t \cdot H}{B} = \frac{23,86 \cdot 234 \cdot 150,7}{0,526} = 1599,6.$$

2.5.77 Нев'язка, що підрахована по різниці ентальпій, %

$$\Delta Q = \frac{Q_{\text{шт.т}} - Q_{\text{шт.б}}}{Q_{\text{шт.т}}} = \frac{1599,6 - 1599,73}{1599,6} \cdot 100 = -0,0063.$$

2.6 Розрахунок нев'язки теплового балансу котельної установки

2.6.1 Розраховано різницю між поданою та використаною поверхнями нагрівання теплотою, кДж/м³

$$\begin{aligned} \Delta Q &= Q_p^p \cdot \eta_{\text{ку}} - Q_{\text{л}}^r - Q_{\text{шт}} - Q_{\text{кп}} - Q_{\text{вс}} = \\ &= 36620,6 \cdot 0,9082 - 19432,9 - 1793,19 - 9378,51 - 2470,58 = 183,1. \end{aligned}$$

2.6.2 Нев'язка теплового балансу складає, %

$$\frac{\Delta Q}{Q_p^p} \cdot 100 = \frac{183,1}{36620,6} \cdot 100 = 0,5,$$

що знаходиться в межах допущеного

2.6.3 Результати розрахунку котельної установки зведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 - Результати розрахунку котельної установки

Назва поверхні	Температура газів на вході в поверхню	Температура газів на виході поверхні	Ентальпія газів на вході в поверхню	Ентальпія газів на виході з поверхні	Температура води на вході в поверхню	Температура води на виході з поверхні	Ентальпія води (пари) на ,вході в поверхню	Ентальпія води(пари) на виході з поверхні
	ϑ' , °C	ϑ'' , °C	I' , кДж/м ³	I'' , кДж/м ³	t' , °C	t'' , °C	i' , кДж/кг	i'' , кДж/кг
Топка	1950, 2	1042	39170,4	19481,5	197	197	-	-
Паропере- грівач	1042	870	19481,5	16317,85	197	250	2690,81	2928,44
Котельний пучок	870	370	16317,8	7103,3	197	197	-	-
Повітря- підігрівач	370	272	7103,3	5551,78	30	143	384,9	1866,13
Водяной економай- зер	272	150	5551,78	3087,15	114	143	480,17	663,2

2.7 Використання триступінчастої схеми випаровування в паровій котельній установці Е – 25 – 14 ГМ

2.7.1 Безперервне та періодичне продування

У барабанних котельних установках з природною і багаторазовою примусовою циркуляцією, для виключення можливості утворення накипів, необхідно, щоб концентрація солей у воді була нижчою за критичну, при якій починається їх випадання з розчину. З метою підтримки необхідної концентрації солей, з котельної установки продувкою виводиться деяка частина

води, і разом з нею видаляються солі в такій кількості, як вони надходять з поживною водою. В результаті продування кількість солей, що міститься у воді, стабілізується на допустимому рівні, що виключає їх випадання з розчину.

Застосовують безперервне та періодичне продування котельної установки.

Безперервне продування забезпечує рівномірне видалення з котельної установки розчинених солей, що накопичилися, і здійснюється з місця найбільшої їх концентрації - у верхньому барабані.

Періодичне продування застосовується для видалення шламу, що осів в елементах котельної установки, і проводиться з нижніх барабанів і колекторів котельної установки через кожні (12...16) годин.

Схема безперервного продування котельних установок показана на рисунку 2.3. Вода безперервного продування подається в розширювач, де підтримується тиск менший, ніж у котельній установці. В результаті частина продувної води випаровується і пара, що утворилася, надходить в деаератор. Вода, що залишилася в розширювачі, видаляється через теплообмінник і після її охолодження зливається в дренажну систему.

2.7.2 Рівняння сольового балансу. Відсоток продування

Безперервне продування p , %, встановлюється за допустимою концентрацією у воді котельної установки розчинних домішок, найчастіше за загальним солемістом, і виражається у відсотках паропродуктивності котельної установки

$$p = \frac{D_{\text{пр}}}{D} \cdot 100, \quad (2.1)$$

де $D_{\text{пр}}$ и D - витрати продувної води та номінальна паропродуктивність котельної установки, кг/год.

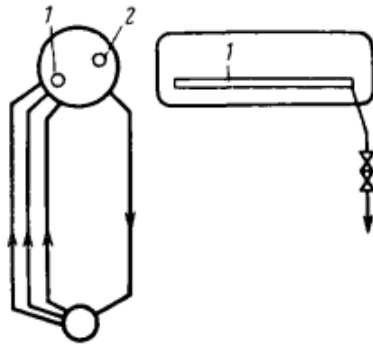


Рис. 12.5. Схема непрерывной продувки котла при одноступенчатой системе испарения:

1 — труба с отверстиями по длине для отвода продувочной воды; 2 — труба для подвода питательной воды

1 - труба з отворами по довжині для відведення продувочної води;

2 - труба для підведення поживної води

Рисунок 2.3 - Схема безперервного продування котельної установки при одноступінчастій системі випаровування

Витрата поживної води $D_{п.в}$, за наявності безперервного продування, становить, кг/год

$$D_{п.в} = D + D_{пр} \quad (2.2)$$

Кількість води, що видається безперервним продуванням, встановлюється з рівняння сольового балансу котельної установки, кг/год

$$D_{п.в} \cdot S_{п.в} = D \cdot S_{п} + D_{пр} \cdot S_{пр} + D \cdot S_{отл} \quad (2.3)$$

де $D_{п.в}$ - витрата поживної води, кг/год;

$S_{п.в}$, $S_{п}$ та $S_{пр}$ - солемісти поживної води, пари та продувочної води, мг/кг;

$S_{отл}$ - кількість речовин, що відкладаються на поверхнях нагрівання, віднесене до 1 кг пари, що отримується, мг/кг.

В котельних установках низького та середнього тиску кількість солей, що виносяться паром, незначна, і член $D \cdot S_{п}$ у рівнянні (2.3) можна прирівняти до нуля. Відкладення солей на поверхні нагрівання при нормальному водному режимі котельної установки не допускається, і член $D \cdot S_{отл}$ у цьому рівнянні також має дорівнювати нулю. Тоді кількість води, що видаляється з продуванням, кг/год

$$D_{пр} = \frac{D_{п.в} \cdot S_{п.в}}{S_{пр}} = D \cdot \frac{S_{п.в}}{S_{пр} - S_{п.в}}, \quad (2.4)$$

Підставляючи значення $D_{п.в}$ з виразу (2.2) з урахуванням формули (2.1), визначаємо продування, %

$$p = \frac{S_{п.в}}{S_{пр} - S_{п.в}} 100. \quad (2.5)$$

В котельних установках високого тиску віднесенням солей паром, внаслідок розчинності SiO_3^{2-} , нехтувати не можна, і величину продування слід визначати з рівняння (2.3) за формулою

$$p = \frac{S_{п.в} - S_{п}}{S_{пр} - S_{п.в}}. \quad (2.6)$$

2.7.3 Ступінчасте випаровування. Схеми ступінчастого випаровування

Застосування безперервного продування, що є основним способом підтримки необхідної якості води барабанної котельної установки, пов'язане зі збільшенням витрати поживної води та тепловими втратами. На кожний кілограм продувної води витрачається теплота, кДж/кг

$$q = \frac{h_{\text{пр}} - h_{\text{п.в}}}{\eta_{\text{к}}},$$

де $h_{\text{пр}}$ и $h_{\text{п.в}}$ - ентальпії продувної та поживної води, кДж/кг;

$\eta_{\text{к}}$ - ККД котельної установки.

З метою зменшення втрат теплоти з продуванням, слід прагнути до зменшення кількості води, що виводиться з котельної установки. Ефективним методом зниження продування є ступінчасте випаровування води.

Сутність ступінчастого випаровування або ступінчастого продування полягає в тому, що випарна система котельної установки поділяється на ряд відсіків, з'єднаних за парою та розділених по воді. Поживна вода подається лише у перший відсік. Для другого відсіку поживною водою служить продувна вода з першого відсіку. Продувна вода з другого відсіку надходить у третій відсік і так далі.

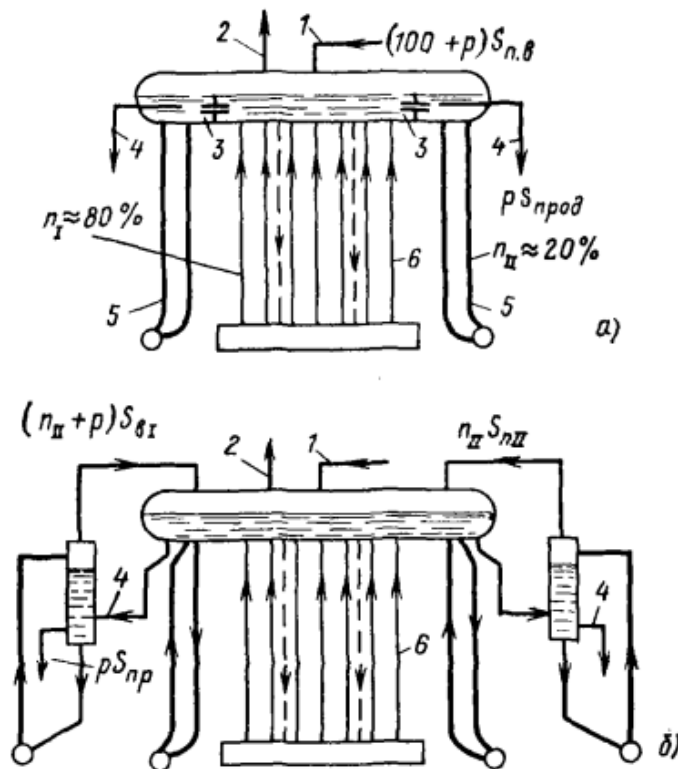
Продування котельної установки здійснюють з останнього відсіку - другого при двоступінчастому випаровуванні, з третього - при треступінчастому випаровуванні та ін.. Оскільки концентрація солей у воді другого або третього відсіку значно вища, ніж у воді при одноступінчастому випаровуванні, для виведення солей з котельної установки потрібно менший відсоток продування.

Застосування ступінчастого випаровування є ефективним також, як спосіб зменшення винесення кремнієвої кислоти внаслідок високої гідратної

лужності, що виникає в сольових відсіках. Системи ступінчастого випаровування та продування, зазвичай, виконують з двох або трьох відсіків.

При двоступінчастому випаровуванні система ділиться на дві нерівні частини: чистий відсік, куди подається вся поживна вода і виробляється (75...85) % пари, і сольовий відсік, де виробляється (25...15) % пари.

На рисунку 2.4,а показана схема випарної системи з двоступінчастим випаровуванням з сольовими відсіками, розташованими всередині барабана котельної установки, в його торцях, а на рисунку 2.4, б - з виносними циклонами, які разом з включеними в них екранами, утворюють сольові відсіки котельної установки.



а - з сольовими відсіками всередині барабана; б - з виносними циклонами - сепараторами з другого ступеня випаровування;

1 - підведення поживної води; 2 - відведення пари; 3 - продування чистого відсіку; 4 - продування сольового відсіку; 5 - випарні поверхні нагріву, що включені в сольовий відсік; 6 - випарні поверхні нагріву, що включені в чистий відсік

Рисунок 2.4 – Схема продування котельної установки при ступінчастій системі випаровування

ВИСНОВКИ

При виконанні дипломного проекту розрахована котельна установка Е-25-14ГМ, для умов використання природного газу з газопроводу Газлі-Коган.

Сумарні втрати тепла складають 9,18%, відповідно коефіцієнт корисної дії – 90,82 %. Теплота згоряння природного газу $Q_{н^{\circ}} = 36620,6$ кДж/м³, а витрата його $V = 0,526$ м³/с.

В результаті теплових розрахунків всіх поверхонь нагрівання котельної установки Е-25-14ГМ, обґрунтована необхідність реконструкції поверхонь нагрівання в межах будівельних розмірів, та інші заходи:

1. Встановлено пальник типу ГМ-5,5/7 на фронтівій стіні топки на відстані 6,5 м від рівня підлоги додатково до двох пальників типу ГМ-5,5/7, що встановлені по одному на бокових стінах на відстані 1,9 м від рівня підлоги.

2. В пароперегрівачі для забезпечення виготовлення 6,94 кг/с перегрітої пари з параметрами $t = 250$ °С, та $P = 1,37$ МПа, виникла необхідність збільшення поверхні нагріву на 17,09 м², за рахунок збільшення довжини 32 змійовиків коридорно розташованих, на 4,04 м кожний.

3. В повітропідігрівачі, що складається з трьох секцій, та має одноходову конструкцію, зменшена поверхня нагріву з 248,76 м² до 150,66 м² за рахунок зменшення рядів труб по ходу повітря з 28 шт. до 20 шт., та незначного зменшення висоти ходу з 1,57м до 1,43 м.

4. В чавунному водяному економайзері в стандартній компоновці використані 4 блоки типу ВТІ, з кількістю труб в ряду -10 шт., та кількістю рядів -5 шт.. В результаті розрахунку, виникла необхідність заміни двох блоків на блоки зі збільшеною кількістю рядів труб з 5 рядів до 6 рядів.

Всі заходи зі зміни кількості пальників, та відповідними реконструкціями поверхонь нагріву котельної установки Е-25-14ГМ супроводжуються детальними перерахунками геометричних параметрів і відповідними тепловими розрахунками.

В результаті виконання дипломного проекту, можна зробити висновок, про можливість використання котельної установки Е-25-14ГМ для роботи на природному газі з газопроводу Газлі-Коган, у разі виконання всіх реконструкцій, що підтверджуються розрахунками загальної нев'язки - 0,5 % , що є в межах допустимого.

Дипломний проєкт проілюстровано графічною частиною, де представлені креслення котельної установки.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Прокоф'єв О.І., Демчика Б.Г., Шналь Т.М. та ін.. Посібник з теорії горіння. Львів: НУ «ЛП», 2002. 108 с.
2. Мисак Й.С., Гнатишин Я.М., Івасик Я.Ф.. Паливні пристрої для спалювання низькосортних палив. Львів: НУ«ЛП», 2002. 136 с.
3. Пономаренко С.М. Основи фізики горіння: навч. посіб. Київ: НТУУ «КПІ», 2016. 85 с.
4. Костюк О.П. Паливо та обладнання для його спалювання : навч. посіб. Рівне: НУВГП, 2011. 121 с.
5. Акмен Р.Г. Паливо,основи теорії горіння та паливні пристрої: текст лекцій і задачі для окремих розділів курсу. Харків: НТУ «ХПІ»,2013. 95 с.
6. Рижов А. П. Паливо та теорія горіння, спалюючі пристрої: курс лекцій. Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2014. 96 с.
7. Павловський В.Г. Термодинаміка фізико-енергетичних процесів : навч. посіб. Харків:НТУ «ХПІ», 2009. 332 с.
8. ДБН В.2.5-77:2014 «Котельні».- Київ: Мінрегіон України, 2014. 49 с.
9. Кисельов Н.А. Котельні установки. - Київ: Вища школа, 2015. 280 с.
10. Зиков А.К. Парові і водогрійні котли.- Київ: Вища школа, 2017. 128 с.
11. Степанов Д.В., Корженко Є.С., Боднар Л.А. Котельні установки промислових підприємств: навч.посіб. - Вінниця: ВНТУ, 2011. 120 с.
12. Волощук В.А., Денісов А.К., Трофимчук І.П. Котельні установки промислових підприємств: навч.посіб.- Рівне: НУВГП, 2013. 277 с.
13. Чепурний М.М., Степанов Д.В., Корженко Є.С. Теплові розрахунки парогенераторів: навч.посіб. - Вінниця: ВНТУ, 2006. 155 с.
14. Ткаченко С.Й., Степанов Д.В., Боднар Л.А. Котельні установки: навч.посіб.- Вінниця: ВНТУ, 2016. 185 с.
15. Малярєнко В.А. Енергетичні установки:навч.посіб. - Харків: ХНАМГ, 2007. 288с.
16. Конспект лекцій з дисципліни «Котельні установки промислових підприємств» для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика»(освітня

програма «Промислова і комунальна теплоенергетика») усіх форм навчання. /Укл.: Каюков Ю.М., Кузьменко А.А., Назаренко І.А. Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2023. 196с.

17. Методичні вказівки до самостійної роботи та виконання контрольної роботи з дисципліни «Паливо та основи теорії горіння» «Розрахунки горіння палива» для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» (освітня програма «Промислова і комунальна теплоенергетика») усіх форм навчання./Укл.: Кузьменко А.А., Каюков Ю.М., Назаренко І.А., Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2022. 50 с.

18. Методичні вказівки до самостійної роботи та виконання контрольної роботи з дисципліни «Котельні установки промислових підприємств» «Розрахунок топки» для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» (освітня програма «Промислова і комунальна теплоенергетика») усіх форм навчання./Укл.: Трикашний М.В., Кузьменко А.А., Каюков Ю.М., Назаренко І.А., Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2022. 54с.

19. Методичні вказівки до самостійної роботи та виконання контрольної роботи з освітньої компоненти «Котельні установки» «Розрахунок конвективних поверхонь котельних установок» для здобувачів вищої освіти спеціальності 144 «Теплоенергетика» (освітня програма «Промислова і комунальна теплоенергетика») усіх форм навчання./ Укл.: Трикашний М.В., Кузьменко А.А., Каюков Ю.М., Назаренко І.А. Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2022. 93 с.

20. Методичні вказівки до самостійної роботи, курсового та дипломного проектувань з дисципліни «Котельні установки промислових підприємств» «Альбом креслень конструкцій поверхонь котельних установок промислових підприємств» для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» (освітня програма «Промислова і комунальна теплоенергетика») усіх форм навчання. / Укл.: Трикашний М.В., Кузьменко А.А., Каюков Ю.М., Назаренко І.А. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2022. 38 с.