

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 БМ – 35 М на природний газ з газопроводу Дашава – Київ»

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

(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

«Промислова і комунальна теплоенергетика»

Дмитро САМСОНЕНКО

(ім'я та прізвище)

Керівник Алла КУЗЬМЕНКО

(ім'я та прізвище)

Рецензент Ірина НАЗАРЕНКО

(ім'я та прізвище)

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

Самсоненко Дмитра Сергійовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту «Розрахунок котельної установки БМ - 35 М на природний газ з газопроводу Дашава – Київ»

Керівник проєкту Кузьменко Алла Анатоліївна, старший викладач

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

затверджені 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 БМ – 35 М.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити). 1. Аналіз об'єкту проєктування. 2. Розрахунок горіння палива - природного газу з газопроводу Дашава-Київ. 3. Розрахунок та вибір палиникових пристроїв. 4. Конструктивні та теплові розрахунки поверхонь нагрівання котельної установки БМ-35М з внесенням необхідних змін в конструкціях елементів котельної установки: топкової камери, фестону, 2 та 1 ступенів пароперегрівача, водяного економайзера, повітропідігрівача. 5. Аналіз енергозберігаючих заходів зі зменшення втрат теплоти з відхідними газами в котельній установці БМ -35М.

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

1.Креслення поздовжнього та поперечного перерізів котельної установки БМ-35М – 2 листа. 2. Креслення елементів котельної установки після змін в їх конструкціях:топкової камери,фестону, пароперегрівача, водяного економайзера, повітропідігрівача – 2 листа.

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 Дашава-Київ	01.05.2023-10.05.2023	
3	Розрахунок та вибір пальникових пристроїв	10.05.2023-12.05.2023	
4	Конструктивні та теплові розрахунки поверхонь нагрівання котельної установки БМ-35М з внесенням необхідних змін в конструкціях елементів котельної установки: топкової камери, фестоу, 2 та 1 ступенів пароперегрівача, водяного економайзера, повітропідігрівача	12.05.2023 29.05.2023	
5	Аналіз енергозберігаючих заходів зі зменшення втрат теплоти з відхідними газами в котельній установці БМ - 35М	29.05.2023 01.06.2023	
6	Оформлення розрахунково-пояснювальної записки,виконання креслень	01.05.2023-01.06.2023	

Студент _____
(підпис)

Дмитро САМСОНЕНКО
(ім'я та прізвище)

Керівник проєкту (роботи) _____
(підпис)

Алла КУЗЬМЕНКО
(ім'я та прізвище)

РЕФЕРАТ

Розрахунково - пояснювальна записка дипломного проєкту складається з 78 сторінок, містить 10 рисунків, 4 таблиці, 21 джерело посилань.

Мета роботи - розрахунок парової котельної установки БМ-35М для забезпечення необхідних параметрів перегрітої пари при роботі на паливі – природному газі з газопроводу Дашава – Київ.

Об'єкт дослідження – парова котельна установка БМ-35М. Паливо – природний газ з газопроводу Дашава-Київ. Спосіб спалювання – факельний. За завданням температура відхідних газів – 160 °С, продувка складає 2,5 %.

Метод дослідження – розрахунково-графічний. Для розрахунку використовуються креслення заводу-виробника. Результатами розрахунків є температури та ентальпії теплоносіїв по поверхнях нагрівання, складання теплових балансів основних теплоносіїв в елементах котельної установки та визначення кількості теплоти, сприйнятої поверхнями нагрівання.

Правильність розрахунків перевіряється відсотком нев'язки теплового балансу. При наявності нев'язки проведені розрахунки зміни конструктивних характеристик елементів котельної установки, що проілюстровано на рисунках та в графічній частині дипломного проєкту. Загальна нев'язка теплового балансу склала - 0,31 %, отже котельна установки БМ-35М з урахуванням всіх конструктивних змін може забезпечувати задану паропроодуктивність необхідних параметрів пари на природному газі з газопроводу Дашава-Київ.

В дипломному проєкті проведено аналіз енергозберігаючих заходів зі зменшення втрат теплоти з відхідними газами в котельній установці БМ -35М.

ЕНТАЛЬПІЯ, ПАЛЬНИК, ТОПКА, ФЕСТОН, КОТЕЛЬНА УСТАНОВКА, ТЕПЛОВИЙ БАЛАНС, ПАЛИВО, ПАРОПЕРЕГРІВАЧ, ПОВЕРХНЯ НАГРІВАННЯ, КОЕФІЦІЄНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ, ПРИРОДНИЙ ГАЗ, ТЕПЛОТА ЗГОРЯННЯ, ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧІ ЗАХОДИ

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1 Розрахунок палива, визначення втрат теплоти, тепловий баланс, розрахунок пальника	8
1.1 Розрахунки палива.....	8
1.2 Розрахунок об'ємів повітря і продуктів згоряння.....	8
1.3 Розрахунок ентальпій повітря та продуктів згоряння.....	9
1.4 Тепловий баланс котельної установки і визначення витрати палива...	10
1.5 Розрахунок пальника.....	14
2 Розрахунок котельної установки БМ – 35М на природний газ з газопроводу Дашава - Київ	16
2.1 Розрахунок топкової камери.....	16
2.2 Розрахунок фестона.....	24
2.3 Розрахунок пароперегрівача.....	28
2.4 Розрахунок повітропідігрівача.....	40
2.5 Розрахунок водяного економайзера.....	45
2.6 Загальний тепловий баланс котельної установки.....	50
2.7 Аналіз енергозберігаючих заходів зі зменшення втрат теплоти з відхідними газами в котельній установці БМ -35М.....	52
ВИСНОВКИ.....	57
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ.....	58

ВСТУП

Тема дипломного проекту «Розрахунок котельної установки БМ-35М на природний газ з газопроводу Дашава – Київ».

Тема дипломного проекту дуже актуальна, тому що дозволяє на практиці прорахувати методику переведення парової котельної установки на інший вид палива при необхідності зміни джерела паливопостачання. Всі розрахунки виконуються згідно нормативних методів розрахунків котельних установок.

Для розрахунку взята конструкція парової котельної установки БМ-35М, що, згідно кресленням заводу – виробника, має наступні конструктивні характеристики.

Топкова камера об'ємом 147 м³ повністю екранована трубами Ø 60x3 мм з кроком 110 мм на бічних і фронтових стінах і 80 мм - на задній. На фронтівій стіні топки розташовані чотири основні газомазутні пальники та один допоміжний. Котельна установка може працювати, як на газоподібному паливі, так і на рідкому – мазуті.

Схема випаровування – двоступінчаста: перший ступінь випаровування обладнаний внутрішньобарабанными циклонами, другим ступенем служать виносні циклони Ø377 мм.

Пароперегрівач - з вертикально розташованими змійовиками, двоступінчастий, виконаний з труб Ø38x3 мм. Регулювання температури пари здійснюється поверхневим пароохолоджувачем, що встановлений між ступенями «в розсічку». Кількість змійовиків – 40 шт.. Поперечний крок труб – 110 мм, розташування – коридорне.

Економайзер - сталевий, гладкотрубний, змійовиковий, одноступінчастий, з шаховим розташуванням труб Ø 32x3 мм. Поперечний крок труб - 40 мм, поздовжній - 60 мм.

Повітропідігрівач - трубчастий, вертикальний, двоходовий, з шаховим розташуванням труб $\text{Ø}40 \times 1,6$ мм. Поперечний крок труб - 56 мм, поздовжній - 44 мм.

Котельна установка має наступні вихідні параметри роботи:

- паропродуктивність $D = 9,72$ кг/с;
- тиск перегрітої пари $P_{nn} = 3,92$ МПа;
- температура перегрітої пари $t_{nn} = 440$ °С;
- температура поживної води $t_{ng} = 145$ °С;
- тиск в барабані $P_b = 4,12$ МПа;
- величина продувки $P_{np} = 2,5$ %;
- температура відхідних газів $\vartheta_{yx} = 160$ °С.

Згідно завданню на дипломний проєкт котельна установка БМ-35М повинна бути перерахована на використання в якості палива природного газу з газопроводу Дашава – Київ. Всі необхідні реконструкції обчислюються та відображаються в ескізах поверхонь нагрівання.

В дипломному проєкті доречно проаналізувати енергозберігаючі заходи зі зменшення температури відхідних газів, що дуже позитивно впливає на загальний тепловий баланс котельної установки, підвищує його коефіцієнт корисної дії, зменшує витрату палива в котельній установці.

1 РОЗРАХУНОК ПАЛИВА, ВИЗНАЧЕННЯ ВТРАТ ТЕПЛОТИ, ТЕПЛОВИЙ БАЛАНС, РОЗРАХУНОК ПАЛЬНИКА

1.1 Розрахунки палива

1.1.1 Паливо – природний газ з газопроводу «Дашава-Київ», спосіб спалювання – факельний.

1.1.2 Елементарний вміст сухого об'єму, %:

- метан – 98,9;
- етан – 0,3;
- пропан – 0,1;
- бутан – 0,1;
- пентан – 0,0;
- азот – 0,4;
- вуглекислий газ – 0,2.

1.1.3 Вологовміст газу, г/м³

$$d_z = 10.$$

1.1.4 Пиловміст газу, г/м³

$$a_z = 0.$$

1.1.5 Нижча теплота згоряння палива, кДж/м³

$$Q_H^c = 0,01 \cdot (\sum Q_{C_m H_n} \cdot C_m H_n) \cdot 4,19 = 0,01 \cdot (5585 \cdot 98,9 + 8555 \cdot 0,3 + 15226 \cdot 0,1 + 21795 \cdot 0,1 + 34890 \cdot 0,0) \cdot 4,19 = 35852,598.$$

1.2 Розрахунок об'ємів повітря і продуктів згоряння

1.2.1 Об'єм повітря, теоретично необхідного для повного згоряння палива, $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V_B^0 = 0,0476 \cdot \left(\sum \left(m + \frac{n}{4} \right) \cdot C_m H_n \right) = 0,0476 \cdot \left((1 + 1) \cdot 98,9 + (2 + 1,5) \cdot 0,3 + (3 + 2) \cdot 0,1 + (4 + 2,5) \cdot 0,1 + (5 + 3) \cdot 0,0 \right) = 9,52.$$

1.2.2 Об'єм продуктів згоряння, що утворюються під час горіння палива з теоретичним об'ємом повітря, $\text{м}^3/\text{м}^3$:

а) триатомних газів

$$V_{RO_2} = 0,01 \cdot \left(\sum (m \cdot C_m H_n) \right) = 0,01 \cdot (98,9 + 2 \cdot 0,3 + 3 \cdot 0,1 + 4 \cdot 0,1 + 5 \cdot 0,0) = 1,004;$$

б) азоту

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V_B^0 + 0,8 \cdot \frac{N_2}{100} = 0,79 \cdot 9,52 + \frac{0,4}{100} = 7,525;$$

в) водяних парів

$$V_{H_2O}^0 = 0,01 \cdot \left(\sum \left(\frac{n}{2} \cdot C_m H_n \right) + 0,124 \cdot d_r \right) + 0,0161 \cdot V_B^0 = 0,01 \cdot (2 \cdot 98,9 + 3 \cdot 0,3 + 4 \cdot 0,1 + 5 \cdot 0,1 + 6 \cdot 0,0 + 0,124 \cdot 10) + 0,0161 \cdot 9,52 = 2,162.$$

1.2.3 Об'єм водяних парів при горінні палива з надлишком повітря, м³/м³

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161(\alpha_{cp} - 1) \cdot V_B^0. \quad (1.1)$$

1.2.4 Об'єм продуктів згоряння при горінні палива з надлишком повітря, м³/м³

$$V_{\Gamma} = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O} + (\alpha_{cp} - 1)V_B^0. \quad (1.2)$$

1.2.5 Об'ємні частки водяних парів і триатомних газів у продуктах згоряння

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{\Gamma}}; \quad r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_{\Gamma}}. \quad (1.3)$$

Значення величин, розрахованих по формулах (1.1...1.3), а також величини надлишку повітря наведені у таблиці 1.1.

1.3 Розрахунок ентальпій повітря та продуктів згоряння

1.3.1 Ентальпія теоретичного об'єму повітря, кДж/м³

$$I_B^0 = (c\vartheta)_B \cdot V_B^0. \quad (1.4)$$

1.3.2 Ентальпія продуктів згоряння при теоретичному об'ємі повітря, кДж/м³

$$I_{\Gamma}^0 = ((c\vartheta)_{RO_2} \cdot V_{RO_2} + (c\vartheta)_{N_2} \cdot V_{N_2} + (c\vartheta)_{H_2O} \cdot V_{H_2O}). \quad (1.5)$$

1.3.3 Ентальпія продуктів згоряння при горінні палива з надлишком повітря, кДж/м³

$$I_{\Gamma} = I_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1) \cdot I_B^0. \quad (1.6)$$

Значення величин, розрахованих по формулах (1.4...1.6) по всім газоходам котельної установки, занесені у таблицю 1.2.

1.4 Тепловий баланс котельної установки і визначення витрати палива

1.4.1 Нижча теплота згоряння палива, кДж/м³

$$Q_H^c = 35852,598.$$

1.4.2 Наявне тепло одиниці маси палива, кДж/м³

$$Q_p^p = Q_H^p = 35852,598.$$

1.4.3 Втрати теплоти від механічного недопалу, %

$$q_4 = 0.$$

1.4.4 Втрати теплоти від хімічного недопалу, %

$$q_3 = 0,5.$$

1.4.5 Температура холодного повітря, °С

$$t_{XB} = 30.$$

1.4.6 Ентальпія повітря при цій температурі, кДж/м³

$$I_{XB}^0 = V_B^0 \cdot (c\vartheta)_B = 9,52 \cdot 39 = 371,28.$$

1.4.7 Температура відхідних газів, °С

$$\vartheta_{yx} = 160.$$

1.4.8 Ентальпія продуктів згоряння при цій температурі, кДж/м³

$$I_{yx} = 3080,66.$$

Таблиця 1.1 – Присоси повітря і об'єми продуктів згоряння у газоходах котельної установки

Найменування величини	Познач.	Топка	Фестон	Паропере- грівач Пст.	Паропере- грівач Іст.	Водяний економайзер	Повітро- підігрівач
Коефіцієнт надлишку повітря до поверхні нагріву	α'	1,1	1,15	1,15	1,18	1,21	1,29
Присос повітря	$\Delta\alpha$	0,05	0	0,03	0,03	0,08	0,06
Коефіцієнт надлишку повітря за поверхнею нагрівання	α''	1,15	1,15	1,18	1,21	1,29	1,35
Середній коефіцієнт надлишку повітря у поверхні нагрівання	$\alpha_{\text{ср}}$	1,125	1,15	1,165	1,195	1,25	1,32
Об'єм водяних парів у продуктах згоряння	$V_{\text{H}_2\text{O}}$	2,181	2,185	2,187	2,192	2,200	2,211
Повний об'єм продуктів згоряння	V_{r}	11,900	12,141	12,287	12,577	13,109	13,786
Об'ємна частка 3-атомних газів у продуктах згоряння	Γ_{RO_2}	0,084	0,083	0,082	0,080	0,077	0,073
Об'ємна частка водяних парів у продуктах згоряння	$\Gamma_{\text{H}_2\text{O}}$	0,183	0,180	0,178	0,174	0,168	0,160

Таблиця 1.2 – Ентальпії повітря і продуктів згоряння у газоходах котельної установки

t, °C	I ^г , кДж/м ³	I ^в , кДж/м ³	Топка, фестон	Пароперегрівач Пст.	Пароперегрівач Іст.	Водяний економайзер	Повітропідігрівач
			$\alpha=1,15$	$\alpha=1,18$	$\alpha=1,21$	$\alpha=1,29$	$\alpha=1,35$
			I _г , кДж/м ³	I _г , кДж/м ³	I _г , кДж/м ³	I _г , кДж/м ³	I _г , кДж/м ³
100	1474,312	1256,64					1914,136
200	2972,024	2532,32				3706,397	3858,336
300	4511,812	3836,56				5624,414	
400	6093,864	5159,84			7177,431	7590,218	
500	7712,819	6511,68			9080,272	9601,206	
600	9367,164	7901,6		10789,452	11026,500	11658,628	
700	11064,743	9320,08		12742,357	13021,959		
800	12821,255	10757,6		14757,623	15080,351		
900	14606,519	12195,12	16435,787	16801,640	17167,494		
1000	16429,263	13670,72	18479,871	18889,993			
1100	18256,024	15184,4	20533,684	20989,216			
1200	20088,927	16698,08	22593,639	23094,581			
1300	21975,743	18383,12	24733,211				
1400	23899,840	19763,52	26864,368				
1500	25808,970	21315,28	29006,262				
1600	27749,356	22876,56	31180,840				
1700	29703,409	24428,32	33367,657				
1800	31675,795	25980,08	35572,807				
1900	33668,594	27579,44	37805,510				
2000	35652,603	29169,28	40027,995				
2100	37660,227	30835,28	42285,519				
2200	39674,335	32358,48	44528,107				

1.4.9 Втрати теплоти з відхідними газами, %

$$q_2 = \frac{I_{yx} - \alpha_{yx} \cdot I_{XB}^0}{Q_p^p} \cdot (100 - q_4) = \frac{3080,66 - 1,35 \cdot 371,28}{35852,598} \cdot (100 - 0) = 7,2.$$

1.4.10 Втрати теплоти у навколишнє середовище, %

$$q_5 = 1,1.$$

1.4.11 Сумарні втрати теплоти, %

$$q_{\text{сум}} = 7,2 + 0,5 + 0 + 1,1 = 8,8.$$

1.4.12 Коефіцієнт корисної дії котельної установки, %

$$\eta_{\text{к.у.}} = 100 - q_{\text{сум}} = 100 - 8,8 = 91,2$$

1.4.13 Ентальпія перегрітої пари при тиску $P_{\text{пп}}$ і температурі $t_{\text{пп}}$, кДж/м³

$$h_{\text{пп}} = 3308,836.$$

1.4.14 Ентальпія поживної води при температурі $t_{\text{пв}}$ і тиску $P_{\text{пв}} = 1,1 \cdot P_0 = 1,1 \cdot 4,12 = 4,532$ МПа, кДж/м³

$$h_{\text{пв}} = 613,22.$$

1.4.15 Витрати котлової води у продувку, кг/с

$$D_{\text{пр}} = \frac{D \cdot P_{\text{пр}}}{100} = \frac{9,72 \cdot 2,5}{100} = 0,243.$$

1.4.16 Ентальпія котлової води при тиску в барабані, кДж/м³

$$h_{кв} = 1096,02.$$

1.4.17 Теплота, що використана в котельній установці корисно, кВт

$$Q_{к.у.} = D \cdot (h_{пп} - h_{пв}) + D_{пр} \cdot (h_{кв} - h_{пв}) = 9,72 \cdot (3328,836 - 613,22) + 0,243 \cdot (1096,02 - 613,22) = 26318,68.$$

1.4.18 Розрахункова витрата палива котельною установкою, м³/с

$$B_p = \frac{Q_{к.у.}}{Q_p^p} \cdot \frac{100}{\eta_{к.у.}} = \frac{26318,68}{35852,598} \cdot \frac{100}{91,2} = 0,805.$$

1.5 Розрахунок пальника

1.5.1 Теплова потужність пальника, МВт

$$Q_{г} = 1,45 \cdot \frac{B_p \cdot Q_H^p}{n \cdot 10^{-3}} = 1,45 \cdot \frac{0,805 \cdot 35852,598}{5 \cdot 10^{-3}} = 8,37,$$

де B – витрата палива, м³/с;

Q_H^c – теплота згоряння палива, кДж/м³;

n - кількість пальників, шт..

1.5.2 Тип пальника, визначений за тепловою потужністю – ГМГ-5,5/7 П.

1.5.3 Номінальна теплопродуктивність, МВт

$$Q_{г} = 8,1.$$

1.5.4 Діапазон регулювання відносно номінальної теплопродуктивності, %

15...100.

1.5.5 Витрата повітря, м³/год

$V = 10000.$

1.5.6 Тиск розпилюючої пари, МПа

$P = 0,2.$

1.5.7 Тиск газу з теплотою згоряння 36 МДж/м³, кПа

$P = 300.$

1.5.8 Графічна частина пальника

За розрахунковою тепловою потужністю та типом пальника обираються геометричні розміри габаритних і приєднувальних частин пальника, що занесені до таблиці 1.3 і за якими виконано креслення (рис.1.1).

Таблиця 1.3 – Габаритні і приєднувальні розміри пальника, мм

Розміри та 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 II	420	168	432	1291	525	285	495	600	260	427

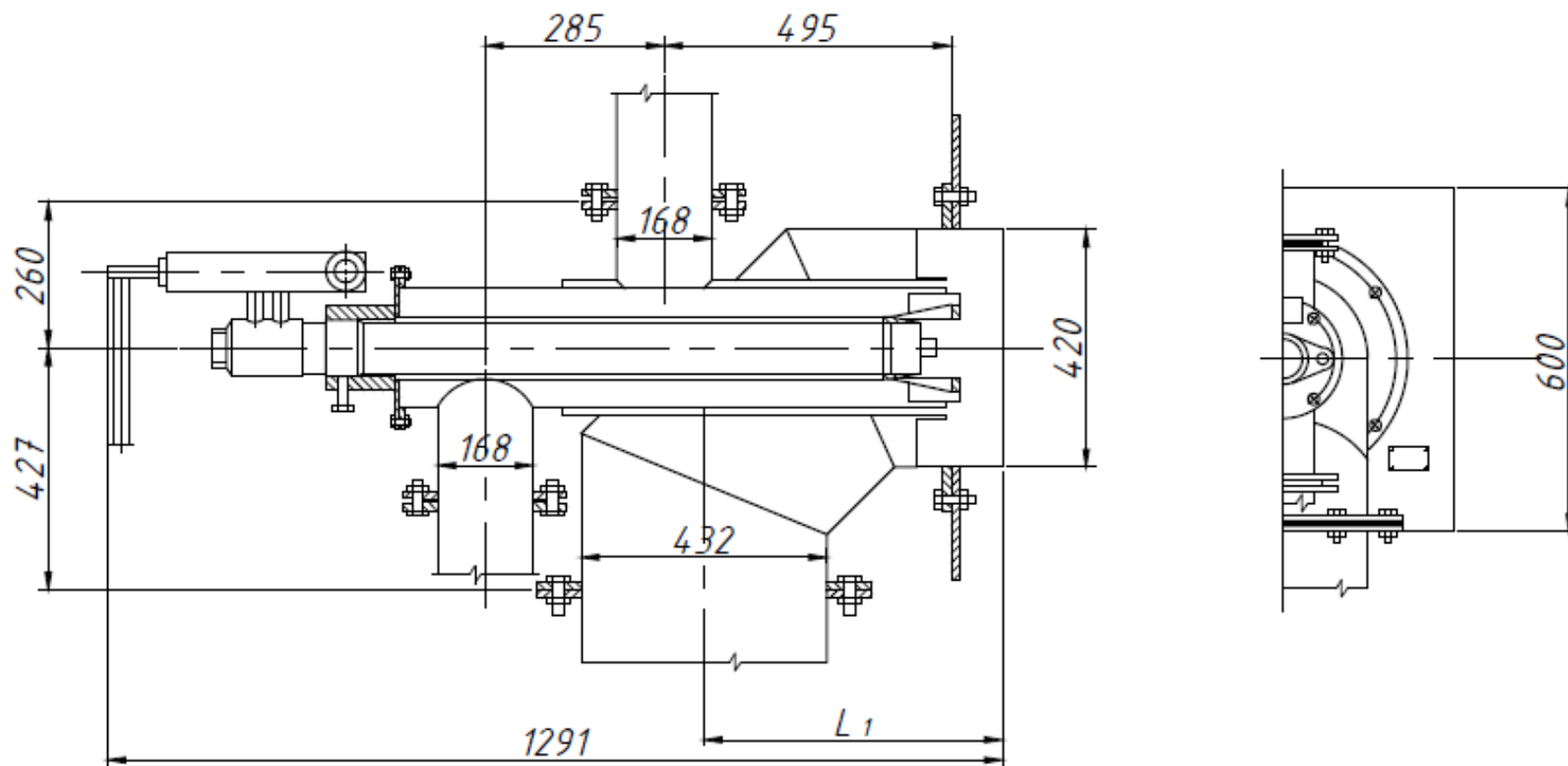


Рисунок 1.1 – Пальник ГМГ-5,5/7

2 РОЗРАХУНОК КОТЕЛЬНОЇ УСТАНОВКИ БМ-35М НА ПРИРОДНИЙ ГАЗ З ГАЗОПРОВОДУ ДАШАВА-КИЇВ

2.1 Розрахунок топкової камери

2.1.1 Ширина активного об'єму топки, мм

$$a = 4280.$$

2.1.2 Глибина активного об'єму топки, мм

$$b = 4020.$$

2.1.3 Кути нахилу фестонона, град.:

$$\alpha_{\phi 1} = 55;$$

$$\alpha_{\phi 2} = 52.$$

2.1.4 Екранні поверхні в топці виконані з труб діаметром, мм

$$d = 60.$$

2.1.5 Крок труб у задньому екрані, мм

$$S_3 = 80.$$

2.1.6 Крок труб у фронтальному і бічних екранах, мм

$$S_{\phi} = S_6 = 110.$$

2.1.7 Відстань між вісями труб та площинами стін, мм

$$e = 60.$$

2.1.8 Відстань крайніх труб фронтового екрану від площини бічних екранів,
мм

$$m_{\phi} = 160.$$

2.1.9 Відстань крайніх труб заднього екрану від площини бічних екранів, мм

$$m_3 = 260.$$

2.1.10 Кількість труб у фронтовому екрані, шт.

$$n_{\phi} = 37.$$

2.1.11 Кількість труб у задньому екрані, шт.

$$n_3 = 48.$$

Креслення поздовжнього, поперечного і горизонтального перерізів топки наведені на рисунках 2.1...2.3.

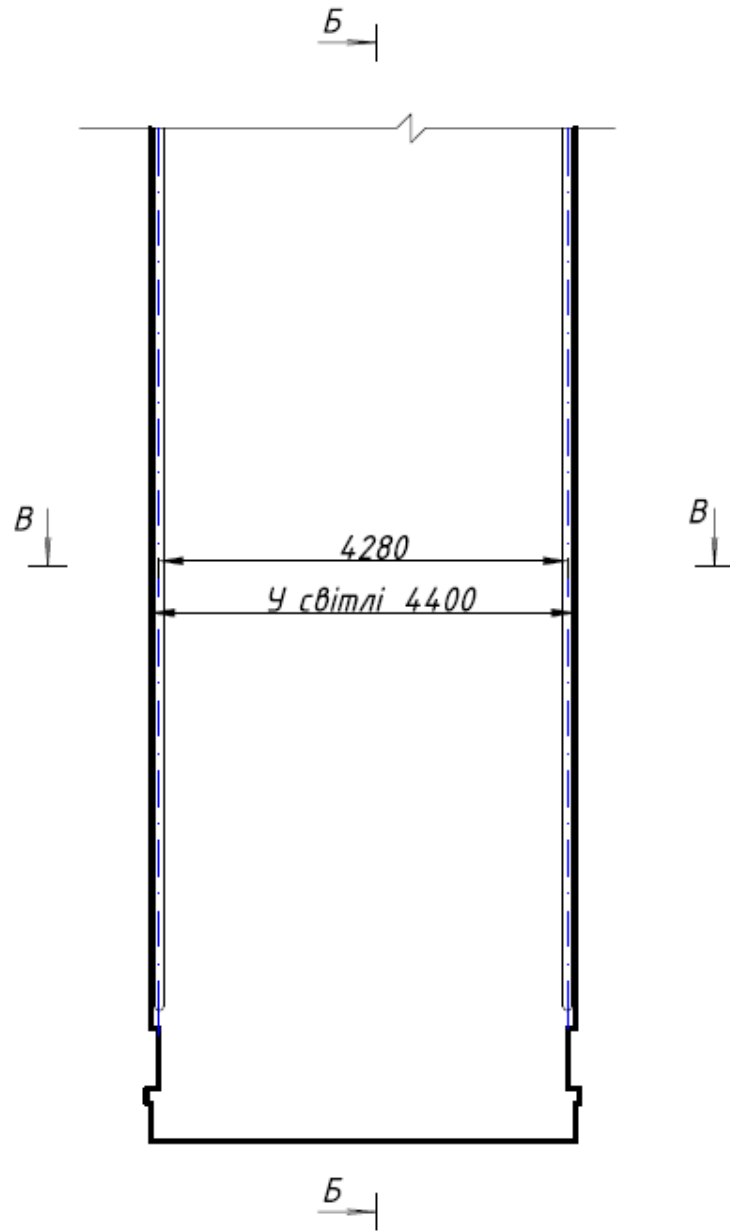


Рисунок 2.2 – Поперечний переріз топкової камери

B - B

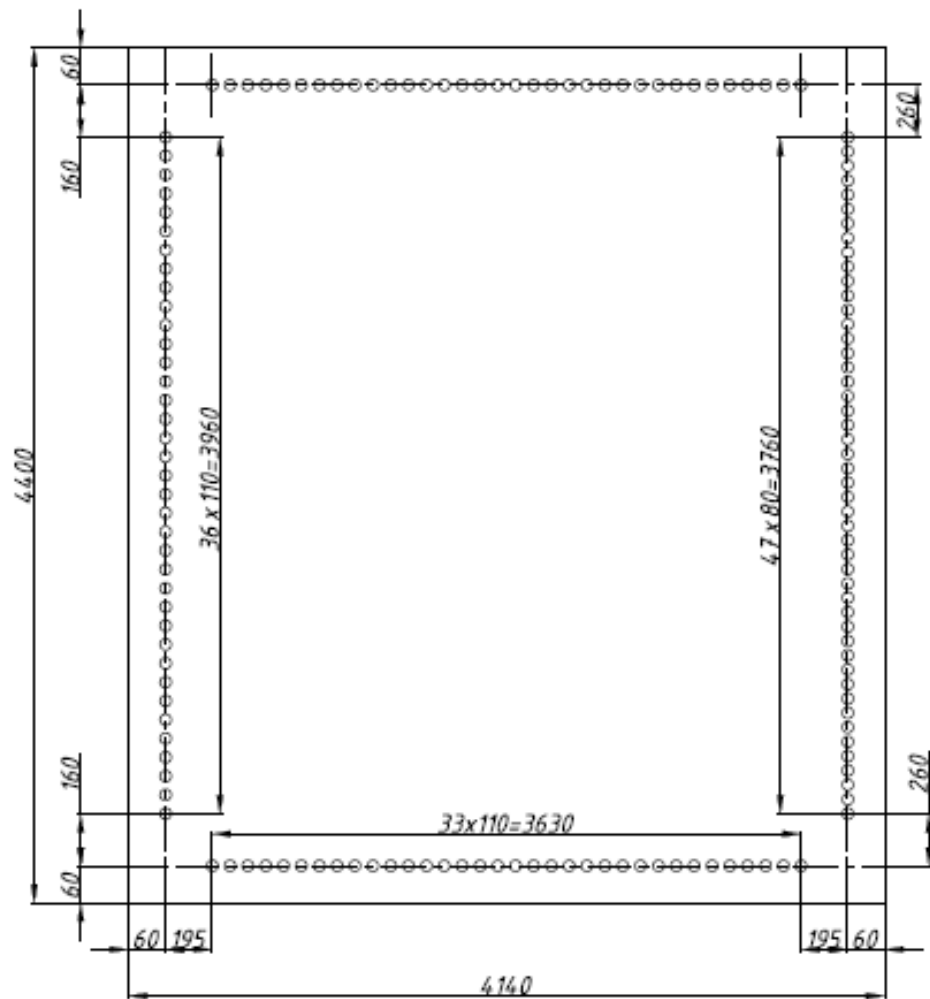


Рисунок 2.3 – Горизонтальний переріз топкової камери

2.1.12 Відстань крайніх труб бічних екранів від площини фронтального та заднього екранів, мм

$$m_6 = 195.$$

2.1.13 Кількість труб у кожному з бічних екранів, шт.

$$n_6 = 34.$$

2.1.14 Відносний крок труб екранів:

$$S_3/d = 80/60 = 1,33;$$

$$S_{\text{фр}}/d = S_6/d = 110/60 = 1,83.$$

2.1.15 Відносна відстань труб від площини стін

$$e/d = 60/60 = 1.$$

2.1.16 Площа поверхонь, які обмежують активний об'єм топки, м²:

- по фронтальному екрану

$$\begin{aligned} F_{\text{фр}} &= \left(h_1 + \frac{h_2}{\cos \alpha_2} + \frac{h_3}{\cos \alpha_3} \right) \cdot a = \\ &= \left(6,95 + \frac{3,204}{\cos 34^\circ} + \frac{0,466}{\cos 16^\circ} \right) \cdot 4,28 = 48,36; \end{aligned}$$

- по задньому екрану

$$F_3 = h_3 \cdot a = 5,35 \cdot 4,28 = 22,898;$$

- по бічному екрану

$$F_6 = 37,93;$$

- по фестону

$$F_{\text{ф}} = \left(\frac{h_1}{\sin \alpha_1} + h_2 \frac{h_3}{\sin \alpha_3} \right) \cdot a = \left(\frac{1,1}{\sin 55^\circ} + 3,124 + \frac{0,704}{\sin 52^\circ} \right) \cdot 4,28 = 22,941.$$

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

$$\begin{aligned} F_{\text{ст.}} &= F_{\text{фр}} + 2 \cdot F_6 + F_3 + F_{\text{ф}} = 48,36 + 2 \cdot 37,93 + 22,898 + \\ &+ 22,941 = 170,06. \end{aligned}$$

2.1.18 Об'єм активного простору топки, м³

$$V_T = F_6 \cdot a = 37,93 \cdot 4,28 = 162,34.$$

2.1.19 Кутовий коефіцієнт заднього екрану

$$x_z = 0,96.$$

2.1.20 Кутовий коефіцієнт бічних та фронтального екранів

$$x_{фр} = x_6 = 0,91.$$

2.1.21 Кутовий коефіцієнт площини, що проходить крізь перший ряд фестона

$$x_{ф} = 1.$$

2.1.22 Коефіцієнт забруднення промінесприймаючих поверхонь

$$\xi = 0,65.$$

2.1.23 Коефіцієнт теплової ефективності заднього екрану

$$\psi_z = 0,96 \cdot 0,65 = 0,624.$$

2.1.24 Коефіцієнт теплової ефективності бічних та фронтального екранів

$$\psi_{фр} = \psi_6 = 0,91 \cdot 0,65 = 0,5915.$$

2.1.25 Коефіцієнт теплової ефективності площини, що проходить крізь перший ряд фестону

$$\psi_{\phi} = 1 \cdot 0,65 = 0,65.$$

2.1.26 Площа поверхонь, що зайняті амбразурами пальників, м²

$$F_2 = n \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 5 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,42^2}{4} = 0,69.$$

2.1.27 Сумарна ефективна промінесприймаюча поверхня, м²

$$\begin{aligned} \Sigma \bar{\psi} F &= (2 \cdot F_6 + F_{\text{фр}} - F_r) \cdot \psi_6 + F_3 \cdot \psi_3 + F_{\phi} \cdot \psi_{\phi} = \\ &= (2 \cdot 37,93 + 48,36 - 0,69) \cdot 0,5915 + 22,898 \cdot 0,624 + 22,941 \cdot 0,65 = 101,5. \end{aligned}$$

2.1.28 Середнє значення коефіцієнту теплової ефективності

$$\bar{\psi} = \frac{\psi F}{F_{\text{ст}}} = \frac{101,5}{170,06} = 0,597.$$

2.1.29 Оптична товщина випромінювального шару топчного середовища, м

$$S = 3,6 \cdot \frac{V_m}{F_{\text{ст}}} = 3,6 \cdot \frac{162,34}{170,06} = 3,437.$$

2.1.30 Присос повітря у топці

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

2.1.31 Температура холодного повітря, °С

$$t_{\text{х.п}} = 30.$$

2.1.32 Ентальпія повітря при цій температурі, кДж/м³

$$I_{xn}^0 = 371.$$

2.1.33 Температура гарячого повітря, °С

$$\vartheta_{г.п} = 200.$$

2.1.34 Ентальпія повітря при цій температурі, кДж/м³

$$I_{zn}^0 = 2532.$$

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

$$Q_{вн} = (\alpha_m - \Delta\alpha_m) \cdot I_{zn} + (\Delta\alpha_m \cdot I_{xn}) = (1,15 - 0,05) \cdot 2532 + \\ + (0,05 \cdot 371) = 2677,16.$$

2.1.36 Рециркуляція продуктів згорання в топку не передбачена.

2.1.37 Корисне тепловиділення в топці, кДж/м³

$$Q_m = Q_p^p \cdot \frac{100 - q_3}{100} + Q_{\varepsilon} = 35852,598 \cdot \left(\frac{100 - 0,5}{100}\right) + 2677,16 = 38350,5.$$

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

$$\vartheta_a = 1924,52.$$

2.1.39 Температура продуктів згорання в кінці топки передбачається, °С

$$\vartheta_t'' = 1100.$$

2.1.40 Ентальпія продуктів згоряння при цій температурі, кДж/м³

$$I_m'' = 20533,7.$$

2.1.41 Середня сумарна теплоємність продуктів згоряння в інтервалі температур від ϑ_m'' до ϑ_a , кДж/(м³·К)

$$V\bar{c} = \frac{Q_m - I_m''}{\vartheta_a - \vartheta_m''} = \frac{38350,5 - 20533,7}{1924,52 - 1100} = 21,61.$$

2.1.42 Коефіцієнт збереження теплоти

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta_{к.у.} + q_5} = 1 - \frac{1,1}{92,09 - 1,1} = 0,988.$$

2.1.43 Відносне місцеположення максимуму температур передбачається

$$X_{\Gamma} = h_{\Gamma} / H_{\Gamma} = 2,88 / 8,0625 = 0,357;$$

$$X_{\Gamma} = X_{\Gamma} + 0,15 = 0,357 + 0,15 = 0,507.$$

2.1.44 Параметр температурного поля

$$M_x = 0,54 - 0,2 \cdot x_{\Gamma} = 0,54 - 0,2 \cdot 0,507 = 0,4386.$$

2.1.45 Тиск продуктів згоряння в топці приймається, бар

$$P = 1.$$

2.1.46 Об'ємна доля водяної пари в продуктах згоряння в топці

$$r_{H_2O} = 0,183.$$

2.1.47 Об'ємна доля трьохатомних газів у продуктах згоряння

$$r_{RO_2} = 0,084.$$

2.1.48 Сумарний парціальний тиск у продуктах згоряння, бар

$$P_{\Pi} = (r_{H_2O} + r_{RO_2}) \cdot P = (0,183 + 0,084) \cdot 1 = 0,2676.$$

2.1.49 Оптична товщина газового потоку полум'я

$$\tau_{\Gamma} = \left(\frac{0,78 + 1,6 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{P_{\Pi} \cdot S}} - 0,1 \right) \cdot (1 - 0,37 \cdot T''_{\Gamma} \cdot 10^{-3}) \cdot P_{\Pi} \cdot S = \left(\frac{0,78 + 1,6 \cdot 0,183}{\sqrt{0,2676 \cdot 3,437}} - 0,1 \right) \cdot (1 - 0,37 \cdot (1100 + 273) \cdot 10^{-3}) \cdot 0,2676 \cdot 3,437 = 0,46.$$

2.1.50 Ступінь чорноти факелу напівсвітнього полум'я

$$a_{\Phi} = 1 - e^{-\tau_{\Gamma}} = 1 - e^{-0,46} = 0,369.$$

2.1.51 Ступінь чорноти топки

$$a_{\Gamma} = \frac{a_{\Phi}}{a_{\Phi} + (1 - a_{\Phi}) \cdot \psi} = \frac{0,369}{0,369 + (1 - 0,369) \cdot 0,597} = 0,495.$$

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

$$B_0 = 5,67 \cdot 10^{-11}.$$

2.1.53 Розрахункова витрата палива, що визначена раніше, м³/с

$$B_p = 0,805.$$

2.1.54 Температура продуктів згоряння на виході з топки, °C

$$g_m'' = \frac{T_a}{M \cdot \left(\frac{\sigma_o \cdot a_m \cdot \bar{\psi} \cdot F_{cm} \cdot T_a^3}{\varphi \cdot B_p \cdot V_{cp}} \right)^{0,6} + 1} - 273 =$$

$$= \frac{2197,52}{0,4386 \cdot \left(\frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,495 \cdot 0,597 \cdot 170,06 \cdot 2197,52^3}{0,988 \cdot 0,805 \cdot 21,61} \right)^{0,6} + 1} - 273 = 1087.$$

2.1.56 Ентальпія продуктів згоряння, відповідна температурі 1087 °C,
кДж/м³

$$I_m'' = 20266,7.$$

2.1.57 Кількість теплоти, що передано в топці променистим теплообміном,
кДж/м³

$$Q_{\text{л}} = \varphi \cdot (Q_m - I_m'') = 0,988 \cdot (38350,5 - 20266,7) = 17868,3.$$

2.1.58 Видиме енерговиділення в об'єм топки, кВт/м³

$$q_v = \frac{B \cdot Q_p^p}{V_T} = \frac{0,805 \cdot 35852,598}{162,34} = 177,753,$$

що не перевищує допустиме значення $q_v = (350 \dots 460)$ кВт/м³.

2.2 Розрахунок фестону

2.2.1 Зовнішній діаметр труб, мм

$$d = 60.$$

2.2.2 Кількість рядів труб, шт.

$$z = 3.$$

2.2.3 Число труб у кожному ряду, шт.:

$$n_1 = 16; \quad n_2 = 16; \quad n_3 = 16.$$

2.2.4 Довжина труб у кожному ряді, м

$$l_1 = 5,36; \quad l_2 = 5,246; \quad l_3 = 5,254.$$

2.2.5 Поперечний крок труб, мм

$$S_1 = 240.$$

2.2.6 Поздовжній крок труб, мм

$$S_2 = 220.$$

2.2.7 Відносний поперечний крок

$$S_1/d = 240/60 = 4.$$

2.2.8 Відносний поздовжній крок

$$S_2/d = 220/60 = 3,67.$$

Креслення фестону наведено на рисунку 2.4.

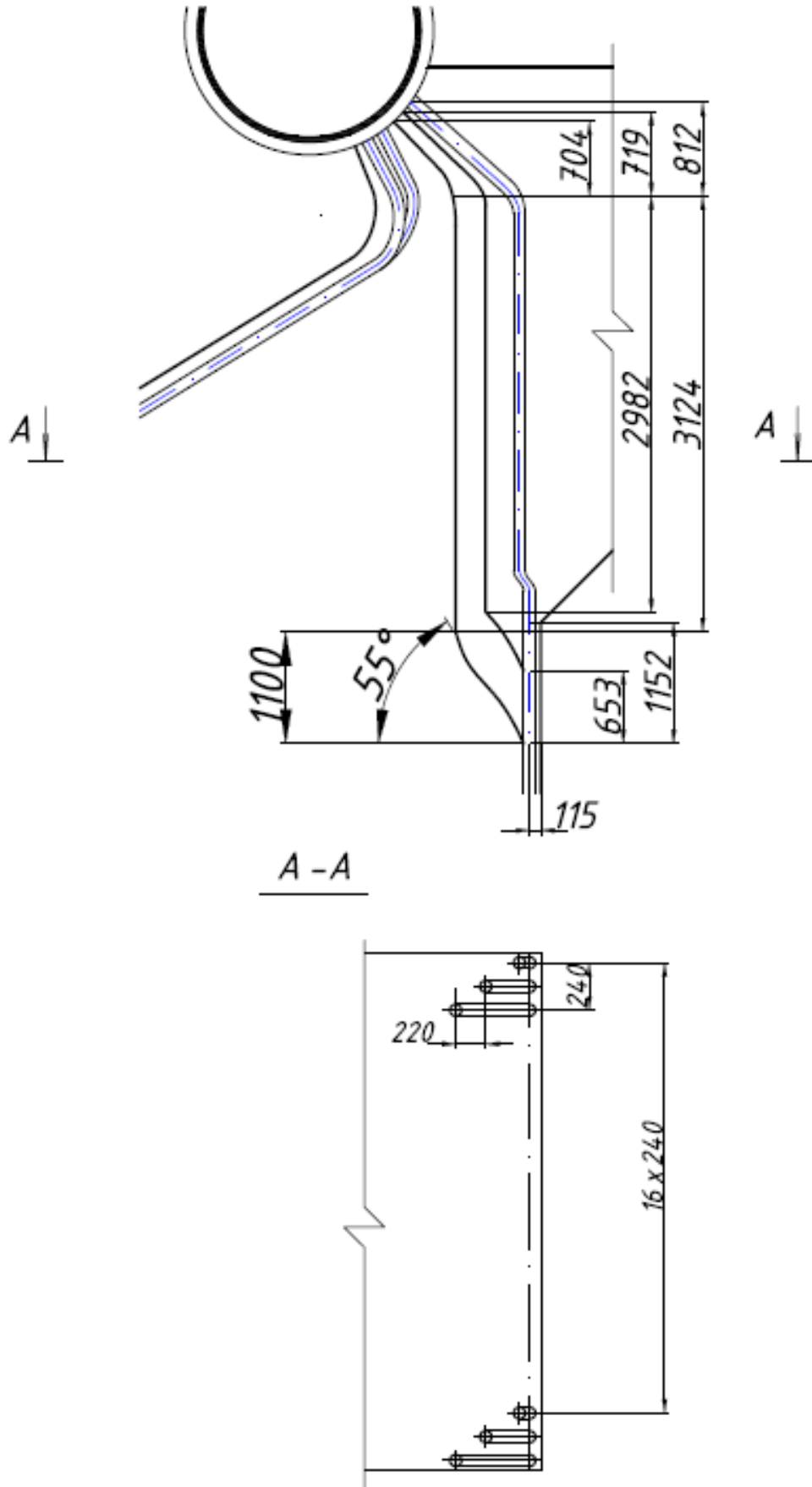


Рисунок 2.4 – Фестон котельної установки БМ-35М

2.2.9 Площа поверхонь нагрівання фестону, м²:

- першого ряду

$$H_1 = \pi d l_1 n_1 = 3,14 \cdot 0,06 \cdot 5,36 \cdot 16 = 16,16;$$

- другого ряду

$$H_2 = \pi d l_2 n_2 = 3,14 \cdot 0,06 \cdot 5,246 \cdot 16 = 15,81;$$

- третього ряду

$$H_3 = \pi d l_3 n_3 = 3,14 \cdot 0,06 \cdot 5,254 \cdot 16 = 15,84.$$

2.2.10 Загальна площа нагрівання фестону, м²

$$H_\Phi = H_1 + H_2 + H_3 = 16,16 + 15,81 + 15,84 = 47,81.$$

2.2.11 Живий перетин газоходу, м²

$$F_1 = (l_1 + x_1) \cdot a - n_1 l_1 d = (5,36 + 0,115) \cdot 4,28 - 16 \cdot 5,36 \cdot 0,06 = 18,29;$$

$$F_2 = (l_2 - y_1 + x_2) \cdot a - n_2 (l_2 - y_1) d = (5,246 - 0,653 + 0,115) \cdot 4,28 - 16 \cdot (5,246 - 0,653) \cdot 0,06 = 15,74;$$

$$F_3 = (l_3 - y_2 + x_3) \cdot a - n_3 (l_3 - y_2) d = (5,254 - 1,152 + 0,115) \cdot 4,28 - 16 \cdot (5,254 - 1,152) \cdot 0,06 = 14,11.$$

2.2.12 Середня площа живого перетину газоходу, м²

$$F_\Phi = \frac{H_\Phi}{\frac{H_1}{F_1} + \frac{H_2}{F_2} + \frac{H_3}{F_3}} = \frac{47,81}{\frac{16,16}{18,29} + \frac{15,81}{15,74} + \frac{15,84}{14,11}} = 15,88.$$

2.2.13 Ефективна товщина випромінюючого газового шару, м

$$S_{\phi} = 0,9d \left(\frac{4S_1S_2}{\pi d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,06 \cdot \left(\frac{4 \cdot 0,24 \cdot 0,22}{3,14 \cdot 0,06^2} - 1 \right) = 0,955.$$

2.2.14 Температура газів на вході в пучок, °С

$$\vartheta'_{\phi} = 1087.$$

2.2.15 Ентальпія продуктів згоряння при цій температурі, кДж/ м³

$$I'_{\phi} = 20266,7.$$

2.2.16 Температура продуктів згоряння в кінці топки передбачається, °С

$$\vartheta''_{\phi} = 964.$$

2.2.17 Ентальпія продуктів згоряння при цій температурі, кДж/м³

$$I''_{\phi} = 17744.$$

2.2.18 Коефіцієнт збереження теплоти

$$\varphi = 0,988.$$

2.2.19 Теплосприйняття пучка по різниці ентальпій продуктів згоряння, кДж/м³

$$Q_{\phi.б.} = \varphi (I'_{\phi} - I''_{\phi} + \Delta\alpha''_{\phi} \cdot I_{x.в.}^0) = 0,988 \cdot (20266,7 - 17744 + 0 \cdot 371) = 2492,6.$$

2.2.20 Середня температура продуктів згоряння в поверхні, °С

$$\vartheta_{\phi} = 0,5 \cdot (\vartheta'_{\phi} + \vartheta''_{\phi}) = 0,5 \cdot (1087 + 964) = 1025,5.$$

2.2.21 Температура кипіння води при тиску в барабані, °С

$$t_{\text{кип}} = 252.$$

2.2.22 Середній температурний напір, °С

$$\Delta t_{\phi} = \vartheta_{\phi} - t_{\text{кип}} = 1025,5 - 252,088 = 773,4.$$

2.2.23 Об'єм продуктів згоряння при надлишку повітря, м³/ м³

$$V_{\Gamma} = 12,14.$$

2.2.24 Швидкість продуктів згоряння, м/с

$$W_{\Gamma} = \frac{B_p \cdot V_{\Gamma} \cdot (\vartheta_{\phi} + 273)}{F_{\phi} \cdot 273} = \frac{0,805 \cdot 12,14 \cdot (1025,5 + 273)}{15,88 \cdot 273} = 2,93.$$

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

$$\alpha_{\text{к}} = \alpha_{\text{н}} \cdot C_z \cdot C_s \cdot C_{\phi} = 31,6 \cdot 0,89 \cdot 0,93 \cdot 1,02 = 26,68.$$

2.2.26 Об'ємна доля водяної пари в продуктах згоряння

$$r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,18.$$

2.2.27 Об'ємна доля трьохатомних газів у продуктах згоряння

$$r_{RO_2} = 0,083.$$

2.2.28 Тиск продуктів згоряння, МПа

$$P = 0,1.$$

2.2.29 Сумарний парціальний тиск трьохатомних газів, МПа

$$P_{\Pi} = (r_{H_2O} + r_{RO_2}) \cdot P = (0,18 + 0,083) \cdot 0,1 = 0,263.$$

2.2.30 Оптична товщина газового потоку полум'я

$$\begin{aligned} \tau_{\Gamma} &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{P_{\Pi} \cdot S}} - 1 \right) \cdot (1 - 0,37 \cdot T_{\Phi} \cdot 10^{-3}) \cdot P_{\Pi} \cdot S = \\ &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,18}{3,16 \cdot \sqrt{0,263 \cdot 0,955}} - 1 \right) \cdot (1 - 0,37 \cdot 1298,5 \cdot 10^{-3}) \cdot 0,263 \cdot 0,955 = \\ &= 0,265. \end{aligned}$$

2.2.31 Міра чорноти газового потоку

$$a_{\Phi} = 1 - e^{-\tau_{\Gamma}} = 1 - e^{-0,265} = 0,233.$$

2.2.32 Температура забруднень на трубах, °С

$$t_3 = t_{\text{кип}} + \Delta t = 252,088 + 25 = 277,088.$$

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

$$\alpha_{\text{л}} = \alpha_{\text{н}} \cdot C_{\text{г}} \cdot a_{\text{ф}} = 193 \cdot 0,97 \cdot 0,233 = 43,58.$$

2.2.34 Коефіцієнт використання поверхні нагрівання

$$\zeta = 1.$$

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

$$\alpha_1 = (\alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}}) \cdot \zeta = (26,68 + 43,58) \cdot 1 = 70,26.$$

2.2.36 Коефіцієнт теплової ефективності

$$\psi = 0,8.$$

2.2.37 Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К)

$$K_{\text{ф}} = \alpha_1 \cdot \psi = 70,26 \cdot 0,8 = 56,21.$$

2.2.38 Теплосприйняття поверхні нагрівання за умовами теплопередачі, кДж/м³

$$Q_{\text{ф.т.}} = \frac{k \cdot H_{\text{ф}} \cdot \Delta t_{\text{ф}}}{B_{\text{р}}} = \frac{56,21 \cdot 47,81 \cdot 773,4}{0,805} = 2582,33.$$

2.2.39 Розбіжність між значенням теплосприйняття, підрахованим по балансу і по теплопередачі, %

$$\Delta q = \frac{Q_{\text{т}} - Q_{\text{б}}}{Q_{\text{б}}} * 100\% = \frac{2582,33 - 2492,6}{2492,6} * 100\% = 3,6.$$

2.3 Розрахунок пароперегрівача

2.3.1 Приймаємо зовнішній діаметр труб і товщину стінки, мм:

а) в першому ступені $d_1 \times \delta = 32 \times 3$;

б) в другому ступені $d_{II} \times \delta = 32 \times 3$.

2.3.2 Приймаємо поперечний крок в основній частині поверхні, м

а) в першому ступені $S_{1I} = 0,09$;

б) в другому ступені $S_{1II} = 0,09$.

2.3.3 Вказуємо число змійовиків в ступенях, шт.

$$z = 47.$$

2.3.4 Визначаємо глибину (відстань від вісі труби першого ряду до вісі труби останнього ряду) ступеня, м:

а) першого ступеня $l_{Iст} = 1,136$;

б) другого ступеня $l_{IIст} = 0,671$.

2.3.5 Визначаємо розрахунковий крок по ходу газів (по глибині), м

а) першого ступеня $S_{2I} = 0,13$;

б) другого ступеня $S_{2II} = 0,095$.

2.3.6 Знаходимо глибину газового об'єму, м

а) перед першим ступенем $l_{обI} = 1,111$;

б) перед другим ступенем $l_{обII} = 0,55$

2.3.7 Підраховуємо довжину змійовика, м

а) першого ступеня

$$l_I = 1,025 \cdot 2 + 0,905 \cdot 12 + 0,939 \cdot 2 + 3,14 \cdot 0,068 \cdot 4 + 3,14 \cdot 0,104 \cdot 7 + \\ + 3,14 \cdot 0,052 + 3,14 \cdot 0,026 = 16,72;$$

б) другого ступеня

$$l_{II} = 2,615 + 2,565 + 2,691 \cdot 2 + 2,968 + 0,191 + 3,129 + 2,892 + \\ + 3,043 + 2 \cdot 3,14 \cdot 0,0785 + 4 \cdot 3,14 \cdot 0,06 = 24,03.$$

2.3.8 Підраховуємо площу поверхні ступеня з коридорним розташуванням труб, м²:

а) першого ступеня

$$H_{I\text{кор}} = \pi d l_I z = 3,14 \cdot 0,032 \cdot 16,72 \cdot 47 = 78,97;$$

б) другого ступеня

$$H_{II\text{кор}} = \pi d l_{II} z = 3,14 \cdot 0,032 \cdot 24,03 \cdot 47 = 113,49.$$

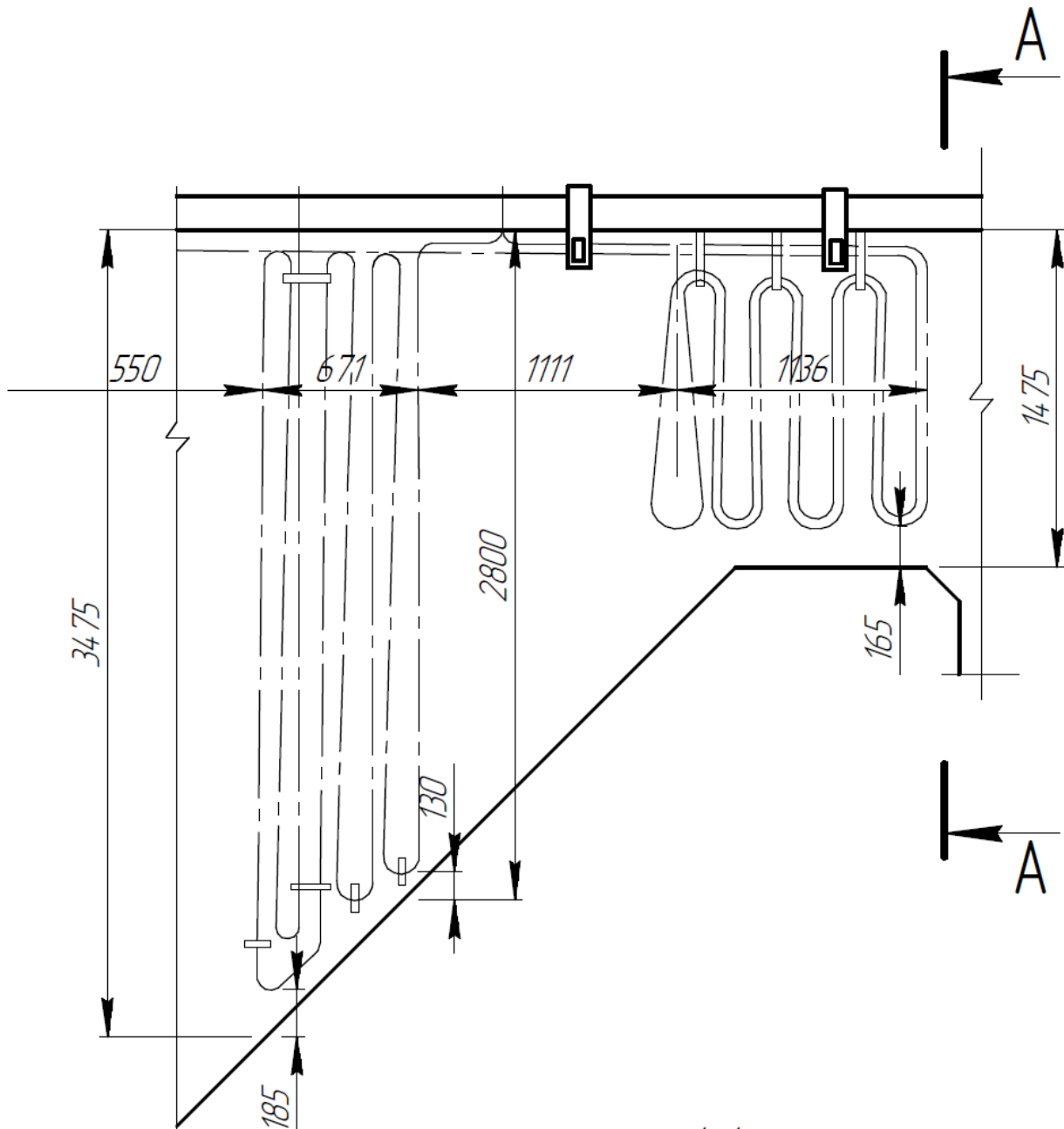


Рисунок 2.5 – Пароперегрівач котельної установки БМ-35 М

Креслення пароперегрівача наведено на рисунку 2.5. Згідно реконструкції в п. 2.3.1 зменшено діаметр труб пароперегрівача з 38 мм до 32 мм. Також збільшено число змійовиків з 40 шт. до 47 шт. (п.2.3.3) з відповідним зменшенням поперечного кроку труб (2.3.2) зі 110 мм до 90 мм.

2.3.9 Вказуємо довжину стельових труб, м, що відносяться

а) до першого ступеня $l_{\text{Істел}} = 3,4;$

б) до другого ступеня $l_{\text{ІІстел}} = 1,644.$

2.3.10. Підраховуємо відносний крок стельових труб

$$S_{\text{стел}}/d = 90/32 = 2,81.$$

2.3.11. Визначаємо кутовий коефіцієнт стельових труб

$$\chi_{\text{стел}} = 0,92.$$

2.3.12 Підраховуємо площу стелі, закриту стельовими трубами, м², включеними послідовно:

а) з першим ступенем $F_{\text{Істел}} = 1,9 \cdot 4,4 = 8,36;$

б) з другим ступенем $F_{\text{ІІстел}} = 1,15 \cdot 4,4 = 5,06.$

2.3.13 Визначаємо розрахункову площу поверхні стельових труб, м², включених:

а) з першим ступенем

$$H_{\text{Істел}} = F_{\text{Істел}} \cdot \chi_{\text{стел}} = 8,36 \cdot 0,92 = 7,69;$$

б) з другим ступенем

$$H_{\text{ІІстел}} = F_{\text{ІІстел}} \cdot \chi_{\text{стел}} = 5,06 \cdot 0,92 = 4,66.$$

2.3.14 Підраховуємо сумарну площу поверхні нагрівання, м²

а) першого ступеня

$$H_1 = H_{\text{Ікор}} + H_{\text{Істел}} = 78,97 + 7,69 = 86,66;$$

б) другого ступеня

$$H_{II} = H_{II\text{кор}} + H_{II\text{стел}} = 113,49 + 4,66 = 118,15.$$

2.3.15 Підраховуємо площу живого перерізу газоходу першого ступеня, м²

$$F_I = h \cdot a - (h - x) \cdot d \cdot z = 1,475 \cdot 4,4 - (1,475 - 0,165) \cdot 0,032 \cdot 47 = 4,52.$$

2.3.16. Підраховуємо площу живого перерізу газоходу другого ступеня, м²:
- в межах найбільшої площі перерізу

$$F_{II6} = h \cdot a - (h - x) \cdot d \cdot z = 3,475 \cdot 4,4 - (3,475 - 0,185) \cdot 0,032 \cdot 47 = 10,342;$$

- в межах найменшої площі перерізу

$$F_{IIм} = h \cdot a - (h - x) \cdot d \cdot z = 2,8 \cdot 4,4 - (2,8 - 0,13) \cdot 0,032 \cdot 47 = 8,304;$$

- середню по ступеню

$$F_{II} = (F_{IIм} + F_{II6}) \cdot 0,5 = (10,342 + 8,304) \cdot 0,5 = 9,323.$$

Спочатку розраховується другий ступінь пароперегрівача, оскільки він йде першим по ходу продуктів згоряння.

2.3.17 Площа поверхні, що проходить через перший ряд фестона, м²

$$F_{\phi} = 47,81.$$

2.3.18 Визначаємо кутовий коефіцієнт фестону

$$\chi_{\phi} = 0,89.$$

2.3.19 Визначаємо коефіцієнт розподілу теплового навантаження по висоті топки

$$\eta_v = 1,38$$

2.3.20 Підраховуємо теплоту, що передана поверхні нагрівання пароперегрівача випромінюванням з топки, кДж/ м³

$$Q_{\text{лпп}} = \frac{Q_{\text{лт}} \cdot \eta_v \cdot \eta_{\text{ст}} \cdot (1 - \chi_{\phi}) \cdot F_{II}}{\psi F} = \frac{17868,3 \cdot 1,38 \cdot 1,1 \cdot (1 - 0,89) \cdot 9,323}{101,5} = 273,99.$$

2.3.21 Вказуємо температуру насиченої пари при тиску в барабані, °С

$$t_{\text{н}} = 252,088.$$

2.3.22 Приймаємо тиск пари на вході до другого ступеня пароперегрівача, МПа

$$P_{\text{пр}} = 4,02.$$

2.3.23 Вказуємо очікувану температуру пари на вході до другого ступеня, °С

$$t'_{II} = 304.$$

2.3.24 Знаходимо ентальпію пари на вході до другого ступеня, кДж/ м³

$$i'_{II\text{ст}} = 2971,9.$$

2.3.25 Знаходимо ентальпію пари при температурі и тиску перегрітої пари на виході з другого ступеня, кДж/ м³

$$i''_{II\text{ст}} = 3308,836.$$

2.3.26 Підраховуємо кількість теплоти, сприйняту паром в другому ступеню, кДж/м³

$$Q_{II6} = \frac{D \cdot \Delta i_{IIст}}{B_p} = \frac{9,72 \cdot (3308,836 - 2971,9)}{0,805} = 4068,99.$$

2.3.27 Підраховуємо теплоту, що отримана в ступеню конвекцією, кДж/ м³

$$Q_{IIк} = Q_{II6} - Q_{лпп} = 4068,99 - 273,99 = 3795.$$

2.3.28 Вказуємо температуру продуктів згоряння на вході до ступеня, °С

$$\vartheta'_{IIст} = 964.$$

2.3.29 Записуємо ентальпію продуктів згоряння на вході до ступеня, кДж/ м³

$$I'_{IIст} = 17744.$$

2.3.30 Вказуємо присос повітря в ступеню

$$\Delta \alpha_{IIст} = 0,03.$$

2.3.31 Вказуємо ентальпію повітря присосів, кДж/м³

$$I^o_{прс} = 371,28.$$

2.3.32 Вказуємо коефіцієнт збереження теплоти

$$\varphi = 0,988.$$

2.3.33 Підраховуємо ентальпію продуктів згоряння на виході зі ступеня пароперегрівача, що розраховується, кДж/ м³

$$I''_{IICT} = I'_{IICT} - \frac{Q_{IIK}}{\varphi} + \Delta\alpha_{IICT} \cdot I_{прс}^0 = 17744 - \frac{3795}{0,988} + 0,03 \cdot 371,28 = 13914,37.$$

2.3.34 Визначаємо температуру продуктів згоряння, що відповідає цієї ентальпії, °С

$$\vartheta''_{IICT} = 758,2.$$

2.3.35 Підраховуємо середню температуру продуктів згоряння в ступеню, що розраховується, °С

$$\vartheta_{IICT} = (964 + 758,2) \cdot 0,5 = 861.$$

2.3.36 Виписуємо об'єм газів при надлишку повітря в газоході другого ступеня пароперегрівача, м³/ м³

$$V_{\Gamma} = 12,287.$$

2.3.37 Підраховуємо середню швидкість газів в ступеню, м/с

$$W_{\Gamma,IICT} = \frac{B_p \cdot V_{\Gamma}}{F} \cdot \frac{\vartheta_{IICT} + 273}{273} = \frac{0,805 \cdot 12,287}{9323} \cdot \frac{861 + 273}{273} = 4,41.$$

2.3.38 Підраховуємо коефіцієнт тепловіддачі в ступеню, усереднений по поверхнях, Вт/(м²·К)

$$\alpha_{кIICT} = \alpha_n \cdot C_s \cdot C_z \cdot C_{\phi} = 46,1 \cdot 1 \cdot 0,955 \cdot 0,98 = 43,14.$$

2.3.39 Підраховуємо середню температуру пари в ступеню, °C

$$t_{\text{Iст}} = (304+440) \cdot 0,5 = 372.$$

2.3.40 Знаходимо середній питомий об'єм пари в ступеню, м³/кг

$$v_{\text{Iст}} = 0,0701.$$

2.3.41 Підраховуємо середню швидкість пари в ступеню, м/с

$$W_{\text{пIст}} = \frac{D \cdot v_{\text{cp}}}{f} = \frac{9,72 \cdot 0,0701}{0,025} = 27,36.$$

2.3.42 Знаходимо коефіцієнт тепловіддачі від стінки до пари, Вт/(м²·К)

$$\alpha_{2\text{Iст}} = \alpha_{\text{н}} \cdot C_d = 1168 \cdot 0,987 = 1152,8.$$

2.3.43 Підраховуємо температуру на поверхні забруднених труб, °C

$$t_{3\text{II}} = t_{\text{Iст}} + \Delta t = 372 + 25 = 397.$$

2.3.44 Визначаємо номограмне значення коефіцієнту випромінювання, Вт/(м²·К)

$$\alpha_{\text{л.н Iст}} = 173.$$

2.3.45 Випишуємо об'ємні доли водяної пари і сумарну долю водяної пари і трьохатомних газів при надлишку повітря в ступеню пароперегрівача

$$r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,178;$$

$$r_{\text{II}} = 0,26.$$

2.3.46 Вказуємо тиск, прийнятий в газоході, що розраховується, МПа

$$P = 0,1.$$

2.3.47 Підраховуємо парціальний тиск трьохатомних газів і водяної пари, МПа

$$P_n = r_n \cdot P = 0,26 \cdot 0,1 = 0,026.$$

2.3.48 Визначаємо товщину випромінюючого газового об'єму в міжтрубному просторі ступеню, м

$$S_{IICT} = 0,9 \cdot \left(\frac{4S_1 \cdot S_2}{\pi d^2} - 1 \right) \cdot d = 0,9 \cdot \left(\frac{4 \cdot 0,09 \cdot 0,095}{3,14 \cdot 0,032^2} - 1 \right) \cdot 0,032 = 0,278.$$

2.3.49 Підраховуємо оптичну щільність потоку продуктів згоряння, 1/(м·МПа)

$$kps = k_r \cdot P_n \cdot S = 20 \cdot 0,026 \cdot 0,278 = 0,162.$$

2.3.50 Підраховуємо міру чорноти потоку газів у другому ступеню

$$a_{IICT} = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,162} = 0,149.$$

2.3.51 Знаходять коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням в міжтрубному просторі другого ступеню, Вт/(м²·К)

$$\alpha_{лIICT} = \alpha_n \cdot a_{IICT} \cdot C_r = 173 \cdot 0,149 \cdot 0,94 = 24,3.$$

2.3.52 Підраховуємо коефіцієнт випромінювання потоку газів на другий ступень пароперегрівача з урахуванням випромінювання об'єму, Вт/(м²·К)

$$\alpha'_{л.Ист} = \alpha_{л.Ист} \cdot \left[1 + A \cdot \left(\frac{T_k}{100} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{l_{ог}}{l_{п}} \right)^{0,07} \right] = 24,3 \cdot \left[1 + 0,3 \cdot \left(\frac{1237}{100} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{0,55}{0,671} \right)^{0,07} \right] = 37,78.$$

2.3.53 Підраховуємо коефіцієнт тепловіддачі від газового потоку до стінки, Вт/(м²·К)

$$\alpha_{1Ист} = \xi \cdot (\alpha_{кИ} + \alpha'_{лИ}) = 0,95 \cdot (43,14 + 37,8) = 76,88.$$

2.3.54 Підраховуємо коефіцієнт теплопередачі в ступеню, Вт/(м²·К)

$$K_{Ист} = \psi \cdot \frac{\alpha_{1И} \cdot \alpha_{2И}}{\alpha_{1И} + \alpha_{2И}} = 0,8 \cdot \frac{76,88 \cdot 1152,8}{76,88 + 1152,8} = 57,66.$$

2.3.55 Визначаємо температурний напір на вході і виході газів при протитоку, °С

$$\begin{aligned} \Delta t'_{Ист} &= \vartheta'_{Ист} - t''_{Ист} = 864 - 440 = 524; \\ \Delta t''_{Ист} &= \vartheta''_{Ист} - t'_{Ист} = 758,2 - 304 = 454,2. \end{aligned}$$

2.3.56 Підраховуємо температурний напір в ступеню при протитоку, °С

$$\Delta t_{Ист.прт} = \frac{524 - 454,2}{\ln\left(\frac{524}{454,2}\right)} = 488,25.$$

2.3.57 Підраховуємо параметри

$$P = \frac{440 - 304}{964 - 304} = 0,206;$$

$$R = \frac{964 - 758,2}{440 - 304} = 1,51;$$

$$A = \frac{0,235}{0,671} = 0,35.$$

2.3.58 Визначаємо коефіцієнт

$$\psi = 0,995.$$

2.3.59 Підраховуємо температурний напір для схеми ступеню, що розраховується (для схеми паралельно-змішаного току), °С

$$\Delta t_{IIст} = \Delta t_{IIст.прт.} \cdot \psi = 488,25 \cdot 0,995 = 485,8.$$

2.3.60 Підраховуємо кількість теплоти, що може бути передана за умовами теплопередачі, кДж/м³

$$Q_{тIIст} = \frac{KN\Delta t}{B_p \cdot 10^3} = \frac{57,66 \cdot 118,8 \cdot 485,8}{0,805 \cdot 10^3} = 4111,83.$$

2.3.61 Підраховуємо розбіжність результатів визначення теплоти по балансу і по теплопередачі, %

$$\Delta q_{IIст} = \frac{Q_{тIIст} - Q_{бIIст}}{Q_{тIIст}} \cdot 100\% = \frac{4111,83 - 4068,99}{4111,83} \cdot 100\% = 1,04.$$

Знайдене значення не перевищує 2%.

2.3.62 Приймаємо зниження ентальпії в пароохолоджувачі, кДж/кг

$$\Delta i_{no} = 60.$$

2.3.63 Ентальпія пари на виході з першого ступеню, кДж/кг

$$i'' = i'_{II} + \Delta i_{\text{по}} = 2971,9 + 60 = 3031,9.$$

2.3.64 Температура пари при цій ентальпії, °С

$$t'' = 326,23.$$

2.3.65 Температура пари на вході до ступеню, °С

$$t' = 252,088.$$

2.3.66 Знаходимо ентальпію пари на вході до першого ступеню, кДж/кг

$$i'_{\text{см}} = i' + rx = 1096,02 + 1702,78 \cdot 0,98 = 2764,74.$$

2.3.67 Підраховуємо кількість теплоти, сприйняту паром в першому ступеню, кДж/м³

$$Q_{I6} = \frac{D \cdot \Delta i_{\text{Iст}}}{B_p} = \frac{9,72 \cdot (3031,9 - 2764,74)}{0,805} = 3226,36.$$

2.3.68 Вказуємо температуру продуктів згорання на вході до ступеню, °С

$$\vartheta'_{\text{Iст}} = 758,2..$$

2.3.69 Записуємо ентальпію продуктів згорання на вході до ступеню, кДж/м³

$$I'_{\text{Iст}} = 13914,37.$$

2.3.70 Підраховуємо ентальпію продуктів згоряння на виході з ступеню пароперегрівача, що розраховується, кДж/ м³

$$I''_{IcT} = I'_{IcT} - \frac{Q_{I6}}{\varphi} + \Delta\alpha_{IcT} \cdot I^o_{прс} = 13914,37 - \frac{3226,36}{0,988} + 0,03 \cdot 371,28 = 10660,23.$$

2.3.71 Визначаємо температуру продуктів згоряння, що відповідає цієї ентальпії, °С

$$\vartheta''_{Icm} = 581,18.$$

2.3.72 Підраховуємо середню температуру продуктів згоряння в ступеню, що розраховується, °С

$$\vartheta_{Icm} = (758,2 + 581,18) \cdot 0,5 = 669,67.$$

2.3.73 Виписуємо об'єм газів при надлишку повітря в газоході першого ступеню пароперегрівача, м³/кг

$$V_{\Gamma} = 12,577.$$

2.3.74 Підраховуємо середню швидкість газів в ступеню, м/с

$$W_{\Gamma.IcT} = \frac{B_p \cdot V_{\Gamma}}{F} \cdot \frac{\vartheta_{IIcT} + 273}{273} = \frac{0,805 \cdot 12,577}{4,52} \cdot \frac{669,67 + 273}{273} = 7,73.$$

2.3.75 Підраховуємо коефіцієнт тепловіддачі в ступеню, усереднений по поверхнях, Вт/(м²·К)

$$\alpha_{кIcT} = \alpha_n \cdot C_s \cdot C_z \cdot C_{\phi} = 73 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,99 = 72,27.$$

2.3.76 Підраховуємо середню температуру пари в ступеню, °C

$$t_{\text{IcT}} = (326,23 + 252,088) \cdot 0,5 = 289,16.$$

2.3.77 Знаходимо середній питомий об'єм пари в ступеню, м³/кг

$$v_{\text{IcT}} = 0,056.$$

2.3.78 Підраховуємо середню швидкість пари в ступеню, м/с

$$W_{\text{пIcT}} = \frac{D \cdot v_{\text{cp}}}{f} = \frac{9,72 \cdot 0,056}{0,025} = 21,83.$$

2.3.79 Знаходимо коефіцієнт тепловіддачі від стінки до пари, Вт/(м²·К)

$$\alpha_{2\text{IcT}} = \alpha_{\text{H}} \cdot C_d = 1189 \cdot 0,989 = 1175,92.$$

2.3.80 Підраховуємо температуру на поверхні забруднених труб, °C

$$t_{3\text{I}} = t_{\text{IcT}} + \Delta t = 289,16 + 25 = 314,16.$$

2.3.81 Визначаємо номограмне значення коефіцієнту випромінювання, Вт/(м²·К)

$$\alpha_{\text{л.н IcT}} = 139.$$

2.3.82 Випикуємо об'ємні долі водяної пари і сумарну долю водяної пари і трьохатомних газів при надлишку повітря в ступеню пароперегрівача

$$r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,174;$$

$$r_{\text{II}} = 0,254.$$

2.3.83 Вказуємо тиск, прийнятий в газоході, що розраховується, МПа

$$P = 0,1$$

2.3.84 Підраховуємо парціальний тиск трьохатомних газів і водяної пари, МПа

$$P_{\text{п}} = r_{\text{п}} \cdot P = 0,254 \cdot 0,1 = 0,0254.$$

2.3.85 Визначаємо товщину випромінюючого газового об'єму в міжтрубному просторі ступеню, м

$$S_{\text{ІСТ}} = 0,9 \cdot \left(\frac{4S_1 \cdot S_2}{\pi d^2} - 1 \right) \cdot d = 0,9 \cdot \left(\frac{4 \cdot 0,09 \cdot 0,13}{3,14 \cdot 0,032^2} - 1 \right) \cdot 0,032 = 0,39.$$

2.3.86 Підраховуємо оптичну щільність потоку продуктів згоряння, 1/(м·МПа)

$$kps = k_{\text{г}} \cdot P_{\text{п}} \cdot S = 20 \cdot 0,0254 \cdot 0,39 = 0,21.$$

2.3.87 Підраховуємо міру чорноти потоку газів в ступеню

$$a_{\text{ІСТ}} = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,21} = 0,19.$$

2.3.88 Знаходять коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням в міжтрубному просторі ступеню, Вт/(м²·К)

$$\alpha_{\text{ліСТ}} = \alpha_{\text{н}} \cdot a_{\text{ІСТ}} \cdot C_{\text{г}} = 139 \cdot 0,19 \cdot 0,97 = 25,63.$$

2.3.89 Підраховуємо коефіцієнт випромінювання потоку газів на ступеню пароперегрівача з урахуванням випромінювання об'єму, Вт/(м²·К)

$$\alpha'_{л.Ісм} = \alpha_{л.Ісм} \cdot \left[1 + A \cdot \left(\frac{T_{\kappa}}{100} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{l_{об}}{l_{п}} \right)^{0,07} \right] = 25,63 \cdot \left[1 + 0,3 \cdot \left(\frac{1031,2}{100} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{1,111}{1,136} \right)^{0,07} \right] = 39,39.$$

2.3.90 Підраховуємо коефіцієнт тепловіддачі від газового потоку до стінки, Вт/(м²·К)

$$\alpha_{1Іст} = \xi \cdot (\alpha_{кІ} + \alpha'_{лІ}) = 0,95 \cdot (72,27 + 39,39) = 106,08.$$

2.3.91 Підраховуємо коефіцієнт теплопередачі в першому ступеню, Вт/(м²·К)

$$K_{Іст} = \psi \cdot \frac{\alpha_{1І} \cdot \alpha_{2І}}{\alpha_{1І} + \alpha_{2І}} = 0,8 \cdot \frac{106,8 \cdot 1175,92}{106,8 + 1175,92} = 77,84.$$

2.3.92 Визначаємо температурний напір на вході і виході газів при протитоку, °С

$$\Delta t'_{Іст} = \vartheta'_{Іст} - t''_{Іст} = 758,2 - 326,23 = 431,9;$$

$$\Delta t''_{Іст} = \vartheta''_{Іст} - t'_{Іст} = 581,18 - 252,088 = 329,1.$$

2.3.93 Підраховуємо температурний напір в ступеню при протитоку, °С

$$\Delta t_{Іст.прт} = \frac{431,9 - 329,1}{\ln \left(\frac{431,9}{329,1} \right)} = 378,18.$$

2.3.94 Підраховуємо параметри

$$P = \frac{326,23 - 252,088}{758,2 - 252,088} = 0,15;$$

$$R = \frac{758,2 - 581,18}{326,23 - 252,088} = 2,39;$$

$$A = \frac{0,235}{1,136} = 0,21.$$

2.3.95 Визначаємо коефіцієнт

$$\psi = 0,999.$$

2.3.96 Підраховуємо температурний напір для схеми ступеню, що розраховується (для схеми паралельно-змішаного току), °C

$$\Delta t_{Iст} = \Delta t_{Iст.прт.} \cdot \psi = 378,18 \cdot 0,999 = 377,9.$$

2.3.97 Підраховуємо кількість теплоти, яка може бути передана за умовами теплопередачі, кДж/м³

$$Q_{тIст} = \frac{KH\Delta t}{B_p \cdot 10^3} = \frac{77,84 \cdot 86,66 \cdot 377,9}{0,805 \cdot 10^3} = 3166,47.$$

2.3.98 Підраховуємо розбіжність результатів визначення теплоти по балансу і по теплопередачі, %

$$\Delta q_{Iст} = \frac{Q_{тIст} - Q_{бIст}}{Q_{тIст}} \cdot 100\% = \frac{3166,47 - 3226,36}{3166,47} \cdot 100\% = -1,89$$

Знайдене значення не перевищує 2%.

2.4 Розрахунок повітропідігрівача

2.4.1 Ширина газоходу, м

$$a = 3,4.$$

2.4.2 Глибина газоходу, м

$$b = 1,69.$$

2.4.3 Число секцій повітропідігрівача, шт.

$$n_c = 2.$$

2.4.4 Діаметр і товщина стінок труб, мм

$$d \times \delta = 40 \times 1,6.$$

2.4.5 Ширина секції, м

$$a_c = 1,7.$$

2.4.6 Глибина секції, м

$$b_c = 1,69.$$

2.4.7 Поперечний і поздовжній кроки труб в секції, мм

$$S_1 = 56; \quad S_2 = 44.$$

2.4.8 Кількість труб в непарних і парних рядах, шт.:

а) першої секції $n_{\text{пар}1} = 28; \quad n_{\text{неп}1} = 30;$

б) другої секції $n_{\text{пар}2} = 28; \quad n_{\text{неп}2} = 30.$

2.4.9 Кількість рядів труб в секції, шт.

а) парних $Z_{\text{пар}} = 18;$

б) непарних $Z_{\text{неп}} = 18.$

2.4.10 Кількість труб в секціях, шт.

- в першій секції $N_{c1} = 28 \cdot 18 + 30 \cdot 18 = 1044$;

- в другій секції $N_{c2} = 30 \cdot 18 + 28 \cdot 18 = 1044$;

- загальна $N_c = 1044 + 1044 = 2088$.

2.4.11 Кількість ходів повітря, шт.

$$m_x = 2.$$

2.4.12 Висота ходу, м

$$h_x = 1,79.$$

2.4.13 Площа поверхні теплообміну повітропідігрівача, m^2

$$H_{в.п.} = \pi \cdot d \cdot N_c \cdot m_x \cdot h_x = 3,14 \cdot 0,04 \cdot 2088 \cdot 2 \cdot 1,79 = 938,865.$$

2.4.14 Площа перерізу для проходу газів, m^2

$$F_{г.в.п.} = \frac{\pi \cdot d_{вн}^2}{4} \cdot N_c = \frac{3,14 \cdot 0,036,8^2}{4} \cdot 2088 = 2,22.$$

2.4.15 Площа перерізу для проходу повітря, m^2

$$F_{в.в.п.} = a \cdot h_x - (n_{неп} + n_{пар}) \cdot h_x \cdot d = 3,4 \cdot 1,79 - 58 \cdot 1,79 \cdot 0,04 = 1,79.$$

Креслення повітропідігрівача наведено на рисунку 2.6. Згідно реконструкції в п.2.4.9 розрахунку збільшено кількість рядів труб з 33шт. до 36шт. в межах повітропідігрівача.

2.4.16 Температура і ентальпія продуктів згоряння на виході з повітропідігрівача, $^{\circ}C$, kJ/m^3

$$t''_{вп} = 160; \quad I''_{вп} = 3080,66.$$

2.4.17 Температура та ентальпія повітря на вході в повітропідігрівач, °С, кДж/м³

$$t'_{\text{вп}} = 30; i'_{\text{вп}} = 371.$$

2.4.18 Температура та ентальпія повітря на виході з повітропідігрівача, °С, кДж/м³

$$t''_{\text{вп}} = 200; i''_{\text{вп}} = 2532.$$

2.4.19 Величина присосу повітря в газоході

$$\Delta\alpha_{\text{вп}} = 0,06.$$

2.4.20 Надлишок повітря на виході з поверхні

$$\beta''_{\text{вп}} = \alpha_{\text{т}} - \Delta\alpha_{\text{т}} = 1,15 - 0,05 = 1,1.$$

2.4.21 Теплота, що сприйнята повітрям у повітропідігрівачі, кДж/м³

$$Q_{\text{впб}} = (\beta''_{\text{вп}} + 0,5 \cdot \Delta\alpha_{\text{вп}})(i''_{\text{вп}} - i'_{\text{вп}}) = (1,11 + 0,5 \cdot 0,06) \cdot (2532 - 371) = 2441,61.$$

2.4.22 Температура продуктів згоряння на вході в поверхню, кДж/м³

$$I'_{\text{вп}} = I''_{\text{вп}} + \frac{Q_{\text{впб}}}{\varphi} - \Delta\alpha_{\text{вп}} \cdot I_{\text{прс}}^0 = 3080,66 + \frac{2441,61}{0,988} - 0,06 \cdot 371 = 5529,44.$$

2.4.23 Температура продуктів згоряння при цій ентальпії, °С

$$\vartheta'_{\text{вп}} = 295,048.$$

2.4.24 Середня температура продуктів згоряння в повітропідігрівачі, °С

$$\vartheta_{\text{вп}} = (\vartheta''_{\text{вп}} + \vartheta'_{\text{вп}}) \cdot 0,5 = (160 + 295,048) \cdot 0,5 = 227,524.$$

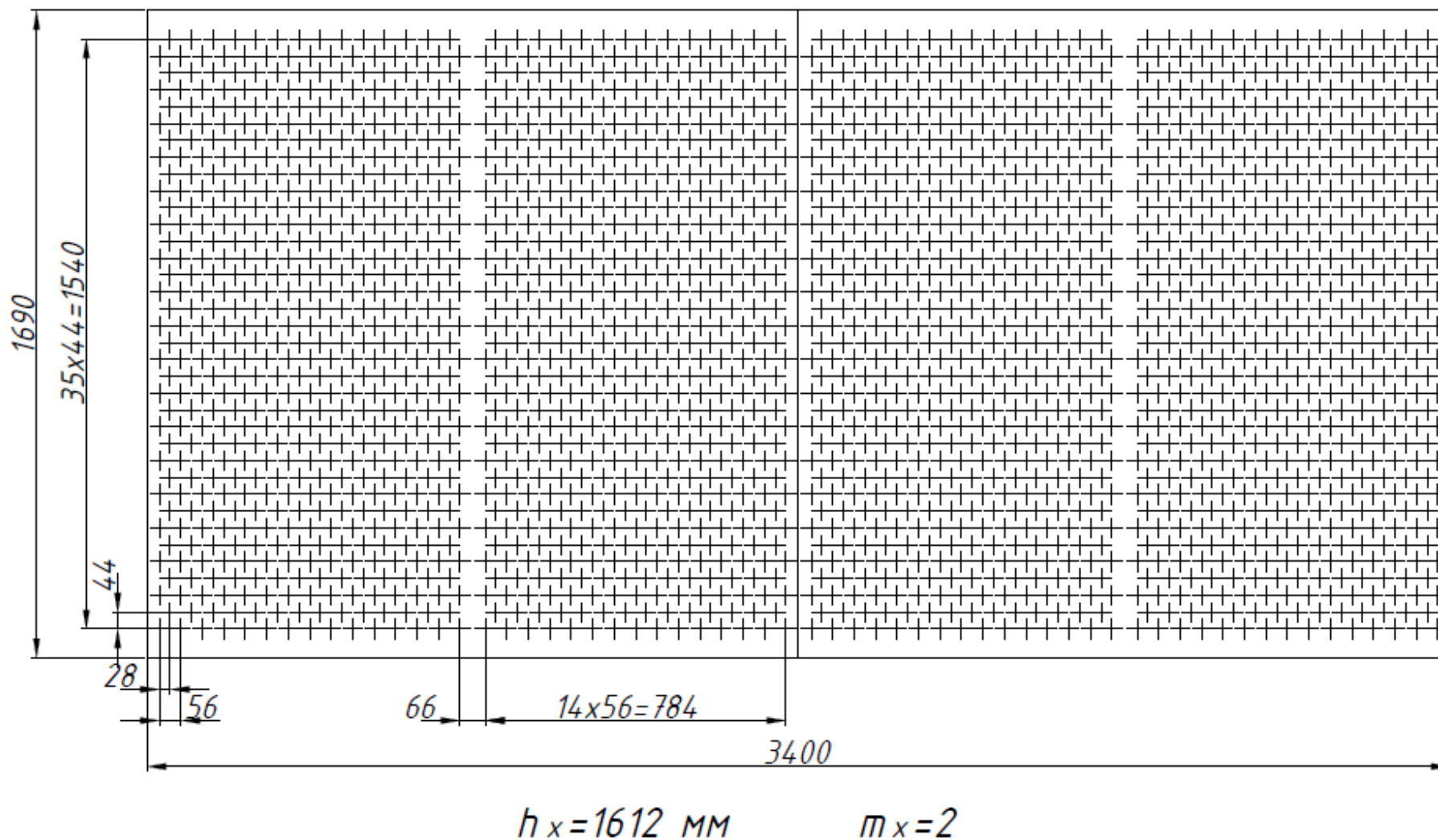


Рисунок 2.6 – Повітропідігрівач котельної установки БМ-35М

2.4.25 Середня швидкість продуктів згоряння, м/с

$$W_{\Gamma} = \frac{V_{\Gamma} \cdot B_p}{F_{\Gamma, \text{в.п.}}} \cdot \frac{\vartheta_{\text{вп}} + 273}{273} = \frac{13,79 + 0,805 \cdot 224,524 + 273}{2,22} = 9,16.$$

2.4.26 Коефіцієнт тепловіддачі від продуктів згоряння до стінок труб, Вт/(м²·К)

$$\alpha_1 = \alpha_{\text{н}} \cdot C_{\phi} \cdot C_l = 31,6 \cdot 1,1 \cdot 1 = 34,76.$$

2.4.27 Середня температура повітря в повітропідігрівачі, °С

$$t_{\text{вп}} = (t'_{\text{вп}} + t''_{\text{вп}}) \cdot 0,5 = (30 + 200) \cdot 0,5 = 115.$$

2.4.28 Середня швидкість повітря, м/с

$$W_{\text{в}} = \frac{B_p \cdot V_{\text{в}}^0 \cdot \beta''_{\text{вп}}}{F_{\text{в.в.п.}}} \cdot \frac{t_{\text{вп}} + 273}{273} = \frac{0,805 \cdot 9,52 \cdot 1,1}{1,79} \cdot \frac{115 + 273}{273} = 6,69.$$

2.4.29 Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до повітря, Вт/(м²·К)

$$\alpha_2 = \alpha_{\text{н}} \cdot C_z \cdot C_s \cdot C_{\phi} = 69,4 \cdot 1 \cdot 0,975 \cdot 1 = 67,67.$$

2.4.30 Коефіцієнт використання поверхні нагрівання

$$\xi_{\text{вп}} = 0,85.$$

2.4.31 Коефіцієнт теплопередачі в повітропідігрівачі, Вт/(м²·К)

$$k_{\text{вп}} = \xi_{\text{вп}} \cdot \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} = 0,85 \cdot \frac{34,76 \cdot 67,67}{34,76 + 67,67} = 19,52.$$

2.4.32 Різниця температур теплоносіїв на вході і виході в поверхню, °С

$$\Delta t_{\text{г}} = 160 - 30 = 130;$$

$$\Delta t_{\text{м}} = 295,048 - 200 = 95,05.$$

2.4.33 Температурний напір при протитоку, °C

$$\Delta t_{\text{прт}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} = \frac{130 - 95,05}{\ln \frac{130}{95,05}} = 111,74.$$

2.4.34 Температурний напір у ступеню, °C

$$\Delta t_{\text{вп}} = \psi \cdot \Delta t_{\text{прт}} = 0,951 \cdot 111,74 = 106,26.$$

2.4.35 Теплота, що передана у повітропідігрівачі за умов теплопередачі, кДж/м³

$$Q_{\text{вп.т}} = \frac{kH\Delta t}{B_p \cdot 1000} = \frac{19,52 \cdot 938,865 \cdot 106,26}{0,805 \cdot 1000} = 2419,48.$$

2.4.36 Нев'язка теплового балансу в повітропідігрівачі, %

$$\Delta q = \frac{Q_{\text{вп.т}} - Q_{\text{вп.б}}}{Q_{\text{вп.т}}} \cdot 100 = \frac{2419,48 - 2441,61}{2419,48} \cdot 100 = -0,91.$$

Значення невязки не перевищує допустимих 2%.

2.5 Розрахунок водяного економайзера

2.5.1 Ширина газоходу, м

$$a = 4,4.$$

2.5.2 Глибина газоходу, м

$$b = 1,49.$$

2.5.3 Діаметр труб, мм

$$d_{\text{x}\delta} = 32 \times 3.$$

2.5.4 Поперечний крок труб, мм

$$S_1 = 60.$$

2.5.5 Поздовжній крок труб, мм

$$S_2 = 60.$$

2.5.6 Кількість прямолінійних ділянок у змійовику секції, шт.

$$n_{\text{пр}} = 34.$$

2.5.7 Довжина прямолінійної ділянки, м

$$l_{\text{пр}} = 4,06.$$

2.5.8 Радіус вигину труб, м

$$r = 0,06.$$

2.5.9 Кількість вигинів труб, шт.

$$n_r = 33.$$

2.5.10 Довжина окремих прямолінійних ділянок, м

$$l_1 = 0,15; \quad l_2 = 0,44.$$

2.5.11 Довжина труб одного змійовика, м

$$l_{\text{зм}} = l_{\text{пр}} n_{\text{пр}} + \pi r n_r + 2 \cdot l_1 + 2 \cdot l_2 = 4,06 \cdot 34 + 3,14 \cdot 0,06 \cdot 33 + 2 \cdot 0,15 + 2 \cdot 0,44 = 145,437.$$

2.5.12 Кількість змійовиків водяного економайзера, шт.

$$Z = 23.$$

Креслення водяного економайзера наведено на рисунку 2.7. Згідно реконструкції збільшено поперечний крок труб з 40 мм до 60 мм (п.2.5.4) та зменшено кількість змійовиків з 36 шт. до 23 шт. (2.5.12).

2.5.13 Площа поверхні теплообміну, м²

$$H = \pi d l_{\text{зм}} Z = 3,14 \cdot 0,032 \cdot 145,437 \cdot 23 = 336,11.$$

2.5.14 Площа перерізу для проходу продуктів згоряння, м²

$$F_{\text{ек}} = ab - \left(l_{\text{пр}} + \frac{\pi r}{2} + l_1 \right) \frac{Z}{2} = 4,4 \cdot 1,49 - \left(4,06 + \frac{3,14 \cdot 0,06}{2} + 0,15 \right) \cdot \frac{23}{2} = 4,972.$$

2.5.15 Площа перерізу для проходу води, м²

$$f_{\text{ек}} = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} \cdot Z = \frac{3,14 \cdot 0,026^2}{4} \cdot 23 = 0,0122.$$

2.5.16 Температура і ентальпія продуктів згоряння на виході з економайзера, °С, кДж/м³

$$\vartheta''_{\text{ек}} = 295; \quad I''_{\text{ек}} = 5529,44.$$

2.5.17 Тиск поживної води на вході в економайзер, МПа

$$P'_{\text{ек}} = 4,532.$$

2.5.18 Теплота, отримана водою в пароохолоджувачі, кДж/кг

$$\Delta i_{\text{по}} = 60.$$

2.5.19 Витрата води у продувку, кг/с

$$D_{\text{пр}} = 0,243.$$

2.5.20 Витрата води через економайзер, кг/с

$$D_{\text{ек}} = D + D_{\text{пр}} = 9,72 + 0,243 = 9,963.$$

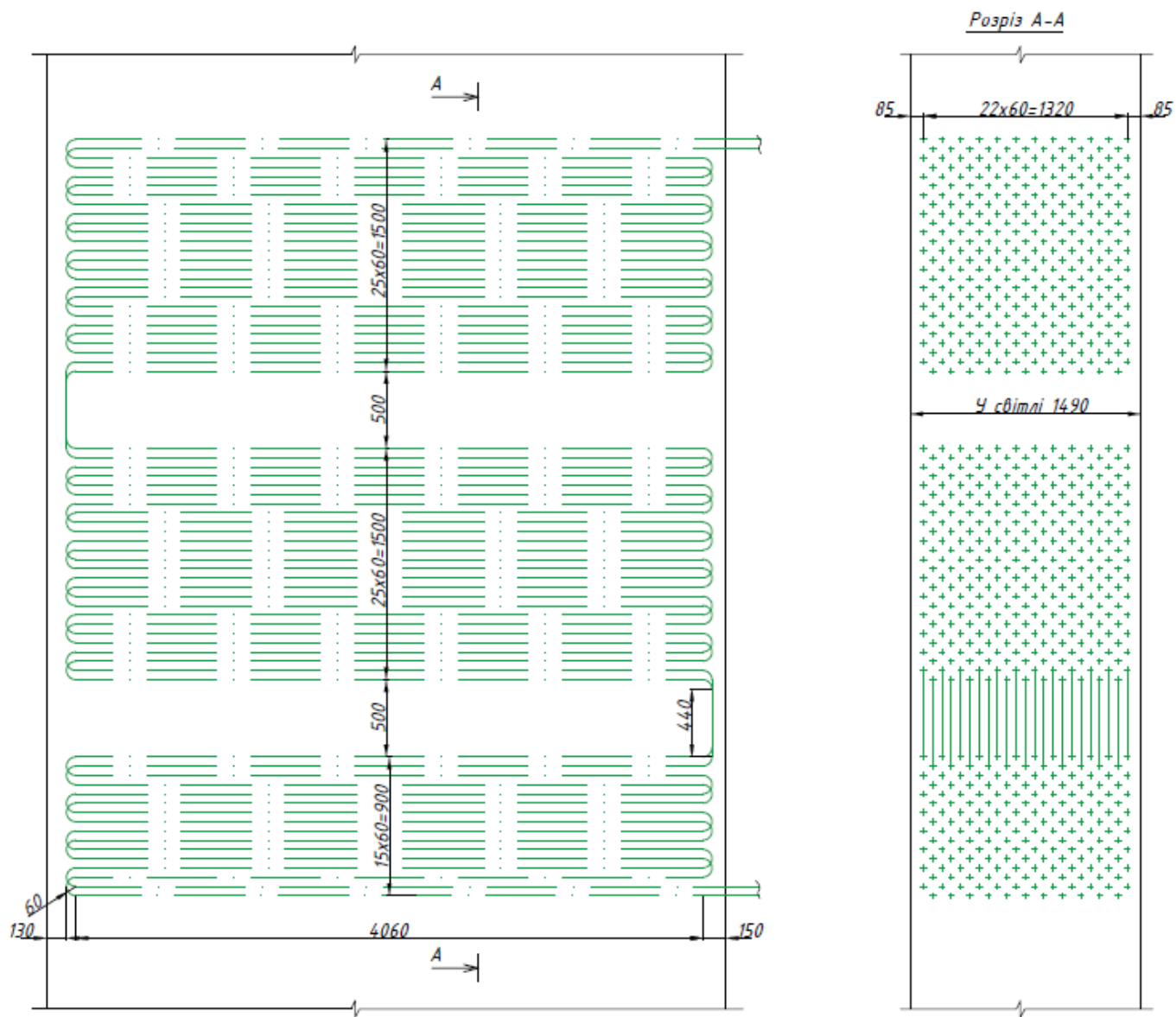


Рисунок 2.7 – Водяний економайзер котельної установки БМ-35М

2.5.21 Ентальпія води на вході в економайзер, кДж/кг

$$i'_{\text{ек}} = i_{\text{п.в.}} + \frac{\Delta i_{\text{по}} * D}{D_{\text{ек}}} = 613,22 + \frac{60 * 9,72}{9,963} = 671,759.$$

2.5.22 Температура, відповідна цій ентальпії, °С

$$t'_{\text{ек}} = 158,6.$$

2.5.23 Теплота, що віддана продуктами згоряння в економайзері, кДж/м³

$$Q_{\text{екб}} = \varphi \cdot (I'_{\text{ек}} - I''_{\text{ек}} + \Delta\alpha \cdot I_{\text{хв}}) = 0,988 \cdot (10660,2 - 5529,44 + 0,08 \cdot 371) = 5098,996.$$

2.5.24 Ентальпія води на виході з економайзера, кДж/кг

$$i''_{\text{ек}} = \frac{Q_{\text{екб}} \cdot B_{\text{р}}}{D_{\text{ек}}} + i'_{\text{ек}} = \frac{5098,996 \cdot 0,805}{9,963} + 671,759 = 1083,68.$$

2.5.25 Тиск води на виході з економайзера, Мпа

$$P''_{\text{екл}} = P_{\text{г}} = 4,12.$$

2.5.26 Ентальпія стану насичення при цьому тиску, кДж/кг

$$(i_{\text{s}})''_{\text{ек}} = 1096,2.$$

2.5.27 Оскільки $i''_{\text{ек}} < (i_{\text{s}})''_{\text{ек}}$, визначаємо дійсну температуру на виході з економайзера, °С

$$t''_{\text{ек}} = 249,56.$$

2.5.28 Різниці температур середовищ на вході і виході димових газів, °С

$$\Delta t'_{\text{ек}} = \vartheta'_{\text{ек}} - t'_{\text{ек}} = 581,2 - 249,56 = 331,6;$$

$$\Delta t''_{\text{ек}} = \vartheta''_{\text{ек}} - t'_{\text{ек}} = 295 - 158,6 = 136.$$

2.5.29 Температурний напір в економайзері, °C

$$\Delta t_{\text{ек}} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} = \frac{331,6 - 136}{\ln \frac{331,6}{136}} = 219,77.$$

2.5.30 Середня температура продуктів згоряння, °C

$$\vartheta_{\text{ек}} = (581,2 + 295) \cdot 0,5 = 438,1.$$

2.5.31 Середня швидкість продуктів згоряння, м/с

$$W_{\Gamma} = \frac{B_p V_{\Gamma}}{F_{\text{ек}}} \cdot \frac{\vartheta_{\text{ек}} + 273}{273} = \frac{0,805 \cdot 13,109}{4,972} \cdot \frac{438,1 + 273}{273} = 5,527.$$

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

$$\alpha_{\text{к}} = \alpha_{\text{н}} C_s C_z C_{\phi} = 69 \cdot 0,89 \cdot 1 \cdot 1,028 = 63,13.$$

2.5.33 Середня температура води, °C

$$t_{\text{cp}} = (158,6 + 249,56) \cdot 0,5 = 204,08.$$

2.5.34 Температура на поверхні забруднених труб, °C

$$t_3 = t_{\text{cp}} + 25 = 204,08 + 25 = 229,08.$$

2.5.35 Доля водяних парів і трьохатомних газів у продуктах згоряння

$$r_{\text{п}} = r_{\text{H}_2\text{O}} + r_{\text{RO}_2} = 0,168 + 0,077 = 0,244.$$

2.5.36 Парціальний тиск водяних парів і трьохатомних газів, МПа

$$P_{\Pi} = r_{\Pi} \cdot P = 0,244 \cdot 0,1 = 0,0244.$$

2.5.37 Товщина випромінюючого шару, м

$$S = 0,9 \cdot \left(\frac{4S_1 \cdot S_2}{\pi d^2} - 1 \right) \cdot d = 0,9 \cdot \left(\frac{4 \cdot 0,06 \cdot 0,06}{3,14 \cdot 0,032^2} - 1 \right) \cdot 0,032 = 0,10018.$$

8.2.23 Оптична щільність газового потоку

$$\begin{aligned} \tau_r &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{P_{\Pi} \cdot S}} - 1 \right) \cdot (1 - 0,37 \cdot T_{ек} \cdot 10^{-3}) \cdot P_{\Pi} \cdot S = \\ &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,168}{3,16 \cdot \sqrt{0,0244 \cdot 0,10018}} - 1 \right) \cdot (1 - 0,37 \cdot 711,11 \cdot 10^{-3}) \cdot 0,0244 \cdot 0,1 = \\ &= 0,119. \end{aligned}$$

2.5.38 Степінь чорноти газового потоку

$$a = 1 - e^{-\tau_r} = 1 - e^{-0,119} = 0,112.$$

2.5.39 Коефіцієнт тепловіддачі від газів випромінюванням, Вт/(м²·К)

$$\alpha_{л} = \alpha_{л.н.} \cdot a \cdot C_{г} = 39 \cdot 0,112 \cdot 0,95 = 4,16.$$

2.5.40 Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням з урахуванням об'єму перед економайзером, Вт/(м²·К)

$$\alpha'_{л} = \alpha_{л} \cdot \left[1 + A \cdot \left(\frac{T_{к}}{100} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{l_{об}}{l_{\Pi}} \right)^{0,07} \right] = 4,19 \cdot \left[1 + 0,3 \cdot \left(\frac{711}{100} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{2,5}{5,9} \right)^{0,07} \right] = 6,08.$$

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

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_{к} + \alpha'_{л}) = 1 \cdot (63,13 + 6,083) = 69,21.$$

2.5.42 Коефіцієнт теплопередачі у ступеню, Вт/(м²·К)

$$k_{ек} = \psi \cdot \alpha_1 = 0,8 \cdot 69,21 = 55,37.$$

2.5.43 Теплота, що передана в економайзері за умов теплопередачі, кДж/м³

$$Q_{ек.т} = \frac{kH\Delta t}{B_p \cdot 1000} = \frac{55,37 \cdot 336,11 \cdot 219,78}{0,805 \cdot 1000} = 5081,82.$$

2.5.44 Нев'язка теплового балансу водяного економайзера, %

$$\Delta q = \frac{Q_{ек.б} - Q_{ек.т}}{Q_{ек.б}} \cdot 100 = \frac{5098,996 - 5081,82}{5098,996} \cdot 100 = 0,34.$$

Значення невязки не перевищує допустимих 2%.

2.6 Загальний тепловий баланс котельної установки

Для зведення загального теплового балансу котельної установки розраховується різниця теплоти за формулою, кДж/м³

$$\Delta Q = Q_p^p \cdot \eta_{к.у.} - (Q_l^T + Q_f + Q_{ппл} + Q_{ппл} + Q_{ек}) = 35852,6 \cdot 0,912 - (17868,31 + 2582,33 + 4111,83 + 3166,47 + 5081,82) = -111,22.$$

Визначається невязка, %

$$\Delta q = \frac{\Delta Q}{Q_p^p} \cdot 100 = \frac{-111,22}{35852,6} \cdot 100 = -0,31.$$

Значення невязки не перевищує допустимих 0,5 %, отже котельна установка може працювати на заданому паливі. За результатами розрахунків складено зведену таблицю параметрів теплоносіїв по поверхням нагрівання – таблиця 2.4.

Таблиця 2.4 – Параметри теплоносіїв по поверхням нагрівання

	$\vartheta', \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\vartheta'', \text{ }^{\circ}\text{C}$	$I' \text{ кДж/м}^3$	$I'' \text{ кДж/м}^3$	$t', \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t'', \text{ }^{\circ}\text{C}$	$i' \text{ кДж/кг}$	$i'' \text{ кДж/кг}$
Топка	1925	1087	38350,499	20266,689	252,088	252,088	-	-
Фестон	1087	964	20266,689	17744	252,088	252,088	-	-
Пароперегрівач	964	581	17744	10660,232	252,088	440	2764,74	3308,836
Водяний економайзер	581	295	10660,232	5529,44	158,6	249,56	671, 759	1083.68
Повітропідігрівач	295	160	5529,44	3080 66	30	200	371	2532

2.7 Аналіз енергозберігаючих заходів зі зменшення втрат теплоти з відхідними газами в котельній установці БМ -35М

Втрати теплоти з відхідними газами займають основне місце серед теплових втрат котельної установки і становлять (5...12) % теплоти палива (в даному дипломному проекті становлять 7,2 %). Цей вид втрат виникає через те, що фізична теплота (ентальпія) газів I_{yx} , що виходять з котельної установки при температурі ϑ_{yx} , перевищує фізичну теплоту повітря, що надходить в котельну установку ($\alpha_{yx} \cdot I_{xb}^0$), та палива ($c_T \cdot t_T$).

Втрати теплоти з відхідними газами визначають за формулою, %

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_p^p} \cdot 100,$$

де Q_2 - абсолютна величина втрат, кДж/м³;

Q_p^p - наявна теплота палива, кДж/м³.

Якщо знехтувати малим значенням фізичної теплоти палива, то втрата теплоти з відхідними газами може бути розрахована за формулою, кДж/м³

$$Q_2 = (I_{yx} - \alpha_{yx} \cdot I_{xb}^0) \cdot \left(\frac{100 - q_4}{100} \right), \quad (2.1)$$

де α_{yx} - коефіцієнт витрати повітря в відхідних газах;

I_{xb}^0 - ентальпія холодного повітря, теоретично необхідного для спалювання одиниці палива, кДж/м³;

множник $(100 - q_4)/100$ - враховує зменшення об'єму газів внаслідок механічної неповноти згоряння палива, для газового палива $q_4=0$.

Ентальпія відхідних газів при температурі ϑ_{yx} газів, кДж/м³

$$I_{yx} = I_{\Gamma}^0 + (\alpha_{yx} - 1) \cdot I_{\text{в}}^0, \quad (2.2)$$

де I_B^0 , I_G^0 - ентальпії теоретичних об'ємів повітря та продуктів згоряння, віднесених до спалювання одиниці палива, при температурі ϑ_{yx} , кДж/м³.

Ці величини розраховуються за формулами

$$I_B^0 = V^0 \cdot (ct)_B; \quad (2.3)$$

$$I_G^0 = V_{RO_2} \cdot (c\vartheta)_{RO_2} + V_{N_2}^0 \cdot (c\vartheta)_{N_2} + V_{H_2O}^0 \cdot (c\vartheta)_{H_2O}, \quad (2.4)$$

де V^0 - теоретичний об'єм повітря при $\alpha = 1$, м³/ м³;

V_{RO_2} , $V_{N_2}^0$, $V_{H_2O}^0$ - теоретичні об'єми продуктів згоряння (триатомних газів, азоту та водяної пари) при $\alpha = 1$, м³/ м³;

$(ct)_B$, $(c\vartheta)_{RO_2}$, $(c\vartheta)_{N_2}$, $(c\vartheta)_{H_2O}$ - питомі ентальпії повітря, триатомних газів, азоту та водяної пари, кДж/м³.

З аналізу виразів (2.1)...(2.4) слідує висновок - величина втрати теплоти з відхідними газами залежить від об'єму, а також складу продуктів згоряння і від температури відхідних газів, тобто

$$Q_2 = f \left(\frac{V_G^0}{Q_H^c}, \alpha_{yx}, \vartheta_{yx} \right) \quad (2.5)$$

3.1 Аналіз виразу (2.5)

1. Відношення $\frac{V_G^0}{Q_H^c}$ характеризує якість палива, показує відносний вихід продуктів згоряння (при $\alpha = 1$) на одиницю теплоти згоряння палива та залежить від вмісту в ньому баластових складових (азоту N_2 , двоокису вуглецю CO_2 та кисню O_2 - для газового палива). Зі збільшенням вмісту в паливі баластових складових і, отже, величини $\frac{V_G^0}{Q_H^c}$, втрата теплоти з відхідними газами зростає.

2. Одним з можливих напрямів зниження втрати теплоти з відхідними газами є зменшення коефіцієнту витрати повітря в відхідних газах α_{yx} . Величина

α_{yx} залежить від коефіцієнту витрати повітря в топці α_T та повітря, що присмокталося в газоходи котельної установки $\Delta\alpha$

$$\alpha_{yx} = \alpha_T + \Delta\alpha.$$

Зі зменшенням α_T втрата теплоти Q_2 (q_2) знижується, проте при цьому, у зв'язку зі зменшенням кількості повітря, що подається в топку, можлива поява іншої втрати теплоти - від хімічної неповноти згоряння палива Q_3 (q_3). Оптимальна величина α_T вибирається з урахуванням досягнення мінімального сумарного значення ($q_2 + q_3$) (рис. 2.8).

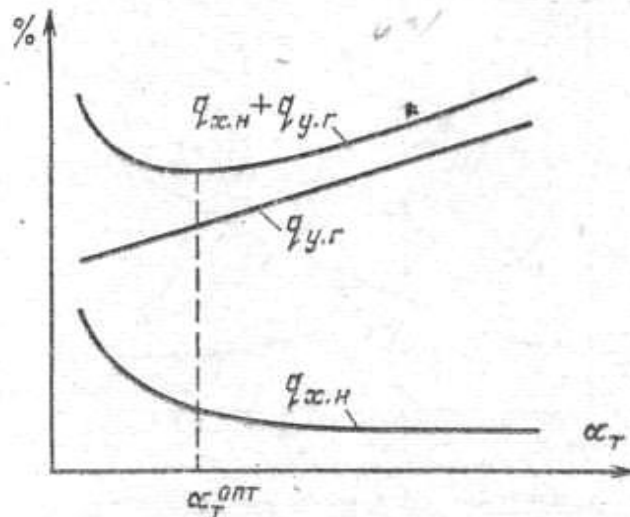


Рисунок 2.8 - До визначення коефіцієнту витрати повітря в топці

Можливість зменшення α_T залежить від роду палива, що спалюється, і типу топкового пристрою. При спалюванні газового палива коефіцієнт витрати повітря у топці приймають $\alpha_T = (1,1 \dots 1,15)$, в залежності від паропроодуктивності котельної установки. Для котельної установки БМ - 35 М при спалюванні природного газу $\alpha_T = 1,15$.

Присоси повітря газовим трактом котельної установки ($\Delta\alpha$) практично приймають рівними $\Delta\alpha = (0,15 \dots 0,3)$. Для даної котельної установки, згідно таблиці 1.1, $\Delta\alpha = 1,35 - 1,15 = 0,2$.

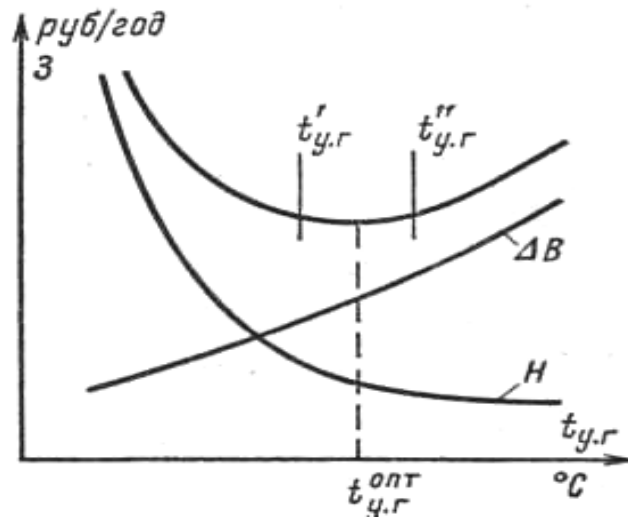
3. Найважливішим фактором, що впливає на Q_2 , є температура відхідних газів ϑ_{yx} . Зниження ϑ_{yx} досягається установкою в хвостовій частині котельної установки тепловикористовуючих поверхонь водяного економайзера і повітропідігрівача.

Чим нижче температура газів і, відповідно, менше температурний напір Δt між газами і робочим тілом, що нагрівається (поживна вода або повітря), тим більша поверхня потрібна для охолодження газу на одну і ту ж величину. Підвищення ж температури відхідних газів призводить до збільшення втрат з Q_2 та, отже, до додаткових витрат палива при виробленні однієї й тієї кількості пари.

У зв'язку з цим оптимальна температура ϑ_{yx} визначається на основі техніко-економічних розрахунків (рис. 2.9) при зіставленні річних витрат для тепловикористовуючих поверхонь та палива для різних значень ϑ_{yx} .

В ряді випадків зниження ϑ_{yx} обмежується можливістю зовнішньої корозії хвостових поверхонь нагрівання через конденсацію ними водяних парів, які знаходяться у продуктах згоряння. Температура газів не повинна перевищувати температуру точки роси, значення якої багато в чому визначається вмістом в димових газах оксидів сірки, тобто

$$\vartheta_{yx} \leq t_{\text{росы}}.$$



ΔB - витрати на паливо;

H - витрати на поверхні нагрівання

Рисунок 2.9 - До визначення температури відхідних газів

Температура відхідних газів промислових парових котельних установок, залежно від їх паропродуктивності, якості і вартості палива, температури поживної води і повітря, що надходить, приймається рівною (110...170) °С і вище.

Температура газів має вирішальний вплив на теплову економічність котельної установки. Зниження температури газів на (12...16) °С підвищує ККД котельної установки приблизно на 1 %.

Зменшення температури відхідних газів пов'язане з необхідністю збільшення конвективних поверхонь нагрівання і зі зростанням витрати електроенергії на тягу і дуття. Додаткові витрати, що виникають при цьому, можуть окупатися за рахунок економії палива.

У загальному випадку оптимальна температура відхідних газів з котельної установки визначається на підставі техніко-економічних розрахунків за мінімумом розрахункових витрат за даної ціни палива.

Суттєвий вплив на значення оптимальної температури відхідних газів надає температура поживної води.

ВИСНОВКИ

В дипломному проєкті було виконано розрахунки палива, розрахунки теоретичних та дійсних об'ємів повітря і продуктів згоряння у газоходах котельної установки, виконано розрахунок ентальпій продуктів згоряння по поверхнях нагрівання. Виконано розрахунок ККД котельної установки за зворотним балансом, визначено витрату палива.

Виконано розрахунок всіх поверхонь нагріву, а саме: топкової камери, фестону, двох ступенів пароперегрівача, водяного економайзера, повітропідігрівача. В результаті цих розрахунків отримані температури та ентальпії теплоносіїв по поверхнях нагрівання, визначені кількості теплоти, що знайдені за балансом, та теплоти, що сприйнята поверхнями нагрівання.

Правильність розрахунків перевірена відсотком нев'язки теплового балансу. При наявності нев'язки проведені розрахунки зміни конструктивних характеристик елементів котельної установки:

- в пароперегрівачі:
 - 1) діаметр труб зменшено з 38 мм до 32 мм;
 - 2) кількість змійовиків збільшено з 40 шт. до 47шт.;
 - 3) зменшено поперечний крок труб з 110 мм до 90 мм;
- в повітропідігрівачі збільшено кількість рядів труб з 33 шт. до 36 шт.;
- в водяному економайзері:
 - 1) збільшено поперечний крок труб з 40 мм до 60 мм;
 - 2) зменшено кількість змійовиків з 36 шт. до 23 шт..

Загальна нев'язка теплового балансу котельної установки склала 0,31 %, отже котельна установка БМ-35М з урахуванням всіх конструктивних змін може забезпечувати задану паропродуктивність $D = 9,72$ кг/с необхідних параметрів перегрітої пари $P_{nn} = 3,92$ МПа і $t_{nn} = 440$ °С на природному газі з газопроводу Дашава-Київ.

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. Правила будови і безпечної експлуатації парових котлів з тиском пари не більше 0,07 МПа і водогрійних котлів і водопідігрівачів з температурою нагріву не вище 115 °С. - Київ, 1996. 127с.

17. 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.

18. 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.

19. 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.

20. 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.

21. 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.