

**УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

МЕХАНІКО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

**Кафедра теплотехніки, теплових двигунів
та енергетичного менеджменту**

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

**до виконання курсового проекту
«РАЙОННА ОПАЛЮВАЛЬНА КОТЕЛЬНЯ»**

з навчальної дисципліни

«ДЖЕРЕЛА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ»

Харків – 2022

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри теплотехніки, теплових двигунів та енергетичного менеджменту 12 вересня 2022 р., протокол № 1.

Методичні вказівки призначено для здобувачів вищої освіти спеціальності 144 «Теплоенергетика» першого (бакалаврського) рівня.

Укладачі:

проф. І. О. Редько,
Ю. О. Бурда,
Ю. О. Півненко

Рецензент

доц. Є. Є. Счастний

ЗМІСТ

1	Загальні положення	4
2	Пояснювальна записка і графічна частина	4
3	Обґрунтування будівництва котельні і основні технічні рішення, прийняті в проєкті.....	6
4	Вихідні дані для проєктування	8
5	Розрахунок теплової схеми котельні.....	9
5.1	Попереднє визначення продуктивності котельної установки.....	9
5.2	Визначення параметрів теплоносіїв в тепловій схемі	11
6	Аеродинамічний розрахунок	16
6.1	Розрахунок газового тракту	16
6.2	Розрахунок повітряного тракту	18
7	Вибір обладнання	18
7.1	Вибір деаераторів.....	18
7.2	Розрахунок і вибір димососа.....	22
7.3	Розрахунок і вибір дуттьового вентилятора	24
7.4	Розрахунок і вибір живильного насоса	26
7.5	Розрахунок і вибір мережевих насосів.....	28
7.6	Розрахунок і підбір теплообмінних апаратів	29
	Висновки.....	33
	Список літератури.....	33
	Додаток А Теплова схема котельні.....	35
	Додаток Б Приклад виконання курсового проєкту.....	36

1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Курсовий проект «Районна опалювальна котельня» призначено для здобувачів вищої освіти 3 та 4 курсів, спеціальності 144 «Теплоенергетика» дисципліни «Джерела теплопостачання».

Під час виконання курсового проекту здобувачі вищої освіти ознайомлюються з розрахунком теплових схем, отримують навички розрахунку і вибору основного та допоміжного обладнання котельні.

Складові частини проекту:

- 1 Розрахунково-пояснювальна записка з обґрунтуванням вибору елементів обладнання котельні.
- 2 Теплова схема котельні.
- 3 Креслення котельні (план, розрізи).

2 ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА І ГРАФІЧНА ЧАСТИНА

У пояснювальній записці мають бути розглянуті такі питання:

- 1 Мета проекту.
- 2 Опис котельні і режиму її експлуатації.
- 3 Методика розрахунків.

Пояснювальна записка виконується на аркушах формату А4 297x210 мм (на одній стороні аркуша). Всі матеріали, що розміщуються у записці, нумеруються арабськими цифрами. Аркуші пояснювальної записки нумерують, починаючи з титульного, при цьому номер титульної сторінки не ставлять. На другій сторінці приводиться завдання на курсову роботу, і далі слідує аркуші записки за змістом. Наприкінці записки наводять список використаних джерел і зміст із вказанням номера сторінки. Зміст записки розділяють на розділи, підрозділи, пункти і підпункти. Розділи повинні мати порядкові номери, позначені арабськими цифрами з крапкою; підрозділи – порядкові номери в межах кожного розділу. Номери підрозділів складаються з номера

розділу та підрозділу, розділеними крапкою. Між номером підрозділу і його назвою також ставиться крапка.

Найменування розділів і підрозділів мають бути короткими, відповідати змісту, їх записують у вигляді заголовків. Переноси слів в заголовках не допускаються. Крапка наприкінці заголовка не ставиться. Наводиться розмірність кожного параметра. Кожна сторінка пояснювальної записки повинна мати основний напис (штамп).

Графічна частина проєкту виконується на аркушах бумаги А1 (594x841 мм). Кожен аркуш графічної частини проєкту повинен мати штамп із вказанням номера аркуша і загальної кількості аркушів, що входять в проєкт, а за необхідності – специфікацію.

Умовні позначення теплотехнічних, хімічних та інших величин мають бути однаковими для всіх розділів записки. Розшифровка позначень символів і чисельних коефіцієнтів, що входять в формулу, наводиться безпосередньо під формулою. Перший рядок розшифровки починається із слова «де» без будь-якого знаку пунктуації після нього. При використанні довідкових матеріалів, нормативних методів розрахунку, ДБН, літературних даних та інших матеріалів необхідно наводити посилання на використану літературу, вказувати порядковий номер, під яким в кінці записки вона розміщена в переліку використаних джерел.

Графічна частина проєкту має включати в себе для креслення: аркуш 1 – теплова схема котельні, аркуш 2 – компоновання котельні – план і два перерізи.

Під час виконання теплових схем котельних необхідно дотримуватися індексів інженерних мереж і умовних позначень трубопроводів і арматури.

Приступати до виконання проєкту доцільно після вивчення навчальних посібників усіх основних та допоміжних пристроїв та установок котельні (дутьових вентиляторів та димососів, живильних насосів, водопом'якшувальних установок, деаераторів і т. ін.), а також схем з'єднання обладнання.

При проєктуванні котельні розрахунки і графічна частина мають бути пов'язані між собою, тому їх необхідно виконувати паралельно. Розрахунки виконуються в одиницях системи СІ.

3 ОБҐРУНТУВАННЯ БУДІВНИЦТВА КОТЕЛЬНОЇ І ОСНОВНІ ТЕХНІЧНІ РІШЕННЯ, ПРИЙНЯТІ В ПРОЄКТІ

Відповідно до ДБН В.2.5-77:2014 розрахункову погодинну продуктивність котельні визначають сумою погодинних витрат теплової енергії на опалення і вентиляцію при максимальному зимовому режимі, розрахункових витрат теплової енергії на гаряче водопостачання і на технологічні потреби [1–2].

При визначенні розрахункової продуктивності котельні враховують витрати теплової енергії на власні потреби котельні і втрати теплової енергії в котельні і теплових мережах.

Суму розрахункових погодинних витрат теплової енергії допускається знижувати за рахунок застосування залежного регулювання відпуску теплоносія на опалення і вентиляцію від навантаження гарячого водопостачання.

Споживачів теплоти за надійністю теплопостачання розділяють на три категорії.

Перша категорія. Споживачі, яким не допускається перерва у подачі теплової енергії та зниження температури повітря в приміщеннях нижче передбаченої вимогами відповідних чинних будівельних норм за видами будинків та споруд. До таких споживачів відносять лікарні (операційні, реанімаційні приміщення), пологові будинки, дитячі дошкільні заклади з цілодобовим перебуванням дітей, картинні галереї, хімічні та спеціальні виробництва, шахти та ін., що встановлюються технічним завданням на проведення робіт із проєктування відповідного об'єкта.

Друга категорія. Споживачі, яким допускається зниження температури повітря в опалюваних приміщеннях на період ліквідації технологічного пошкодження обладнання, але не більше 50 год:

- житлових до + 12 °С;
- громадських і адміністративно-побутових до +10 °С;
- промислових до + 8 °С.

Третя категорія. Решта споживачів.
Котельні поділяють на дві категорії.

Перша категорія. Котельня, що є єдиним джерелом теплової енергії системи теплопостачання та забезпечує споживачів першої категорії, які не мають індивідуальних резервних джерел теплової енергії.

Друга категорія. Котельня, яку не відносять до першої категорії.

Кількість і одиничну продуктивність котлоагрегатів, теплогенераторів, що встановлюють у котельні, потрібно вибрати за розрахунковою продуктивністю котельні, з урахуванням режиму роботи котлоагрегатів, теплогенераторів та допоміжного технологічного обладнання для роботи при мінімальному навантаженні котельні, без вимушеного дроселювання або скидання теплоносіїв в атмосферу [3].

У разі виходу з ладу найбільшого за продуктивністю котла, теплогенератора, котельні першої категорії мають забезпечувати відпуск теплоносія споживачам першої категорії:

на технологічне теплопостачання та системи вентиляції – у кількості, що визначається мінімально допустимим навантаженням (незалежно від температури зовнішнього повітря);

у разі виходу з ладу котла, теплогенератора незалежно від категорії котельні кількість теплоносія, що відпускається споживачам другої та третьої категорії не нормується.

Установлення в котельні одного котла чи теплогенератора допускається передбачати у виробничих котельнях для виробничих потреб підприємства.

4 ВИХІДНІ ДАНІ ДЛЯ ПРОЄКТУВАННЯ

Варіант завдання здобувач вищої освіти обирає за номером списку у журналі.

Таблиця 1 – Вихідні дані для проектування

Номер варіанта	Технологічне навантаження, МВт	Тиск технологічної пари, МПа	Частка повернення конденсату з виробництва, %	Розрахункове навантаження на опалення і вентиляцію, МВт	Розрахункове навантаження на гаряче водопостачання, МВт	Температура конденсату з виробництва, °С
1	5,1	0,52	25	4,0	1,9	46
2	5,7	0,73	25	4,6	1,7	60
3	9,2	0,88	30	5,0	1,5	56
4	15,2	0,83	30	4,8	2,2	45
5	7,7	0,77	45	3,5	1,3	41
6	6,5	0,63	28	3,3	0,9	57
7	6,1	0,84	40	4,5	2,1	43
8	8,8	0,68	20	5,7	1,8	85
9	7,1	0,89	28	4,2	1,8	53
10	10,7	0,78	23	3,5	1,0	48
11	5,1	0,62	55	7,5	3,4	46
12	5,7	0,85	55	10,1	3,7	60
13	9,2	0,67	45	9,8	2,6	56
14	15,2	0,90	50	10,0	4,9	50
15	7,7	0,57	75	6,5	2,2	48
16	6,1	0,53	60	6,9	2,1	52
17	5,7	0,72	40	9,1	3,8	39
18	8,4	0,86	40	11,8	3,9	62
19	6,7	0,82	58	7,9	3,2	39
20	10,3	0,58	63	7,4	3,3	55
21	4,7	0,52	75	7,5	4,9	51
22	5,3	0,73	75	14,6	5,7	65
23	8,8	0,87	80	13,0	1,7	36
24	14,8	0,83	82	6,8	2,4	50
25	7,3	0,77	71	9,5	2,3	48
26	6,1	0,63	82	13,3	2,9	52
27	5,7	0,84	42	14,5	3,1	31
28	8,4	0,68	70	15,7	2,0	62
29	6,7	0,89	78	14,0	2,8	56
30	10,3	0,58	73	13,5	1,0	48

5 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ КОТЕЛЬНОЇ

5.1 Попереднє визначення продуктивності котельної установки

Розрахунок теплової схеми слід починати з попереднього визначення продуктивності котельної установки «брутто». Продуктивність котельної «брутто» складається з продуктивності «нетто» – витрати пари на технологічні потреби промислового споживача D_{tex} , витрати пари $D_{мер}$ на підігрів води, що йде в теплову мережу для опалення та гарячого водопостачання, на підігрів вихідної води, витрати пари на термічну деаерацію живильної води і витрати пари в котельній установці [4–5].

Витрата пари на виробництво D_{tex} , кг/с, залежить від технологічного навантаження Q_{tex} , МВт, ентальпії продуктивної пари з парового колектора $i_{пк}$, кДж/кг, і конденсату з виробництва i_{tex}^k , кДж/кг,

$$D_{tex} = \frac{Q_{tex}}{i_{пк} - i_{tex}^k} \times 10^3. \quad (1)$$

Кількість конденсату, що повертається з виробництва, кг/с, становить:

$$G_{tex} = \frac{\alpha_{конд}}{100} \times D_{tex}, \quad (2)$$

де $\alpha_{конд}$ – частка повернення конденсату з виробництва, %.

Підігрів мережної води, яка подається на опалення і гаряче водопостачання, виконують парою після редуційно-охолоджувальної установки РОУ в мережному підігрівачі і охолоджувачі конденсату пари мережного підігрівача.

З рівняння теплового балансу для мережного підігрівача і охолоджувача конденсату мережного підігрівача можна знайти витрати пари на покриття загального навантаження на опалення, вентиляцію та гаряче водопостачання:

$$D_{мер} = \frac{Q_{мер}}{i_{пк} - i_{кб}} \times 10^3, \quad (3)$$

де $Q_{\text{мер}} = Q_{\text{ов}} + Q_{\text{ГВП}}$ – сума витрат на опалення, вентиляцію, ГВП, МВТ;

$i_{\text{ПК}}$ – ентальпія пари, що подається з парового колектора до мережного підігрівача, кДж/кг;

$i_{\text{к6}} = c_p \cdot t_{\text{к6}} = 4.19 \times 80 = 335,2$ кДж/кг – ентальпія конденсату після охолоджувача конденсату мережного підігрівача, $t_{\text{к6}} = 80$ °С.

Загальна витрата пари на покриття виробничих та житлово-комунальних навантажень зовнішніх споживачів дорівнює:

$$D_{\text{зовн}} = D_{\text{тех}} + D_{\text{мер}}. \quad (4)$$

Витрати пари на власні потреби $D_{\text{ВП}}$, кг/с, приймаємо рівними 15-30 % від величини $D_{\text{зовн}}$, а витрати пари $D_{\text{ВТР}}$, кг/с, в тепловій схемі котельної приймаємо 3-5 % загальних витрат пари на власні потреби [6].

Кількість пари, що подається через паровий колектор після редуційно-охолоджувальної установки, складає, кг/с,

$$D_{\text{ПК}} = D_{\text{тех}} + D_{\text{мер}} + D_{\text{ВП}} + D_{\text{ВТР}}. \quad (5)$$

При паропостачанні від редуційно-охолоджувальної установки (РОУ) в РОУ разом з парою подають живильну воду $G_{\text{роу}}$, відібрану перед економайзером, для отримання вологої насиченої пари.

$$G_{\text{роу}} = D_{\text{ПК}} \frac{i_{\text{ПГ}} - i_{\text{ПК}}}{i_{\text{ПГ}} - i_{\text{ЖВ}}}, \quad (6)$$

де $i_{\text{ПК}}$ – ентальпія пари, що подається з парового колектора після РОУ, кДж/кг, (приймаємо за такими параметрами: $P=1,4$ МПа, $t=230$ °С);

$i_{\text{ЖВ}}$ – ентальпія живильної води, що додається РОУ, кДж/кг, (приймаємо за такими параметрами: $P=0,12$ МПа, $t=104$ °С) [7].

Попередньо визначити повну продуктивність котельні можна за формулою:

$$D_{\text{кот}}^{\text{бр}} = D_{\text{ПК}} - G_{\text{роу}}. \quad (7)$$

5.2 Визначення параметрів теплоносіїв в тепловій схемі

Витрата додаткової живильної води, призначеної для заповнення втрат пари і конденсату з теплової схеми котельні, складається з втрат пари $D_{\text{втр}}$ і неповернення конденсату з виробництва:

$$G_{\text{тех}}^{\text{втр}} = D_{\text{тех}} - G_{\text{тех}}; \quad (8)$$

$$G_{\text{доб}} = D_{\text{втр}} + G_{\text{тех}}^{\text{втр}}. \quad (9)$$

Для зменшення солевмісту котлової води та отримання чистої пари проводиться безперервне продування котельних агрегатів. Величина продувки залежить від солевмісту хімічно очищеної води і частки витрат пари та конденсату [8]:

$$П_{\text{х}} = \frac{G_{\text{доб}}}{D_{\text{ПК}}}; \quad (10)$$

$$p = \frac{S_{\text{х}} П_{\text{х}}}{S_{\text{кв}} - S_{\text{х}}} \cdot 100\%, \quad (11)$$

де $S_{\text{кв}}$ – солевміст води в котельні, приймається 3000–10000 мг/кг (4500 мг/кг);

$S_{\text{х}}$ – солевміст хімічно очищеної води, приймається 250–350 мг/кг (300 мг/кг).

Витрата продувальної води складає, кг/с,

$$G_{\text{пр}} = \frac{p}{100} D_{\text{кот}}^{\text{бр}}. \quad (12)$$

Для зменшення втрат теплоти з продувальною водою застосовують сепаратори безперервної продувки СБП. Пару з сепаратора зазвичай направляють в колонку атмосферного деаератора.

Теплоту продувальної води, як правило, використовують для підігріву вихідної води в охолоджувачі безперервної продувки, а потім скидають у каналізацію [9].

Кількість пари $D_{п.сбп}$, кг/с, що виділяється з продувальної води, можна визначити з теплового балансу сепаратора неперервної продувки:

$$G_{пр} \cdot i_{кв} = G_{в.сбп} \cdot i_{в.сбп} + D_{п.сбп} \cdot i_{п.сбп}, \quad (13)$$

де $i_{кв}$ – ентальпія води в котельні при тиску в барабані котла, кДж/кг;

2683,058 кДж/кг – ентальпія пари, що виділяється з продувальної пари в сепараторі, кДж/кг;

$i_{в.сбп}$ – ентальпія води при тиску в сепараторі, кДж/кг;

$G_{в.сбп} = G_{пр} - D_{п.сбп}$ – витрата продувальної води, яка зливається в каналізацію після сепаратора, кг/с.

З рівняння теплового балансу сепаратора знаходимо:

$$D_{п.сбп} = G_{пр} \frac{i_{кв} - i_{в.сбп}}{i_{п.сбп} - i_{в.сбп}} \quad (14)$$

Для постійного підживлення котлоагрегату, в тому числі для поповнення втрат теплоносія з продувальною водою, використовується живильна вода. Витрата живильної води після деаератора становить:

$$G_{жв} = D_{пк} + G_{пр} \quad (15)$$

Деаератор призначений для видалення з випарів корозійно-агресивних газів, розчинених у воді. Нормативні витрати випарів для атмосферних і вакуумних деаераторів дорівнюють відповідно 2 та 5 кг на тонну деаерованої води, тобто, наприклад, витрата випарів деаератора живильної води атмосферного тиску становить:

$$D_{жив}^{вип} = 0,002G_{жв}. \quad (16)$$

Витрати мережної води на опалення і вентиляцію $G_{ов}$, кг/с, можна визначити за формулою:

$$G_{\text{ОВ}} = \frac{10^3 Q_{\text{ОВ}}}{c_p(\tau_1 - \tau_2)}, \quad (17)$$

де c_p – ізобарна теплоємність води, кДж/(кг°С);

τ_1, τ_2 – температура води в подавальній і зворотній магістралях відповідно, °С.

Витрату води на ГВП можна розрахувати за формулою:

$$G_{\text{ГВП}}^{\text{закр}} = \frac{10^3 Q_{\text{ГВС}}}{c_p(\tau_1 - \tau_2)}. \quad (18)$$

Для заповнення витоків води з тепломережі використовують підживлювальну воду, оброблену в першому ступені хімоводоочистки і в деаераторі підживлювальної води. Витрата підживлювальної води $G_{\text{підж}}$, кг/с, складається з втрат у тепломережі, що становлять 2–5 % загальної витрати мережної води, і витрати води на гаряче водопостачання:

$$G_{\text{підж}} = 0,02(G_{\text{ОВ}} + G_{\text{ГВП}}^3). \quad (19)$$

У котельних, які мають мазутне господарство, необхідно постійно надавати деяку кількість пари $D_{\text{м.г.}}$, кг/с, на підігрів мазуту і його розпилювання в форсунках:

$$D_{\text{м.г.}} = 0,01 \times D_{\text{зовн.}}. \quad (20)$$

Кількість конденсату $G_{\text{м.г.}}$, кг/с, що повертається з мазутного господарства в схему котельної, складає 60 % витрат пари, що подається $D_{\text{м.г.}}$, кг/с, через втрату пари при розпиленні мазута в форсунках $D_{\text{ф}}$, кг/с:

$$G_{\text{м.г.}} = 0,6D_{\text{м.г.}}; \quad (21)$$

$$D_{\text{ф}} = D_{\text{м.г.}} - G_{\text{м.г.}}. \quad (22)$$

Уточнені сумарні втрати пари і конденсату в тепловій схемі котельні і тепломережі, які необхідно заповнити хімічно очищеною водою, складають:

$$G_{\text{ХОВ}} = G_{\text{Тех}}^{\text{ВТР}} + D_{\text{ВТР}} + G_{\text{Підж}} + G_{\text{В.сбп}} + D_{\text{ф}} + D_{\text{ЖИВ}}^{\text{ВИП}}, \quad (23)$$

де $D_{\text{Підж}}^{\text{ВИП}}$ – витрата випара деаератора підживлювальної води, кг/с.

З урахуванням втрат в водопідготовчій установці на пом'якшення води витрата вихідної води $G_{\text{В.В.}}$, кг/с, перед ХВО можна розрахувати за формулою:

$$G_{\text{В.В.}} = 1,15G_{\text{ХОВ}}. \quad (24)$$

Вихідна вода послідовно нагрівається в охолоджувачі безперервної продувки Т1, парових підігрівачах Т2 і Т3 і водоводяному теплообміннику Т4. Ентальпію вихідної води після Т1 можна визначити з рівняння теплового балансу:

$$i_1 = i_{\text{В.В}} + \frac{G_{\text{В.сбп}}}{G_{\text{В.В}}} \times (i_{\text{В.сбп}} - i_{\text{К1}}) \times \eta, \quad (25)$$

де $i_{\text{К1}}$ – ентальпія конденсату підігрівача Т1, кДж/кг.

Витрата пари на підігрівання вихідної води Т2 дорівнює, кг/с,

$$D_{\text{T2}} = \frac{G_{\text{В.В}}(i_2 - i_1)}{(i_{\text{П.К}} - i_{\text{К2}}) \times \eta}, \quad (26)$$

де i_2 – ентальпія води на виході з підігрівача Т2 перед ХВО, кДж/кг;

$i_{\text{К2}}$ – ентальпія конденсату підігрівача Т2, кДж/кг.

Між підігрівачами Т2 і Т3 вода проходить хімічну очистку, унаслідок якої з неї видаляються солі жорсткості, а температура падає приблизно на 3°C .

Ентальпію вихідної води після Т3 (перед Т4) можна визначити з рівняння теплового балансу

$$G_{\text{Підж}}(i_{\text{Д.В}} - i_{\text{К4}}) = G_{\text{ХОВ}}(i_4 - i_3); \quad (27)$$

$$i_3 = i_4 - \frac{n \cdot G_{\text{Підж}}}{G_{\text{ХОВ}}} \times (i_{\text{Д.В}} - i_{\text{Підж}}), \quad (28)$$

де i_4 – ентальпія води після підігрівача, кДж/кг;

$i_{д.в.}$ – ентальпія деаерованої води після деаератора підживлювальної води, кДж/кг.

Витрата пари на підігрівач ТЗ, кг/с:

$$D_{ТЗ} = \frac{G_{ХОВ}(i_3 - i_{ХОВ}^{ll})}{(i_{ПК} - i_{КЗ}) \times \eta}, \quad (29)$$

де $i_{хов}^{ll}$ – ентальпія хімічно очищеної води після ХВО, кДж/кг;

$i_{КЗ} = i_{К2}$ – ентальпія конденсата підігрівача ТЗ, кДж/кг [10].

Витрата підігрівального агента пари $D_{га}$, кг/с, на підігрів води в деаераторі живильної води можна визначити з рівняння теплового балансу для деаератора:

$$D_{га}i_{га} + D_{п.сбп}i_{п.сбп} + D_{хов}i_4 + D_{Т2}i_{К2} + D_{Т3}i_{К3} + D_{мер}i_{К6} + G_{к}^{mex}i_{к}^{mex} + G_{м.г}i_{м.г} = D_{жив}^{вип}i_{вип} + G_{підж}i_{д.в.} \quad (30)$$

Витрата пари на власні потреби котельної становить:

$$D_{ВП}^p = D_{га} + D_{Т2} + D_{Т3} + D_{м.г.} \quad (31)$$

Розрахункова паропродуктивність котельної:

$$D_{ПК}^p = D_{ВП}^p + D_{тех} + D_{мер} + D_{втр.} \quad (32)$$

Підбір кількості котлів. Кількість котлів для виробничо-опалювальної котельні вибирається залежно від співвідношення:

$$n \geq \frac{D_{кот}^{бр}}{D_{к.од}}, \quad (33)$$

де $D_{к.од}$ – одинична продуктивність котла.

Таблиця 2 – Опір окремих елементів газового та повітряного тракту серійних парових котлів

Тип котла	Паливо	Опір елементів газового тракту		Опір повітряного тракту, Па
		Котельний пучок	газоходи	
ДЕ-4-14 ГМ	Газ, мазут	191	475	940
ДЕ-6,5-14ГМ		555	903	1140
ДЕ-10-14ГМ		220	1550	1240
ДЕ-16-14ГМ		916	1680	1730
ДЕ-25-14ГМ		1530	2710	1860

6 АЕРОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК

6.1 Розрахунок газового тракту

Аеродинамічний розрахунок димової труби.

Площа перетину гирла труби, м²,

$$F_{\text{вих}} = \frac{B_p V_{\Gamma}^{yx} (273 + v_{\Gamma}^{yx}) n}{273 w_0}, \quad (34)$$

де B_p – розрахункова витрата палива, м³/с;

$V_{\Gamma}^{yx} = V_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1) V_{\Pi}^0$ – об'єм відхідних газів, м³/м³;

v_{Γ}^{yx} – температура відхідних газів, °С;

n – кількість котлоагрегатів, які обслуговує димова труба;

w_0 — швидкість руху димових газів на виході з димової труби, (15–20 м/с).

Розрахункову витрату палива визначаємо за формулою (для 1-го котла), м³/с,

$$B_p = \frac{D_{\text{к.од}}^{\text{бр}} (i_{\text{пг}} - i_{\text{жв}}) + \frac{G_{\text{пр}}}{n} (i_{\text{кв}} - i_{\text{жв}})}{\eta_{\text{кот}} Q_{\text{н}}^p},$$

де $\eta_{\text{кот}} = 0,9$ – ККД котла (0,85 ÷ 0,9);

$Q_{\text{н}}^p = 33915$ кДж/м³.

З виразу $F_{вих} = \frac{\pi d_{вих}^2}{4}$ знайдемо

$d_{вих} = \sqrt{\frac{4F_{вих}}{\pi}}$ – діаметр устя димової труби, м;

$d_{нижн} = d_{вих} + 0,02 \cdot H_{тр}$ – діаметр основи димової труби, м;

$d_{ср} = \frac{(d_{вих} + d_{нижн})}{2}$ – середній діаметр димової труби, м;

$H_{тр}$ – висота димової труби, м.

Перепад повних тисків при урівноваженій тязі, Па,

$$\Delta H_{п} = h''_{т} + \Delta H - h_{с}, \quad (35)$$

де $h''_{т}$ – розрідження у верхній частині топочної камери;

$\Delta H = \Delta H_{кп} + \Delta H_{газох.} + H_{д.тр.}$ – сумарний опір газового тракту;

$h_{с}$ – сумарна самотяга газового тракту, з урахуванням димової труби, Па.

Самотяга димової труби при механічному спонуканні обчислюється, Па,

$$h_{с} = \pm H \cdot g \left(1,21 - P \cdot \rho_{ну} \frac{273}{273 + t_{г}} \right), \quad (36)$$

де $\Delta H_{кп}$ – опір елементів газового тракту, котельний пучок, Па;

$\Delta H_{газох.}$ – опір елементів газового тракту, газохід, Па;

$\Delta H_{д.тр.}$ – опір димової труби, Па.

Опір димової труби складається з втрат тиску на тертя і втрати з вихідною швидкістю. Температура газу в димарі приймається рівній температурі газу на виході з котла.

$$\Delta H_{д.тр.} = \Delta H_{тертя} + \Delta H_{м.о.}, \quad (37)$$

де $\Delta H_{м.о.}$ – місцевий опір, Па.

Втрати тиску на тертя розраховуються:

$$\Delta H_{\text{тертя}} = \frac{\lambda}{8i} \times \frac{w_0^2 \rho}{2} \quad (38)$$

$$\rho = \rho_{\text{н.у}} + \frac{273}{273 + \nu_{\Gamma}} \quad (39)$$

$$\Delta H_{\text{м.о.}} = \sum \xi \frac{w_0^2 \rho}{2} \quad (40)$$

6.2 Розрахунок повітряного тракту

Розрідження в топці на рівні вводу повітря, Па,

$$h_T^l = h_T^{ll} + 0,95H, \quad (41)$$

де H – відстань по вертикалі між вищою точкою перетину виходу газів в топці і серединою перетину введення повітря в топку, м.

Перепад повних тисків по повітряному тракту, Па,

$$\Delta H_{\Pi}^{\Pi} = \Delta H - H_c - h_T^l, \quad (42)$$

де ΔH – сумарний опір повітряного тракту за таблицею 2, Па;

H_c – самотяга повітряного тракту, розраховується тільки для двох ділянок: повітропідігрівників і всього повітропроводу гарячого повітря, Па (при навчальних розрахунках приймаємо $H_c = 0$);

h_T^l – розрідження в топці на рівні введення повітря, Па.

7 ВИБІР ОБЛАДНАННЯ

7.1 Вибір деаераторів

Підбір деаераторів здійснюється за витратою деаерованої води з урахуванням витрат на власні потреби.

Деаератор атмосферного тиску $D = D_{\text{кот}}^{\text{бр}} \times 1,3$, т/год, – необхідна продуктивність.

Атмосферний деаератор приймаємо відповідно до таблиці 3.

Вакуумний деаератор $G = G_{\text{підж}} \times 1,5$, т/год, – необхідна продуктивність.

Вакуумний деаератор приймаємо відповідно до таблиці 4.

Таблиця 3 – Деаератори атмосферного тиску

Найменування	Марка деаератора								
	ДА-1	ДА-3	ДА-5	ДА-15	ДА-25	ДА-50	ДА-100	ДА-200	ДА-300
Номінальна продуктивність, т/год	1	3	5	15	25	50	100	200	300
Робочий тиск, МПа (кгс/см ²)	0,12 (1,2)								
Температура деаерованої води, °С	104								
Середня температура підігріву води в деаераторі, °С	10-40								
Розміри колонки, мм									
Діаметр і товщина стінки корпусу	-	-	530x6	530x6	530x6	812x6	1020x6	1212x6	1612x6
Висота	-	-	2230	2195	2195	2360	2365	2760	2943
Маса, кг	-	-	258	258	280	474	674	943	1296
Пробний гідравлічний тиск, МПа (кгс/см ²)	0,3 (3,0)								
Допустиме перевищення тиску при роботі захисного пристрою, МПа (кгс/см ²)	0,17 (1,7)								
Корисна місткість акумуляторного баку, м ³	0,6	1	2	4	8	15	25	50	75
Діаметр і товщина стінки акумуляторного баку, мм	1116x6	1116x8	1212x6	1212x6	1616x8	2016x8	2216x8	3020x10	3024x12
Поверхня охолоджувача випару, м ²	-	-	2	2	2	2	8	16	24

Таблиця 4 – Вакуумні деаератори

Найменування	Марка деаератора												
	ДВ-5	ДВ-15	ДВ-25	ДВ-75	ДВ-100	ДВ-150	ДА-100	ДВ-200	ДВ-300	ДВ-400М	ДВ-800М	ДВ-1200М	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	
Номінальна продуктивність, т/год	1	3	5	15	25	50	100	200	300	400	800	1200	
Робочий тиск, МПа (кгс/см ²)	0,0075-0,05 (0,075-0,5)												
Температура, °С	40-80												
Середовище	Вода, пара												
Допустиме перевищення тиску при роботі захисного пристрою, МПа (кгс/см ²)	0,17 (1,7)												
Пробний гідравлічний тиск, МПа (кгс/см ²)	0,2 (2)											0,3 (3)	
Висота колонки, мм	2400	2400	2400	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2600	3440	3440
Діаметр, мм													
Корпусу деаератора (зовнішнього)	616	716	816	1016	1016	1216	1420	1620	2020	3032	3032	3032	
Верхньої тарілки	520	600	700	900	900	1100	1300	1500	1900	-	-	-	
Горловини для проходу пари	270	310	420	590	590	690	840	990	1190				
Діаметр зовнішніх труб, мм													
Підводу води	57	76	89	108	133	159	219	219	273	426	530	630	
Відвідної	76	89	108	133	159	219	273	325	325	630	720	2x720	
Відсмоктування суміші	159	159	159	325	325	325	377	377	426	273	273	325	
Перепускних	57	76	76	108	137	159	219	219	273	-	-	-	
Підводу теплоносія	57	89	108	133	159	219	273	27	325	426	530	630	

Продовження таблиці 4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Висота порогу на барботажному листі, мм	100											
Діаметр отворів на барботажному листі, мм	6	6	7	7	7	7	7	7	7	8	8	8
Кількість отворів, шт.:												
На верхній тарілці (діаметр отворів 6 мм)	88	232	378	710	924	1210	1710	2560	3750	-	-	-
На барботажному листі	130	406	405	817	1221	1636	2436	3250	4875	4900	9800	14820
В колекторі перегрітої води (діаметр отворів 10 мм)	28	68	100	156	222	400	636	636	900	-	-	-
Площа отворів на барботажному листі, м ²	0,0029	0,0090	0,0156	0,0314	0,0469	0,0629	0,0937	0,1250	0,1875	0,2462	0,4926	0,7450
Маса колонки, кг	76	89	108	133	159	219	273	325	325	630	720	2x720
Місткість, м ³	159	159	159	325	325	325	377	377	426	273	273	325

Вибір бака-акумулятора деаератора атмосферного тиску для підживлення закритої системи теплопостачання

$V = G_{\text{підж}} \times 0,5$ – необхідна місткість бака-акумулятора;

вакуумного деаератора для підживлення відкритої системи теплопостачання $V = G_{\text{підж}} \times 9$.

7.2 Розрахунок і вибір димососа

Розрахункова продуктивність димососа.

Продуктивністю димососа (вентилятора) називають обсяг переміщуваних машиною продуктів згоряння (повітря) в одиницю часу. Необхідна розрахункова продуктивність димососа (вентилятора) визначається з урахуванням умов всмоктування, тобто надмірного тиску або розрідження і температури перед машиною, і являє собою дійсні обсяги продуктів згоряння або повітря, які має переміщувати димосос (вентилятор). Розрахункова продуктивність димососа, м³/год, обчислюється за формулою:

$$Q_p = \beta_1 V_d \frac{101080}{h_6} 3600, \quad (43)$$

де β_1 – коефіцієнт запасу з продуктивності;

V_d – витрата продуктів згоряння, м³/с;

h_6 – барометричний тиск повітря, Па.

Витрата продуктів згоряння V_d визначається за формулою:

$$V_d = B_p * (V_{\text{г.ух}}^0 + \Delta\alpha V^0) \frac{\vartheta + 273}{273}, \quad (44)$$

де B_p – розрахункова витрата палива, м³/с;

$V_{\text{г.ух}}^0 + \Delta\alpha V^0 = V_{\text{г}}^{\text{yx}}$ – об'єм продуктів згоряння, м³/кг, чи м³/м³,

$\Delta\alpha$ – присмоктування повітря в газоходах;

V^0 – кількість теоретично необхідного повітря, м³/кг, чи м³/м³;

$\vartheta = 140$ °C – температура продуктів згоряння у димососі, приймаємо такою ж як температура відхідних газів.

Розрахунковий повний тиск, мм вод. ст., який має створювати димосос, розраховується за формулою:

$$H_p = \frac{\beta_2 \cdot \Delta H_{\Pi}}{9,81}, \quad (45)$$

де $\beta_2=1,1$ – коефіцієнт запасу з напору;

ΔH_{Π} – перепад повних тисків в газовому тракті, Па.

Приведений тиск димососа, мм вод. ст.:

$$H_p^{np} = \frac{1,293}{\rho_0} H_p \frac{273+t_{yx}}{273+t_{xap}} \cdot \frac{101080}{h_6}. \quad (46)$$

За таблицею 5 обираємо димосос.

Потужність димососа, кВт, визначається за формулою:

$$N = \frac{Q_p \cdot H_p^{np}}{\eta_s \cdot 3670} \cdot \frac{\rho_0}{1,293} \cdot \frac{273+t_{xap}}{273+t_{yx}} \cdot \frac{h_6}{101080}. \quad (47)$$

де η_s = ККД димососа, %.

Розрахункова потужність електродвигуна димососа, кВт, визначається за формулою:

$$N_{дв} = N \cdot \beta_3. \quad (48)$$

де $\beta_3=1,05$ – коефіцієнт запасу.

Електродвигун вибираємо за потужністю $N_{дв}$ з переліку двигунів, рекомендованих заводом-виробником.

Таблиця 5 – Димососи відцентрові типу ДН

Марка димососа	Продуктивність, м ³ /год	Напір, кПа (кгс/м ²), при t	ККД, %	Маса без електродвигуна	Марка електродвигуна, потужність
ДН-9	14,65×10 ³	1,78 (178), t=200 °С	83	536	4А-160S4 (15 кВт) 4А-160S6 (11 кВт)
ДН-10	19,60×10 ³	2,21 (221), t=200 °С	83	677	4А-180M4 (30 кВт) 4А-160S6 (11 кВт)
ДН-11,2	27,65×10 ³	2,76 (276), t=200 °С	83	923	4А-200L4 (45 кВт) 4А-200M6 (22 кВт)
ДН-12,5	39,10×10 ³	3,43 (343), t=200 °С	83	1056	АО2-91-4 (75 кВт) АО2-82-6 (40 кВт)
ДН-15	50×10 ³	2,26 (226), t=200 °С	82	2758	АО2-91-8 (40 кВт) АО2-92-6 (75 кВт) АО-355-S4 (250 кВт)
ДН-17	73×10 ³	2,88 (288), t=200 °С	82	3055	АО-92-8 (55 кВт) АО2-355-S6 (160 кВт) ДАЗО-12-55-4 (500 кВт)

7.3 Розрахунок і вибір дуттьового вентилятора

Розрахункова продуктивність дуттьового вентилятора, м³/год, обчислюється за формулою:

$$Q_P = \beta_1 \cdot V_B \frac{101080}{h_6} \cdot 3600, \quad (49)$$

де $\beta_1 = 1,05$ – коефіцієнт запасу з продуктивності;

V_B – витрата повітря, м³/с;

h_6 – барометричний тиск, Па.

Витрата повітря на згоряння палива V_B розраховується за формулою:

$$V_B = B_p \cdot V^0 (\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{nn} + \Delta\alpha_{вп}) \cdot \frac{t_B + 273}{273}, \quad (50)$$

де B_p – розрахункова витрата палива, м³/с;

V^0 – кількість теоретично необхідного повітря, м³/м³;

$\Delta\alpha_T$, $\Delta\alpha_{nn}$ – присмоктування повітря в топці і системі пилоприготування;

$\Delta \alpha_{ВП}$ – присмоктування повітря у повітронагрівачі, при розрахунку гарячого повітря (після повітронагрівача) приймається $\Delta \alpha_{ВП}=0$;

t_B – температура повітря, для холодного повітря приймається $t_B = 30^{\circ}C$, для гарячого повітря $t_B = t_{Г.В.}$.

Розрахунковий повний тиск, мм вод. ст., який має створювати дуттьовий вентилятор, визначається за формулою:

$$H_p = \frac{\beta_2 \Delta H_{II}^{\Pi}}{9,81}, \quad (51)$$

де β_2 – коефіцієнт запасу за напором;

ΔH_{II}^{Π} – перепад повних тисків у повітряному тракті, Па.

Приведений тиск дуттьового вентилятора, мм вод. ст., знаходиться за формулою:

$$H_p^{np} = \frac{1,293}{\rho_0} \cdot H_p \frac{273+t_B}{273+t_{хар}} \cdot \frac{101080}{h_б}, \quad (52)$$

де ρ_0 – густина переміщуваних газів при $0^{\circ}C$ і $101\,080$ Па, $кг/м^3$;

t_B – температура повітря перед дуттьовим вентилятором, $^{\circ}C$;

$t_{хар}$ – температура, для якої складена наведена в каталозі напорна характеристика, $^{\circ}C$.

За таблицю 6 обираємо дуттьовий вентилятор.

Потужність дуттьового вентилятора, кВт, визначається за формулою:

$$N = \frac{Q_p \cdot H_p^{np}}{\eta_в \cdot 3670} \cdot \frac{\rho_0}{1,293} \cdot \frac{273+t_{хар}}{273+t_B} \cdot \frac{h_б}{101080}, \quad (53)$$

де $\eta_в$ – ККД дуттьового вентилятора, %.

Таблиця 6 – Вентилятори дуттьові типу ВДН

Марка вентилятора	Продуктивність, м ³ /год	Напір, кПа (кгс/м ²), при t=30 °С	ККД, %	Маса без електродвигуна	Марка електродвигуна, потужність
ВДН-8	10,20×10 ³	2,19 (219)	83	417	4А-160S4 (15 кВт)
ВДН-9	14,65×10 ³	2,78 (278)	83	466	4А-160S6 (11 кВт)
ВДН-10	19,60×10 ³	3,45 (345)	83	594	4А-180M4 (30 кВт) 4А-160S6 (11 кВт)
ВДН-11,2	27,65×10 ³	4,82 (482)	83	827	4А-200L4 (45 кВт) 4А-200M6 (22 кВт)
ВДН-12,5	39,10×10 ³	5,32 (532)	83	937	АО2-92-4 (100 кВт) АО2-82-6 (40 кВт)
ВДН-15	50,00×10 ³	3,50 (350)	83	2495	АО-92-8 (55 кВт) АО-92-6 (75 кВт) АО3-355M-4 (315 кВт)
ВДН-17	73,00×10 ³	4,50 (450)	83	2709	АО3-315-S8 (90 кВт) АО3-355-6 (160 кВт) ДАЗО-13-50-4 (315 кВт)

Розрахункова потужність електродвигуна дуттьового вентилятора (кВт), визначається за формулою:

$$N_{дв} = N \cdot \beta_3, \quad (54)$$

де $\beta_3=1,05$ – коефіцієнт запасу (1,05).

Електродвигун обираємо за потужністю $N_{дв}$ – з переліку двигунів, рекомендованих заводом-виробником.

Вибір тягодуттьових машин істотно впливає на потужність і економічність роботи котельної установки. Збільшення опору газового або повітряного тракту порівняно з розрахунковими значеннями призводить до зниження продуктивності тягодуттьових машин, тобто до нестачі тяги або повітря та зменшення потужності парового або водогрійного котла.

7.4 Розрахунок і вибір живильного насоса

Живильні пристрої повинні мати паспорт заводу-виготовлювача і забезпечувати необхідну витрату живильної води при тиску, відповідному повному відкриттю робочих запобіжних клапанів, встановлених на паровому котлі. Подача води у парові котли, що працюють при різноманітному тиску (різниця в робочих

тисках більше 15 %), має здійснюватися від різних живильних пристроїв.

Живильні насоси вибираються за продуктивністю і повним напором. При визначенні продуктивності живильних насосів слід враховувати витрати на живлення всіх робочих парових котлів, на безперервну продувку, на пароохолоджувачі, редуційно-охолоджувальні й охолоджувальні установки. При цьому число і продуктивність живильних насосів вибираються з таким розрахунком, щоб у разі зупинки найбільшого по продуктивності насоса, насоси, що залишилися, забезпечили подачу води у зазначених вище кількостях.

Для надійного живлення парових котлів встановлюються не менше двох живильних насосів з незалежними приводами. Один з них, зазвичай паровий, резервний. Продуктивність кожного з насосів не менше 120 % максимального вироблення пара усіма працюючими котлами.

Розрахунок продуктивності насоса, м³/год:

$$D_{\text{нас}} = 1,2 \cdot D_{\text{кот}}^{\text{бр}} \quad (55)$$

Розрахунковий напір живильного насоса, МПа, визначається за формулою:

$$p_{\text{н}} = 1,1 \left(p_{\text{к}} \left(1 + \frac{\Delta p}{100} \right) + p_{\text{ек}} + p_{\text{тр}}^{\text{підж}} + p_{\text{тр}}^{\text{вс}} + p_{\text{св}} - p_{\text{д}} \right) \quad (56)$$

де $p_{\text{к}}$ – надлишковий тиск в барабані котла, Па;

Δp – запас тиску на відкриття запобіжних клапанів, приймається рівним 5 % номінального тиску в барабані котла, Па;

$p_{\text{ек}}$ – опір водяного економайзера, при навчальних розрахунках приймається рівним 0,015 – 0,02 МПа;

$p_{\text{тр}}^{\text{підж}}$ – опір підживлювальних трубопроводів від насоса до котла з урахуванням опору автоматичних регуляторів живлення котла, при навчальних розрахунках приймається рівним 0,02 МПа;

$p_{\text{тр}}^{\text{вс}}$ – опір всмоктувальних трубопроводів, при навчальних розрахунках приймається рівним 0,01 МПа;

p_{ce} – тиск, що створюється стовпом води, рівним по висоті відстані між віссю барабана котла і віссю деаератора, МПа;

p_d – тиск в деаераторі, МПа;

1,1 – коефіцієнт запасу.

За таблицями 7–8 за повним напором обираємо насос.

Таблиця 7 – Насоси типу ЦНСТ

Тип насоса	Номинальні параметри	Число ступенів								
		2	3	4	5	6	7	8	9	10
ЦНСГ-38	Подача, м ³ /год	-	-	-	38	-	-	-	-	-
ЦНСГ-60		-	-	-	60	-	-	-	-	-
ЦНСГ-38	Напір, м	44	66	88	110	132	154	176	198	550
ЦНСГ-60		66	99	132	165	198	231	264	197	330
ЦНСГ-38	Потужність (з урахуванням 10 % запасу)	7,6	11,4	15,2	19	22,8	26,4	30,2	34	38
ЦНСГ-60		18	27	36	45	54	63	72	71	90
ЦНСГ-38	Маса, кг	200	228	256	284	312	340	368	395	424
ЦНСГ-60		235	269	304	339	389	425	462	498	535

Таблиця 8 – Парові поршневі насоси для живильної води котельних

Марка насоса	Подача, м ³ /год	Тиск нагнітання, р _к , МПа	Кількість подвійних ходів у хвилину, n, об/хв	р ₁ -р ₂ , МПа
ПДГ 6/20	1-6	2,0	25-110	0,9
ПДГ 40/30	15-40	3,0	20-50	0,8
ПДГ 125/30	50-125	3,2	15-45	0,75
ПДВ 10/30	2-10	3,2	30-80	2,0
ПДВ 10/50	2-10	5,0	25-80	3,2
ПДВ 16/50	4-16	5,0	20-70	3,2
ПДВ 25/50	10-25	5,0	25-60	3,2
ПДН 10/40	2-10	4,0	10-30	0,9
ПДН 160/16	30-160	1,6	16-50	1,05
ПДН 250/10	75-245	1,0	15-38	0,9

7.5 Розрахунок і вибір мережевих насосів

Необхідний напір мережевих насосів приймаємо 10 000 Па. Витрата мережевої води приймається за розрахунками.

Підбір мережевих насосів виконується за продуктивністю і повним напором. При встановленні двох мережевих насосів один резервний. При встановленні трьох-чотирьох насосів резервний може не встановлюватися. Після підбору мережевих насосів необхідно вказати в записці їх технічні характеристики.

7.6 Розрахунок і підбір теплообмінних апаратів

Рівняння теплового балансу теплообмінного апарату рекуперативного типу:

$$G_X(t_X'' - t_X') = G_\Gamma(t_\Gamma' - t_\Gamma''), \quad (57)$$

де G_X, G_Γ – витрати, відповідно холодного і гарячого теплоносіїв, м³/год;

t_X', t_X'' – температура холодного теплоносія, відповідно на вході і виході з теплообмінника, °С;

t_Γ', t_Γ'' – температура гарячого теплоносія, відповідно на вході і виході з теплообмінника, °С.

Площа поверхні теплообмінника, м²:

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_{cp}}. \quad (58)$$

Підведена або відведена теплота теплоносія, кДж/год:

$$Q = G \cdot c \cdot (t'' - t'), \quad (59)$$

де G – витрата теплоносія, кг/год;

c – питома теплоємність води.

Коефіцієнти теплопередачі:

для парових теплообмінників $k=(12,5-14,5 \cdot 10^3 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \text{ч}^\circ\text{С}))$;

для водяних теплообмінників $k=(5-6,3) \cdot 10^3 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \text{ч}^\circ\text{С})$.

Середньологарифмічний температурний напір:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}}, \quad (60)$$

де Δt_M – найменший температурний напір, °С;
 Δt_6 – найбільший температурний напір, °С.

Підбір теплообмінних апаратів здійснюється за площею поверхні теплообмінника.

Мережевий підігрівач, охолоджувач конденсату мережевого підігрівача, охолоджувач деаерованої води, охолоджувач неперервної продукції підбираються за таблицями нижче.

Таблиця 9 – Пластинчасті теплообмінники фірми Альфа-Лаваль

Тип теплообмінника	Максимальна кількість пластин	Максимальна площа теплообмінника	Розрахункові параметри			Основні розміри, мм			Діаметр патрубків (фланців), мм	Максимальна витрата води, м ³ /год
			Тиск, МПа		Максимальна температура, °С	Ширина	Довжина (не більше)	Висота		
			робочий	гідровипробувальний						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
M3FGL	95	3	1,6	2,1	130	180	600	480	30	10
M3FM	95	3	1,0	1,3	150	180	600	480	30	10
M3FG	95	3	1,6	2,1	150	180	600	480	30	10
M6MFG	250	35	1,0	1,3	150	320	750	920	60	36
M6MFD	250	35	1,6	2,1	150	320	750	920	60	36
M6MFM	250	35	2,5	3,3	150	320	750	920	60	36
M10MFM	270	60	1,0	1,3	150	460	2175	981	100	150
M10MFG	270	60	1,6	2,1	150	460	2175	981	100	150
M10MFD	270	60	2,5	3,3	150	460	2175	981	100	150
M15FFM8	370	230	1,0	1,3	150	610	3200	1885	150	360
M15FFG8	370	230	1,6	2,1	150	610	3200	1885	150	360
M15FFD6	370	230	2,5	3,3	150	610	3200	1885	150	360

Таблиця 10 – Охолоджувачі випарного типу ОВА

Марка охолоджувача	Площа поверхні, м ²	Розміри, мм				Маса, кг		Кількість ходів, шт.
		Загальна довжина	Діаметр і товщина труби корпусу	Діаметр труби	Висота	Сухого	Наповненого водою	
ОВА-2	2	1200	325x6	20	562	218	350	6
ОВА-8	8	1500	325x8	20	560	431	700	4
ОВА-16	16	2602	426x9	20	663	676	1150	4
ОВА-24	24	2750	530x6	20	760	1030	1750	4
Найменування			Трубна система		Корпус			
Тиск робочий, МПа (кгс/см ²)			0,5 (5)		0,12 (1,2)			
Температура, °С			50-80		104			
Середа			Вода		Пар, вода			
Тиск пробний при гідровипробуванні, МПа (кгс/см ²)			0,7 (7)		0,7 (7)			
Діаметр умовний, мм, штуцерів охолоджувачів випару								
Призначення			Марка охолоджувача					
			ОВА-2	ОВА-8	ОВА-16	ОВА-24		
Злив води			15	15	15	15		
Вихід повітря			15	15	15	15		
Підвід випару			50	80	100	100		
Відвід пароповітряної суміші			15	15	15	15		
Відвід конденсату			20	50	80	80		
Відвід охолоджувальної води			50	50	80	80		
Підвід охолоджувальної води			50	50	80	80		

Продовження таблиці 10

Марка охолоджувача	Площа поверхні, м ²	Розміри, мм				Маса, кг		Кількість ходів, шт.
		Загальна довжина	Діаметр і товщина труби корпусу	Діаметр труби	Висота	Сухого	Наповненого водою	
ОВВ-2	2	1200	325x8	22	533	168	228	6
ОВВ-8	8	1500	429x9	22	842	370	478	4
ОВВ-16	16	2602	426x9	22	845	588	768	4
ОВВ-24	24	2750	530x6	22	952	820	1206	4
Найменування			Трубна система		Корпус			
Тиск робочий, МПа (кгс/см ²)			0,4 (4)		0,01-0,12(0,1-1,2)			
Температура, °С			10-80		40-104			
Середа			Вода		Пар, вода			
Тиск пробний при гідровипробуванні, МПа (кгс/см ²)			0,7 (7)		0,7 (7)			
Діаметр умовний, мм, штуцерів охолоджувачів випару								
Призначення			Марка охолоджувача					
			ОВВ-2	ОВВ-8	ОВВ-16	ОВВ-24		
Відвід пароповітряної суміші до ежектора			57	108	159	159		
Відвід конденсату			57	57	57	89		
Відвід охолоджувальної води			57	108	108	108		
Підвід охолоджувальної води			57	108	108	108		
Підвід випару			159	325	377	426		

ВИСНОВКИ

Після розрахунку за заданими вихідними даними, здобувач вищої освіти у висновках до курсового проєкту повинен вказати:

- кількість і тип котлів, прийнятих для забезпечення необхідної продуктивності котельні;
- основні результати аеродинамічного розрахунку (аеродинамічний опір на один котлоагрегат, висоту і середній діаметр димової труби);
- підібрані тягодуттвові пристрої, які призначені для подолання аеродинамічного опору газового і повітряних трактів;
- підібрані насосні установки;
- підібрані теплообмінні апарати.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 ДБН В.2.5-77:2014. Котельні. [Чинні від 2015-01-01]. Офіц. вид. Київ: Мінрегіон України, 2014. 49 с. (Державні будівельні норми України).

2 Правила охорони праці під час експлуатації обладнання, що працює під тиском. Київ, 2018.

3 ДБН В.2.5-39:2008. Теплові мережі. Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі та споруди. [Чинні від 2009-01-07]. Офіц. вид. Київ: Мінрегіонбуд України, 2009. 56 с. (Державні будівельні норми України).

4 ДБН А.2.2-3:2014. Склад та зміст проєктної документації на будівництво. [Чинні від 2014-01-10]. Офіц. вид. Київ: Мінрегіон України, 2014. 33 с. (Державні будівельні норми України).

5 Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод). Ленинград: Энергия, 1977. 256 с.

6 Абсорбційні теплові насоси в теплоенергетичних системах промислових підприємств для зниження енергетичних і фінансових витрат / В. Н. Романюк, А. А. Бобич, Д. В. Мусліна та ін. *Енергогосподарство підприємства: технології, проекти, досвід*. 2013. № 2 (71). С. 32–37.

7 Абсорбційні теплові насоси теплової схемою ТЕЦ для підвищення її енергетичної ефективності / В. Н. Романюк.

А. А. Бобич, Д. В. Мусліна та ін. *Енергія і менеджмент*. 2013. № 1. С. 14–19.

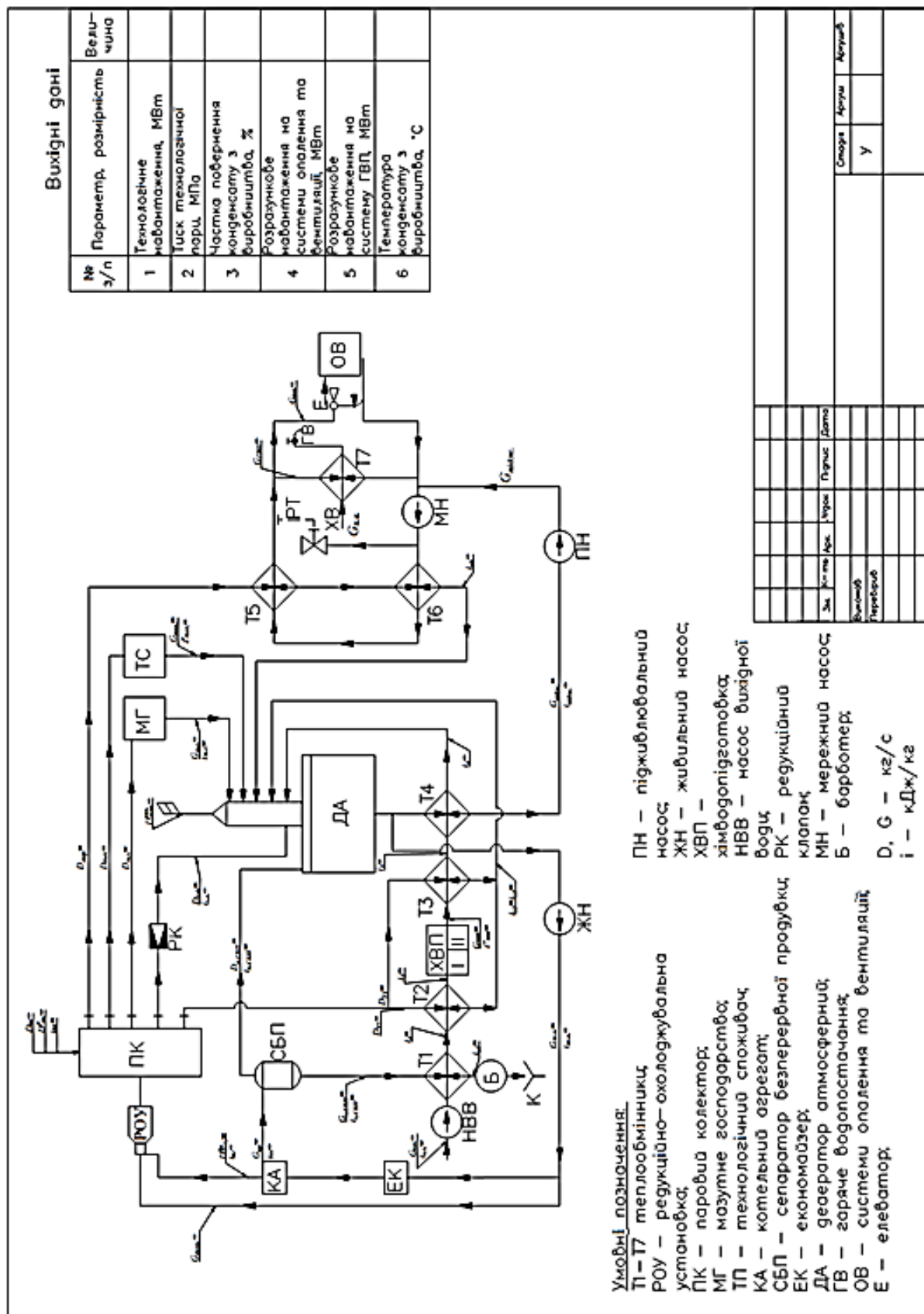
8 Шинский Ф. Управление процессами по критерию экономии энергии. Москва: Мир, 1981. 388 с.

9 Романюк В. Н., Хрустальов Б. М., Бубир Т. В. До питання про розвиток систем теплопостачання в Білорусі. Погляд в найближче майбутнє і доступну для огляду перспективу. *Енергія і менеджмент*. 2014. № 4–5. С. 2–7.

10 Mahler A., Magtengaard J., Country Update Report for Denmark. *Proc. World Geothermal Congress*. 2010. Bali, Indonesia. 25-29 April 2010. URL: <https://www.geothermal-energy.org/pdf/IGAstandard/WGC/2010/0131.pdf>

ДОДАТОК А

Теплова схема котельні



ДОДАТОК Б

Приклад виконання курсового проєкту

1 Вихідні дані

Технологічне навантаження – 6,5 МВт.

Тиск технологічної пари – 0,63 МПа.

Частка повернення конденсату з виробництва – 28 %.

Розрахункове навантаження на опалення і вентиляцію – 3,3 МВт.

Розрахункове навантаження на гаряче водопостачання – 0,9 МВт.

Температура конденсату з виробництва – 57 °С.

2 Попереднє визначення продуктивності котельної установки

Розрахунок теплової схеми слід починати з попереднього визначення продуктивності котельної установки «брутто». Продуктивність котельної «брутто» складається з продуктивності «нетто» – витрати пари на технологічні потреби промислового споживача D_{mex} , витрати пари $D_{мер}$ на підігрів води, що йде в теплову мережу для опалення та гарячого водопостачання, на підігрів вихідної води, витрати пари на термічну деаерацію живильної води і витрати пари в котельній установці.

Витрата пари на виробництво D_{mex} , кг/с, залежить від технологічного навантаження Q_{mex} , МВт, і ентальпії продуктивної пари з парового колектора $i_{нк}$, кДж/кг, і конденсату з виробництва i_{mex}^k , кДж/кг:

$$D_{mex} = \frac{Q_{mex}}{i_{нк} - i_{mex}^k} \times 10^3 = \frac{6,5 \times 10^3}{2758,25 - 238,83} = 2,58 \text{ кг/с},$$

де $i_{mex}^k = c_p \cdot t_k = 4,19 \cdot 57 = 238,83$ кДж/кг; $i_{нк} = 2758,25$ кДж/кг.

Кількість конденсату, що повертається з виробництва, кг/с, становить:

$$G_{mex} = \frac{\alpha_{конд}}{100} \times D_{mex} = \frac{28}{100} \times 2,58 = 0,7224,$$

де $\alpha_{\text{конд}}$ – частка повернення конденсату з виробництва, %.

Підігрів мережної води, яка подається на опалення і гаряче водопостачання, виконують парою після редуційно-охолоджувальної установки РОУ в мережному підігрівачі і охолоджувачі конденсату пари мережного підігрівача.

З рівняння теплового балансу для мережного підігрівача і охолоджувача конденсату мережного підігрівача можна знайти витрати пари на покриття загального навантаження на опалення, вентиляцію та гаряче водопостачання:

$$D_{\text{мер}} = \frac{Q_{\text{мер}}}{i_{\text{нк}} - i_{\text{к6}}} \times 10^3 = \frac{4,2 \times 10^3}{2758,25 - 335,2} = 1,73 \text{ кг/с},$$

де $Q_{\text{мер}} = Q_{\text{ов}} + Q_{\text{звн}} = 3,3 + 0,9 = 4,2$ – сума витрат на опалення, вентиляцію, ГВП, мВт;

$i_{\text{нк}}$ – ентальпія пари, що подається з парового колектора до мережного підігрівача, кДж/кг;

$i_{\text{к6}} = c_p \cdot t_{\text{к6}} = 4,19 \times 80 = 335,2$ кДж/кг – ентальпія конденсату після охолоджувача конденсату мережного підігрівача $T_6 = 80$ кДж/кг.

Загальна витрата пари на покриття виробничих та житлово-комунальних навантажень зовнішніх споживачів дорівнює:

$$D_{\text{зовн}} = D_{\text{тех}} + D_{\text{мер}} = 2,58 + 1,73 = 4,31 \text{ кг/с}.$$

Витрати пари на власні потреби $D_{\text{ен}} = 0,2 \times 4,31 = 0,862$ кг/с приймаємо рівними 15-30 % (я приймаю 20 %) від величини $D_{\text{зовн}}$, а витрати пари $D_{\text{втр}} = 0,04 \times 4,31 = 0,1724$ кг/с в тепловій схемі котельної приймаємо 4 % загальної витрати пари на власні потреби.

Кількість пари, що подається через паровий колектор після редуційно-охолоджувальної установки, складає, кг/с:

$$D_{\text{нк}} = D_{\text{тех}} + D_{\text{мер}} + D_{\text{вн}} + D_{\text{втр}} = 2,58 + 1,73 + 0,862 + 0,1724 = 5,3444.$$

При паропостачанні від редуційно-охолоджувальної установки (РОУ) в РОУ разом з парою подають живильну воду $G_{роу}$, відібрану перед економайзером, для отримання вологої насиченої пари, кг/с:

$$G_{роу} = D_{нк} \frac{i_{нз} - i_{нк}}{i_{нз} - i_{жв}} = 5,3444 \times \frac{2880,232 - 2758,25}{2880,232 - 435,99} = 0,267,$$

де $i_{нк}$ – ентальпія пари, що подається з парового колектора після РОУ, кДж/кг;

$i_{нз} = 2880,232$ кДж/кг – ентальпія пари після парогенератора перед РОУ, кДж/кг;

$i_{жв} = 435,99$ кДж/кг – ентальпія живильної води, що додається РОУ, кДж/кг, (приймаємо за параметрами $P=0,12$ МПа, $t=104^{\circ}\text{C}$.)

Попередньо визначити повну продуктивність котельні можна за формулою, т/год:

$$D_{кот}^{бр} = D_{нк} - G_{роу} = 5,3444 - 0,267 = 5,0774 \text{ кг/с} \Rightarrow 18,28.$$

3 Визначення параметрів теплоносіїв в тепловій схемі

Витрата додаткової живильної води, призначеної для заповнення втрат пари і конденсату з теплової схеми котельні, складається з втрат пари $D_{втр}$ і неповернення конденсату з виробництва, кг/с:

$$G_{mex}^{стп} = D_{mex} - G_{mex} = 2,58 - 0,72 = 1,86 ;$$

$$G_{доб} = D_{втр} + G_{mex}^{стп} = 0,17 + 1,86 = 2,03 .$$

Для зменшення солемісту котлової води та отримання чистої пари проводиться безперервне продування котельних агрегатів. Величина продувки залежить від солемісту хімічно очищеної води і частки витрат пари та конденсату:

$$П_{\chi} = \frac{G_{доб}}{D_{нк}} = \frac{2,03}{5,34} = 0,38 ;$$

$$p = \frac{S_{\chi\Pi\chi}}{S_{\kappa\text{в}} - S_{\chi}} \cdot 100\% = \frac{300 \cdot 0,38}{4500 - 300} \times 100 = 2,7 \%$$

де $S_{\kappa\text{в}}$ – солевміст води в котельні, приймається 3000 – 10000 мг/кг (4500 мг/кг);

S_{χ} – солевміст хімічно очищеної води, приймається 250 – 350 мг/кг (300 мг/кг).

Витрата продувальної води складає, кг/с:

$$G_{np} = \frac{p}{100} D_{\text{кот}}^{\text{бр}} = \frac{2,7}{100} \times 5,0774 = 0,137.$$

Для зменшення втрат теплоти з продувальною водою застосовують сепаратори безперервної продукції СБП. Пару з сепаратора зазвичай направляють в колонку атмосферного деаератора.

Теплоту продувальної води, як правило, використовують для підігріву вихідної води в охолоджувачі безперервної продукції, а потім скидають у каналізацію.

Кількість пари $D_{\text{п.сбп}}$, кг/с, що виділяється з продувальної води, можна визначити з теплового балансу сепаратора неперервної продукції:

$$G_{np} \cdot i_{\kappa\text{в}} = G_{\text{в.сбп}} \cdot i_{\text{в.сбп}} + D_{\text{п.сбп}} \cdot i_{\text{п.сбп}},$$

де $i_{\kappa\text{в}}=858,610$ кДж/кг – ентальпія води в котельні при тиску в барабані котла, кДж/кг;

$i_{\text{п.сбп}}=2683,058$ кДж/кг – ентальпія пари, що виділяється з продувальної пари в сепараторі, кДж/кг;

$i_{\text{в.сбп}}=439,299$ кДж/кг – ентальпія води при тиску в сепараторі, кДж/кг;

$G_{\text{в.сбп}} = G_{np} - D_{\text{п.сбп}} = 0,137 - 0,0256 = 0,1114$ – витрата продувальної води, яка зливається в каналізацію після сепаратора, кг/с.

З рівняння теплового балансу сепаратора знаходимо $D_{\text{п.сбп}}$, кг/с:

$$D_{n.c\delta n} = G_{np} \frac{i_{кв} - i_{в.c\delta n}}{i_{n.c\delta n} - i_{в.c\delta n}} = 0,137 \frac{858,610 - 439,299}{2683,058 - 439,299} = 0,0256.$$

Для постійного підживлення котлоагрегату, в тому числі для поповнення втрат теплоносія з продувальною водою, використовується живильна вода. Витрата живильної води після деаератора становить, кг/с:

$$G_{жв} = D_{нк} + G_{np} = 5,3444 + 0,137 = 5,4814.$$

Деаератор призначений для видалення з випарів корозійно-агресивних газів, розчинених у воді. Нормативні витрати випарів для атмосферних і вакуумних деаераторів дорівнюють відповідно 2 та 5 кг на тонну деаерованої води, тобто, наприклад, витрата випарів деаератора живильної води атмосферного тиску становить, кг/с:

$$D_{жив}^{вип} = 0,002G_{жв} = 0,002 \times 5,4814 = 0,011.$$

Витрату мережної води на опалення і вентиляцію $G_{ов}$, кг/с, можна визначити за формулою:

$$G_{ов} = \frac{10^3 Q_{ов}}{c_p(\tau_1 - \tau_2)} = \frac{3,3 \times 10^3}{4,19(150 - 70)} = 9,845,$$

де c_p – ізобарна теплоємність води, кДж/(кг °С);

τ_1, τ_2 – температура води в подавальній і зворотній магістралях відповідно, °С.

Витрату води на ГВП, кг/с, можна розрахувати за формулою:

$$G_{звп}^{закр} = \frac{10^3 Q_{звс}}{c_p(\tau_1 - \tau_2)} = \frac{0,9 \times 10^3}{4,19(150 - 70)} = 2,685.$$

Для заповнення витоків води з тепломережі використовують підживлювальну воду, оброблену в першому ступені хімводоочистки і в деаераторі підживлювальної води. Витрата підживлювальної води $G_{підж}$, кг/с, складається з втрат у

тепломережі, що становлять 2–5 % загальної витрати мережної води, і витрати води на гаряче водопостачання:

$$G_{\text{підж}} = 0,02(G_{\text{ов}} + G_{\text{звн}}^3) = 0,02(9,845 + 2,685) = 0,25.$$

У котельних, які мають мазутне господарство, необхідно постійно надавати деяку кількість пари $D_{\text{м.г.}}$, кг/с, на підігрів мазуту і його розпилювання в форсунках:

$$D_{\text{м.г.}} = 0,01 \times D_{\text{зовн}} = 0,01 \times 4,31 = 0,0431.$$

Кількість конденсату $G_{\text{м.г.}}$, кг/с, що повертається з мазутного господарства в схему котельної, складає 60 % витрати пари, що подається $D_{\text{м.г.}}$, кг/с, через втрату пари при розпиленні мазута в форсунках $D_{\text{ф}}$:

$$\begin{aligned} G_{\text{м.г.}} &= 0,6D_{\text{м.г.}} = 0,6 \times 0,0431 = 0,02586 ; \\ D_{\text{ф}} &= D_{\text{м.г.}} - G_{\text{м.г.}} = 0,0431 - 0,02586 = 0,01724. \end{aligned}$$

Уточнені сумарні втрати пари і конденсату в тепловій схемі котельні і тепломережі, які необхідно заповнити хімічно очищеною водою, складають, кг/с:

$$\begin{aligned} G_{\text{хов}} &= G_{\text{тех}}^{\text{впр}} + D_{\text{впр}} + G_{\text{підж}} + G_{\text{в.сбн}} + D_{\text{ф}} + D_{\text{жив}}^{\text{впр}} = \\ &= 1,86 + 0,1724 + 0,25 + 0,1114 + 0,01724 + 0,011 = 2,422 , \end{aligned}$$

де $D_{\text{підж}}^{\text{впр}}$ – витрата випара деаератора підживлювальної води, кг/с.

З урахуванням втрат в водопідготовчій установці на пом'якшення води, витрата вихідної води $G_{\text{в.в.}}$, кг/с, перед ХВО можна розрахувати за формулою:

$$G_{\text{в.в.}} = 1,15G_{\text{хов}} = 1,15 \cdot 2,422 = 2,79.$$

Вихідна вода послідовно нагрівається в охолоджувачі безперервної продукції Т1, парових підігрівачах Т2 і Т3 і водоводяних теплообмінниках Т4. Ентальпію вихідної води після Т1 можна визначити з рівняння теплового балансу, кДж/кг:

$$i_1 = i_{B.B} + \frac{G_{в.сбп}}{G_{в.в}} \times (i_{в.сбп} - i_{к1}) \times \eta = 21,019 + \frac{0,1114(439,299-167,541)}{2,79} \times 0,98 = 31,65,$$

де $i_{к1}(t=40^{\circ}C) = 167,541$ – ентальпія конденсату підігрівача Т1, кДж/кг;

$i_{в.в.}(t=5^{\circ}C) = 21,019$ кДж/кг;

$\eta = 98\%$ – ККД.

Витрата пари на підігрівання вихідної води Т2 дорівнює, кг/с:

$$D_{T2} = \frac{G_{B.B}(i_2 - i_1)}{(i_{н.к} - i_{к2}) \times \eta} = \frac{2,79(125,75 - 31,65)}{(2758,25 - 678,83) \times 0,98} = 0,129,$$

де $i_2(t=30^{\circ}C) = 125,75$ кДж/кг – ентальпія води на виході з підігрівача Т2 перед ХВО;

$i_{к2}(P=0,63) = 678,83$ кДж/кг – ентальпія конденсату підігрівача Т2.

Між підігрівачами Т2 і Т3 вода проходить хімічну очистку, в результаті якої з неї видаляються солі жорсткості, а температура падає приблизно на $3^{\circ}C$.

Ентальпію вихідної води після Т3 (перед Т4) можна визначити з рівняння теплового балансу $G_{нідж}(i_{д.в} - i_{к4}) = G_{хов}(i_4 - i_3)$, кДж/кг:

$$i_3 = i_4 - \frac{n \cdot G_{нідж}}{G_{хов}} \times (i_{д.в} - i_{нідж}) = 393,81 - \frac{0,98 \cdot 0,25(435,99 - 293,02)}{2,422} = 379,35,$$

де $i_4(t=94^{\circ}C) = 393,81$ кДж/кг – ентальпія води після підігрівача;

$i_{д.в.}(t=104^{\circ}C) = 435,99$ кДж/кг – ентальпія деаерованої води після деаератора підживлювальної води, кДж/кг;

$i_{нідж}(70^{\circ}C) = 293,02$ кДж/кг.

Витрата пари на підігрівач Т3, кг/с:

$$D_{T3} = \frac{G_{хов}(i_3 - i_{хов}^{ll})}{(i_{нк} - i_{к3}) \times \eta} = \frac{2,422(379,35 - 113,2)}{(2758,25 - 678,83) \times 0,98} = 0,316,$$

де $i_{хов}^{ll}$ ($t=27^{\circ}C$)=113,2 кДж/кг – ентальпія хімічно очищеної води після ХВО;

$i_{к3}=i_{к2}= 678,83$ кДж/кг – ентальпія конденсату підігрівача Т3, кДж/кг.

Витрату нагрівального агента пари $D_{га}$, кг/с, на підігрів води в деаераторі живильної води можна визначити з рівняння теплового балансу для деаератора:

$$D_{га} = \frac{(G_{жв} + G_{підж})i_{д.в} + D_{жив}^{вип}i_{в.сбп} - D_{п.сбп}i_{п.сбп} - G_{хов}i_4}{(D_{T2} + D_{T3})i_{к2} - D_{мер}i_{к6} - G_{к}^{mex}i_{к}^{mex} - G_{м.г}i_{м.г}} = \frac{i_{га}}{i_{га}} = 0,14.$$

Розрахунок витрати пари на власні потреби котельної становить, кг/с:

$$D_{вп}^p = D_{га} + D_{T2} + D_{T3} + D_{м.г} = 0,14 + 0,129 + 0,316 + 0,0431 = 0,63.$$

Розрахункова паропродуктивність котельної, кг/с:

$$D_{пк}^p = D_{вп}^p + D_{mex} + D_{мер} + D_{втр} = 0,63 + 2,58 + 1,73 + 0,1724 = 5,11.$$

Підбір кількості котлів. Кількість котлів для виробничо-опалювальної котельні вибирається залежно від співвідношення:

$$n \geq \frac{D_{кот}^{\bar{p}}}{D_{к.од}};$$

$$D_{кот}^{\bar{p}} = 5,07 \times 3,6 = 18,28 \text{ т/год}$$

де $D_{к.од}$ – одинична продуктивність котла;

$$n=2 \quad \frac{18,28}{10} \approx 1,82.$$

Приймаємо 2 котла ДЕ-10-14ГМ.

Таблиця Б.1

Тип котла	Паливо	Опір елементів газового тракту, Па		Опір повітряного тракту, Па
		Котельний пучок	Газоходи	
ДЕ-10-14ГМ	Газ, мазут	220	1550	1240

4 Аеродинамічний розрахунок

4.1 Розрахунок газового тракту

Аеродинамічний розрахунок димової труби.
Площа перетину гирла труби, m^2 :

$$F_{вих} = \frac{B_p V_{Г^{YX}} (273 + v_{Г^{YX}}) n}{273 w_0} = \frac{0,22 \cdot 12,687 (273 + 140) 2}{273 \cdot 20} = 0,42,$$

де B_p – розрахункова витрата палива, m^3/c ;

$V_{Г^{YX}} = V_{Г^0} + (\alpha - 1) V_{П^0} = 11,19 + (1,15 - 1) 9,98 = 12,687$ – об'єм відхідних газів, m^3/m^3 ;

$v_{Г^{YX}} = 140$ °C – температура відхідних газів, °C;

n – кількість котлоагрегатів, які обслуговує димова труба;

$w_0 = 20$ м/с — швидкість руху димових газів на виході з димової труби, (15–20 м/с).

Розрахункову витрату палива визначаємо за формулою (для 1-го котла), m^3/c :

$$B_p = \frac{D_{к.од}^{бр} (i_{нг} - i_{жв}) + \frac{G_{нр}}{n} (i_{кв} - i_{жв})}{\eta_{кот} Q_H^p} =$$

$$= \frac{\left(\frac{10}{3,6}\right) (2892,355 - 435,5) + 0,04 (858,61 - 435,5)}{0,9 \cdot 33915} = 0,22,$$

де $\eta_{\text{кот}}=0,9$ – ККД котла ($0,85 \div 0,9$);
 $Q_{\text{н}}^{\text{р}}=33915$ кДж/м³.

З виразу $F_{\text{вих}} = \frac{\pi d_{\text{вих}}^2}{4}$ знайдемо

$$d_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{вих}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,42}{3,14}} = 0,73 \text{ м} - \text{діаметр устя димової труби};$$

$d_{\text{нижн}} = d_{\text{вих}} + 0,02 \cdot H_{\text{тр}} = 0,73 + 0,02 \cdot 45 = 1,63$ м –
діаметр основи димової труби;

$d_{\text{ср}} = \frac{(d_{\text{вих}} + d_{\text{нижн}})}{2} = \frac{(0,73 + 1,63)}{2} = 1,18$ – середній діаметр
димової труби;

$H_{\text{тр}}$ – висота димової труби, м.

Перепад повних тисків при урівноваженій тязі, Па:

$$\Delta H_{\text{п}} = h''_{\text{т}} + \Delta H - h_{\text{с}} = 20 + 1975 - 172,14 = 1822,83,$$

де $h''_{\text{т}}=20$ Па – розрідження у верхній частині топочної камери;

$\Delta H = \Delta H_{\text{кп}} + \Delta H_{\text{газох.}} + H_{\text{д.тр.}} = 220 + 1550 + 205 = 1975$ Па – сумарний
опір газового тракту;

$h_{\text{с}}$ – сумарна самотяга газового тракту, з урахуванням димової
труби, Па:

$$h_{\text{с}} = \pm H \cdot g \left(1,21 - P \cdot \rho_{\text{ну}} \frac{273}{273 + t_{\text{г}}} \right) =$$

$$= 45 \cdot 9,8 \left(1,21 - 1 \cdot 1,24 \frac{273}{273 + 140} \right) = 172,14;$$

$$\rho_{\text{ну}} = 1,24 \text{ кг/м}^3;$$

$\Delta H_{\text{кп}}$ – опір елементів газового тракту, котельний пучок, Па;

$\Delta H_{\text{газох.}}$ – опір елементів газового тракту, газохід, Па;

$\Delta H_{\text{д.тр.}}$ – опір димової труби, Па.

Опір димової труби складається з втрат тиску на тертя і
втрати з вихідною швидкістю. Температура газу в димарі
приймається рівній температурі газу на виході з котла.

$$\Delta H_{\text{д.тр.}} = \Delta H_{\text{тертя}} + \Delta H_{\text{м.о.}} = 41 + 164 = 205,$$

де $\Delta H_{\text{м.о.}}$ – місцевий опір, Па.

Втрати тиску на тертя розраховуються за формулою:

$$\Delta H_{\text{тертя}} = \frac{\lambda}{8i} \times \frac{w_0^2 \rho}{2} = \frac{0,04}{8 \cdot 0,02} \times 164 = 41 \text{ Па};$$

$$\rho = \rho_{\text{н.у}} + \frac{273}{273 + v_{\Gamma}} = 1,24 + \frac{273}{273 + 140} = 0,82 \text{ кг/м}^3;$$

$$\Delta H_{\text{м.о.}} = \sum \xi \frac{w_0^2 \rho}{2} = 1 * 164 = 164 \text{ Па.}$$

4.2 Розрахунок повітряного тракту

Розрідження в топці на рівні вводу повітря, Па:

$$h_T^l = h_T^{ll} + 0,95H = 20 + 0,95 * 2,5 = 22,38,$$

де H – відстань по вертикалі між вищою точкою перетину виходу газів в топці і серединою перетину введення повітря в топку, м.

Перепад повних тисків по повітряному тракту, Па:

$$\Delta H_n^n = \Delta H - H_c - h_T^l = 1240 - 22,38 = 1217,62,$$

де ΔH – сумарний опір повітряного тракту за таблицею 2, Па;

H_c – самотяга повітряного тракту, розраховується тільки для двох ділянок: повітропідігрівників і всього повітропроводу гарячого повітря, Па (при навчальних розрахунках приймаємо $H_c = 0$); h_T^l – розрідження в топці на рівні введення повітря, Па.

5 Вибір обладнання

5.1 Вибір деаераторів

Підбір деаераторів здійснюється по витраті деаерованої води з урахуванням витрат на власні потреби.

Деаератор атмосферного тиску

$D = D_{\text{кот}}^{\text{бр}} \times 1,3 = 28,8 \times 1,3 = 37,44 \text{ т/год}$ – необхідна продуктивність.

Атмосферний деаератор приймаємо відповідно до таблиці 3. Вибираємо деаератор марки ДА-50.

Вибір бака-акумулятора деаератора атмосферного тиску для підживлення закритої системи теплопостачання

$V = G_{\text{нідж}} \times 0,5 = 0,45 \cdot 0,5 = 0,225 \text{ м}^3$ – необхідна місткість бака-акумулятора.

5.2 Розрахунок і вибір димососа

Розрахункова продуктивність димососа.

Продуктивністю димососа (вентилятора) називають обсяг переміщуваних машиною продуктів згоряння (повітря) в одиницю часу. Необхідна розрахункова продуктивність димососа (вентилятора) визначається з урахуванням умов всмоктування, тобто надмірного тиску або розрідження і температури перед машиною, і являє собою дійсні обсяги продуктів згоряння або повітря, які має переміщувати димосос (вентилятор). Розрахункова продуктивність димососа, м³/год, обчислюється за формулою:

$$Q_p = \beta_1 V_D \frac{101080}{h_\delta} 3600 = 1,05 \cdot 4,22 \cdot \frac{101080}{99000} \cdot 3600 \approx 16287$$

де β_1 – коефіцієнт запасу з продуктивності, приймаємо за таблицею 5;

V_D – витрата продуктів згоряння, м³/с;

h_δ – барометричний тиск повітря, Па.

Витрата продуктів згоряння V_D визначається за формулою:

$$V_D = B_p \cdot (V_{\text{г.ух}}^0 + \Delta\alpha V^0) \frac{\vartheta+273}{273} = 0,22 \cdot 12,687 \cdot \frac{140+273}{273} = 4,22.$$

де B_p – розрахункова витрата палива, м³/с;

$V_{\text{г.ух}}^0 + \Delta\alpha V^0 = V_{\text{г}}^{\text{yx}} = 12,687$ – об'єм продуктів згоряння, м³/кг, чи м³/м³;

$\Delta\alpha$ – присмоктування повітря в газоходах;

V^0 – кількість теоретично необхідного повітря, м³/кг, чи м³/м³;

$\vartheta = 140$ °С – температура продуктів згоряння у димососа, приймаємо такою ж як температура відхідних газів.

$$h_{\delta} = 99000 \text{ Па.}$$

Потужність котла $Q = 10 < 17,4$ МВт, $\beta_1 = 1,05$.

Розрахунковий повний тиск, мм вод. ст., який має створювати димосос, розраховується за формулою:

$$H_p = \frac{\beta_2 \cdot \Delta H_n}{9,81} = \frac{1,1 \cdot 1822,83}{9,81} = 204,4,$$

де $\beta_2 = 1,1$ – коефіцієнт запасу з напором;

ΔH_n – перепад повних тисків в газовому тракті, Па.

Приведений тиск димососа, мм вод. ст.:

$$H_p^{np} = \frac{1,293}{\rho_0} H_p \frac{273 + t_{yx}}{273 + t_{xap}} \cdot \frac{101080}{h_{\delta}}$$

У зв'язку з тим, що напірні характеристики машин, що приводяться в каталогах, складені для роботи на повітрі при абсолютному тиску 101 080 Па, необхідно повний розрахунковий тиск привести до умов, зазначених в каталозі, за формулою:

$$H_p^{np} = \frac{1,293}{1,24} \cdot 204,4 \cdot \frac{273+140}{273+200} \cdot \frac{101080}{99000} \approx 190 \text{ мм вод. ст.}$$

де $\rho_0 = 1,24$ кг/м³ – густина переміщуваних газів при 0 °С і 101 080 Па;

$t_{yx} = 140$ °С – температура продуктів згоряння перед димососом;

$t_{xap} = 200$ °С – температура, для якої складена наведена в каталозі напорна характеристика.

За таблицею 5 обираємо димосос марки ДН-10, який має характеристики:

- продуктивність $19,6 \cdot 10^3$ м³/год;
- напір 2,21 кПа при $t=200$ °С;
- ККД = 83 %

Потужність димососа, кВт, визначається за формулою:

$$N = \frac{Q_p \cdot H_p^{np}}{\eta_3 \cdot 3670} \cdot \frac{\rho_0}{1.293} \cdot \frac{273+t_{хар}}{273+t_{yx}} \cdot \frac{h_6}{101080},$$

де $\eta_3=83$ – ККД димососа, %.

$$N = \frac{16287 \cdot 190}{83 \cdot 3670} \cdot \frac{1,24}{1,293} \cdot \frac{273+200}{273+140} \cdot \frac{99000}{101080} = 10,9 \text{ кВт.}$$

Розрахункова потужність електродвигуна димососа, кВт, визначається за формулою:

$$N_{\text{дв}} = N \cdot \beta_3 = 10,9 \cdot 1,05 = 11,445$$

де $\beta_3=1,05$ – коефіцієнт запасу (1,05).

Електродвигун вибираємо за потужністю $N_{\text{дв}}$ з переліку двигунів, рекомендованих заводом-виробником – 4А-180М4 (30 кВт).

5.3 Розрахунок і вибір дуттьового вентилятора

Розрахункова продуктивність дуттьового вентилятора, м³/год, обчислюється за формулою:

$$Q_P = \beta_1 \cdot V_B \frac{101080}{h_6} \cdot 3600,$$

де $\beta_1=1,05$ – коефіцієнт запасу з продуктивності, приймаємо за таблицею 6;

V_B – витрата повітря, м³/с;

h_6 – барометричний тиск, Па.

Витрата повітря на згоряння палива V_B розраховується за формулою:

$$V_B = B_p \cdot V^0 (\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{nn} + \Delta\alpha_{en}) \cdot \frac{t_B+273}{273},$$

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

$V^0=9,98$ – кількість теоретично необхідного повітря, $\text{м}^3/\text{м}^3$;

$\Delta \alpha_T, \Delta \alpha_{III}$ – присмоктування повітря в топці і системі пилоприготування;

$\Delta \alpha_{ВП}$ – присмоктування повітря у повітронагрівачі, при розрахунку гарячого повітря (після повітронагрівача) приймається $\Delta \alpha_{ВП}=0$;

t_B – температура повітря, для холодного повітря приймається $t_B=30^\circ\text{C}$, для гарячого повітря $t_B = t_{Г.В.}$.

$$V_B = 0,22 \cdot 9,98(1,07 - 0,02 - 0 + 0) \cdot \frac{30+273}{273} = 2,6 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$Q_\rho = 1,1 \cdot 2,6 \cdot \frac{101080}{99000} \cdot 3600 = 10512,32 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Розрахунковий повний тиск, мм вод. ст., який має створювати дуттьовий вентилятор, визначається за формулою:

$$H_p = \frac{\beta_2 \Delta H_{II}^H}{9,81} = \frac{1,1 \cdot 1217,62}{9,81} \approx 136,5,$$

де $\beta_2=1,1$ – коефіцієнт запасу за напором;

ΔH_{II}^H – перепад повних тисків у повітряному тракті, Па.

Приведений тиск дуттьового вентилятора, мм вод. ст., знаходиться за формулою:

$$H_p^{np} = \frac{1,293}{\rho_0} \cdot H_p \frac{273+t_B}{273+t_{хар}} \cdot \frac{101080}{h_0} = \frac{1,293}{1,293} \cdot 136,5 \frac{273+30}{273+30} \cdot \frac{101080}{99000} = 139,4,$$

де ρ_0 – густина переміщуваних газів при 0°C і $101\ 080$ Па, $\text{кг}/\text{м}^3$;

t_B – температура повітря перед дуттьовим вентилятором, $^\circ\text{C}$;

$t_{хар}$ – температура, для якої складена наведена в каталозі напорна характеристика, $^\circ\text{C}$.

За таблицею 6 обираємо дуттьовий вентилятор марки ВДН-9, який має характеристики:

- продуктивність $14,65 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{год}$;
- напір $2,78 \text{ кПа}$ при $t=30 \text{ }^\circ\text{C}$;
- ККД = 83%

Потужність дуттьового вентилятора, кВт, визначається за формулою:

$$N = \frac{Q_p \cdot H_p^{np}}{\eta_v \cdot 3670} \cdot \frac{\rho_o}{1,293} \cdot \frac{273+t_{хар}}{273+t_e} \cdot \frac{h_b}{101080},$$

де $\eta_v=83$ – ККД дуттьового вентилятора, %.

$$N = \frac{10512,32 \cdot 139,4}{83 \cdot 3670} \cdot \frac{1,293}{1,293} \cdot \frac{273+30}{273+30} \cdot \frac{99000}{101080} = 4,7 \text{ кВт.}$$

Розрахункова потужність електродвигуна дуттьового вентилятора, кВт, визначається за формулою:

$$N_{\text{де}} = N \cdot \beta_3 = 4,7 \cdot 1,05 = 4,935 \text{ кВт,}$$

де $\beta_3=1,05$ – коефіцієнт запасу (1,05).

Електродвигун обираємо за потужністю $N_{\text{де}}$ – з переліку двигунів, рекомендованих заводом-виробником – 4А-160S6 (11 кВт).

Вибір тягодуттьових машин істотно впливає на потужність і економічність роботи котельної установки. Збільшення опору газового або повітряного тракту порівняно з розрахунковими значеннями призводить до зниження продуктивності тягодуттьових машин, тобто до нестачі тяги або повітря та зменшення потужності парового або водогрійного котла.

5.4 Розрахунок і вибір живильного насоса

Живильні пристрої повинні мати паспорт заводу-виготовлювача і забезпечувати необхідну витрату живильної води при тиску, відповідному повному відкриттю робочих запобіжних клапанів, встановлених на паровому котлі. Подача води у парові котли, що працюють при різноманітному тиску (різниця в робочих

тисках більше 15 %), має здійснюватися від різних живильних пристроїв.

Живильні насоси вибираються за продуктивністю і повним напором. При визначенні продуктивності живильних насосів слід враховувати витрати на живлення всіх робочих парових котлів, на безперервну продувку, на пароохолоджувачі, редуційно-охолоджувальні й охолоджувальні установки. При цьому кількість і продуктивність живильних насосів вибираються з таким розрахунком, щоб у разі зупинки найбільшого по продуктивності насоса, насоси, що залишилися, забезпечили подачу води у зазначених вище кількостях.

Для надійного живлення парових котлів встановлюються не менше двох живильних насосів з незалежними приводами. Один з них, зазвичай паровий, резервний. Продуктивність кожного з насосів не менше 120 % максимального вироблення пара усіма працюючими котлами.

Розрахунок продуктивності насоса, м³/год,

$$D_{нас} = 1,2 \cdot D_{кот}^{бр} = 1,2 \cdot 28,8 = 34,56.$$

Розрахунковий напір живильного насоса, Па, визначається за формулою:

$$\begin{aligned} p_n &= 1,1(p_k(1 + \frac{\Delta p}{100}) + p_{ек} + p_{тр}^{підж} + p_{тр}^{вс} + p_{св} - p_d) = \\ &= 1,1(1478675(1,05 + 20000 + 200000 + 10000 + 0 - 18675) = \\ &= 1,9 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

де p_k – надлишковий тиск в барабані котла, Па;

Δp – запас тиску на відкриття запобіжних клапанів, приймається рівним 5 % номінального тиску в барабані котла, Па;

$p_{ек}$ – опір водяного економайзера, при навчальних розрахунках приймається рівним 0,015 – 0,02 МПа;

$p_{тр}^{підж}$ – опір підживлювальних трубопроводів від насоса до котла з урахуванням опору автоматичних регуляторів живлення котла, при навчальних розрахунках приймається рівним 0,02 МПа;

p_{mp}^{6c} – опір всмоктувальних трубопроводів, при навчальних розрахунках приймається рівним 0,01 МПа;

p_{cv} – тиск, що створюється стовпом води, рівним по висоті відстані між віссю барабана котла і віссю деаератора, МПа;

p_o – тиск в деаераторі, МПа;

1,1 – коефіцієнт запасу.

За таблицею 8 за повним напором обираємо насос марки ПДГ 40/30 з технічними характеристиками:

- напір 3 МПа;
- подача 15–40 м³/год.

5.5 Розрахунок і підбір теплообмінних апаратів

Пароводяний теплообмінник Т2

Площа поверхні теплообмінника, м²,

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_{cp}}$$

Теплота теплоносія розраховується за формулою:

$$Q = D_{T2} \cdot (i_{nk} - i_{k2}) = 0,21 \cdot (2761,521 - 692,06) = 434,6 \text{ кВт};$$

$$\Delta t_m = t_s - t_1 = 164 - 30 = 134 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_o = t_s - t_2 = 164 - 6,6 = 157,4 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\frac{\Delta t_o}{\Delta t_m} = \frac{157,4}{134} = 1,17 < 2.$$

Середньоарифметичний температурний напір розраховується за формулою:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_o + \Delta t_m}{2} = \frac{157,4 + 134}{2} = 145,7 \text{ } ^\circ\text{C},$$

де Δt_o – найбільший температурний напір, $^\circ\text{C}$;

Δt_m – найменший температурний напір, $^\circ\text{C}$.

$$F = \frac{434,6}{3,4 \cdot 145,7} = 0,88 \text{ м}^2.$$

За таблицею 9 за площею поверхні нагріву обираємо пластинчастий теплообмінник МЗФМ «Альфа-Лаваль» з технічними характеристиками:

- максимальна площа теплообмінника 3 м²;
- робочий тиск 1 МПа;
- максимальна температура 150 °С.

Теплообмінник ТЗ

Рівняння теплового балансу:

$$D_{ТЗ} \cdot (i_{нк} - i_{к3}) = G_{хов} (i_3 - i_{хов}).$$

Теплота теплоносія розраховується за формулою:

$$Q = D_{ТЗ} \cdot (i_{нк} - i_{к3}) = 0,49 \cdot (2761,521 - 692,06) = 1014,03 \text{ кВт};$$

$$\Delta t_m = t_s - t_1 = 164 - 89,9 = 74,1 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_{\bar{o}} = t_s - t_2 = 164 - 27 = 137 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_m} = \frac{137}{74,1} = 1,85 > 2.$$

Середньоарифметичний температурний напір розраховується за формулою:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} + \Delta t_m}{2} = \frac{137 + 74,1}{2} = 105,55 \text{ } ^\circ\text{C},$$

Площа поверхні теплообмінника, м²,

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{cp}} = \frac{1014,03}{3,4 \cdot 105,55} = 2,8 \text{ м}^2.$$

За таблицею 9 за площею поверхні нагріву обираємо пластинчастий теплообмінник МЗФМ «Альфа-Лаваль» з технічними характеристиками:

- максимальна площа теплообмінника 3 м²;
- робочий тиск 1 МПа;
- максимальна температура 150 °С.

Висновки

У даному курсовому проєкті було виконано розрахунок за заданими вихідними даними. У результаті було визначено продуктивність котельної установки і параметри теплоносіїв у тепловій схемі. Також було виконано аеродинамічний розрахунок, зокрема, розрахунок газового і повітряного трактів. У результаті розрахунку теплової схеми було підібрано обладнання котельної установки, а саме: 3 парових котла з газомазутним пальником ДЕ-10-14ГМ, деаератор атмосферного тиску ДА-50, димосос ДН-10, дугтьовий вентилятор ВДН-9, живильний насос ПДГ 40/30 і два теплообмінники МЗФМ фірми «Альфа-Лаваль».

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до виконання курсового проекту
«РАЙОННА ОПАЛЮВАЛЬНА КОТЕЛЬНЯ»
з навчальної дисципліни
«ДЖЕРЕЛА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ»

Відповідальний за випуск Редько І. О.

Підписано до друку 07.10.2022 р.
Умовн. друк. арк. 3,0. Тираж . Замовлення № .
Видавець та виготовлювач Український державний
університет залізничного транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейєрбаха,7.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018 р.